SKRIFTER FRÅN A.-B. ENOCH THULINS AEROPLANFABRIK
II

FLYGMOTORN

A. ROTERANDE MOTORER

AV

ENOCH THULIN OCH IVAR MALMER

STOCKHOLM. ALBERT BONNIERS FÖRLAG

SKRIFTER FRÅN A.-B. ENOCH THULINS AEROPLANFABRIK
II.

FLYGMOTORN

A. ROTERANDE MOTORER

AV

ENOCH THULIN OCH IVAR MALMER

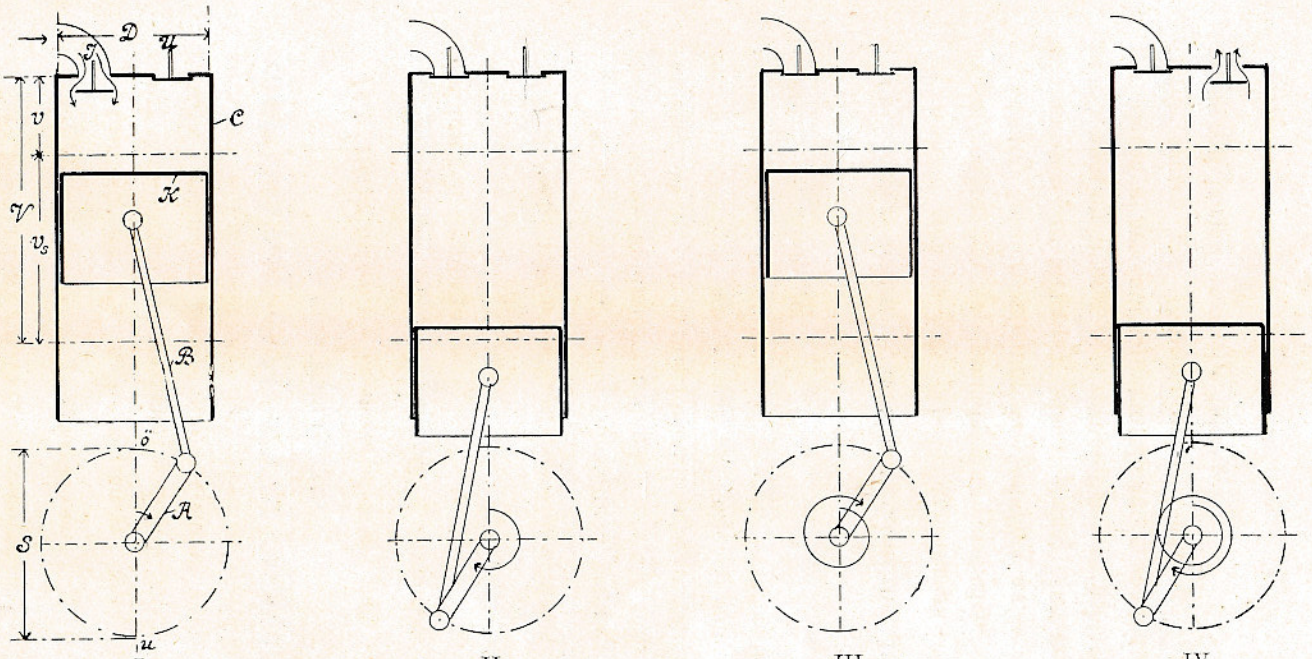
STOCKHOLM. ALBERT BONNIERS FÖRLAG

ALLMÄNT OM EXPLOSIONS-MOTORER.

Fyrtaktmotorns verkningssätt.

Våra dagars flygmotorer grunda sig så gott som uteslutande på fyrtaktsprincipen. Försök äro visserligen gjorda att på flygmotorer tillämpa tvåtaktsförfarandet — såsom av Grade i Tyskland och en eller annan amerikansk konstruktör — men någon ens nämnvärd användning i praktiken ha dessa tvåtaktsmotorer ännu ej fått. Vi kunna därför i det följande inskränka vår beskrivning och diskussion till fyrtaktbensinmotorn, helst som ingen anledning finnes förmoda, att något omslag i hittills tillämpade konstruktionsprinciper kommer att ske under den närmaste tiden.

Fyrtaktmotorns verkningssätt åskådliggöres i fig. 1. Motorn har sitt namn därav, att det oupphörligt upprepade arbetsförloppet fördelar sig över fyra kolvslag eller takter, varvid kraftimpulsen meddelas kolven under en av takterna. Ett helt arbetsförlopp eller en cykel kräver alltså två hela varv. De fyra takterna äro följande:



A vev.
B vevstake.
C cylinder.

K kolv eller kanna.
I inloppsventil.
U utloppsventil.

D borrning eller diameter.
S slaglängd.
v kompressionsrummets volym.

vs slagvolym.
ö övre (inre) dödpunkt.
u undre (yttre) dödpunkt.

Fig. 1.

I. Första takten — insugningsslaget (fig. 1 : I).

Kannan rör sig ut ur cylindern, från övre till undre dödpunkten, och gasblandningen (luft och bensin) insuges i cylindern genom inloppsventilen, som öppnas antingen automatiskt av det yttre övertrycket eller styres av särskilda organ.

II. Andra takten — kompressionsslaget (fig. 1 : II).

Kannan rör sig inåt vid stängda ventiler. Gasblandningen komprimeras.

III. Tredje takten — expansionsslaget (fig. 1: III).

Kannan rör sig utåt vid stängda ventiler. Vid slagets början antändes gasblandningen och förbrännes explosionsartat. De varma förbränningsgaserna utvidga sig och överföra sin energi på kannan, som under förmedling av vevstaken och veven överför den på motorns roterande del.

IV. Fjärde takten — utblåsningsslaget (fig. 1: IV).

Kannan rör sig inåt, och förbränningsgaserna utblåsas genom den nu öppnade utloppsventilen.

Detta är det schematiska förloppet av en cykel. I praktiken är förloppet, såsom senare skall framgå, så till vida modifierat, som insugnings- och utblåsningsperioderna ej äro fullt sammanfallande med första resp. fjärde takten och förbränningens början ej inträffar precis vid början av tredje takten.

Energiomsättningen i motorn. Verkningsgraden.

Källan till det arbete, som kan uträttas av motorn, är alltså det värme, som frigöres, när bränslet förbrinner, och som i första ögonblicket uppmagasineras i förbränningsgaserna, förlänande dem en hög temperatur och därmed högt tryck. Denna förbränningsgasernas potentiella energi avlämnas sedan successivt under tredje takten till motorns rörliga delar, allt under det gasens tryck minskas.

Mängden av det vid förbränningen frigjorda värmet är således i första hand bestämmande för den arbetsmängd, motorn förmår prestera eller för motorns effekt. Under i övrigt lika förhållanden är effekten större, ju större det använda bränslets förbränningsvärme är. Man definierar kvantitativt ett ämnes förbränningsvärme såsom den värmemängd i kilogramkalorier, som bildas vid förbränning av ett kilogram av ämnet. En stor del av detta värme ligger bundet i form av ångbildningsvärme hos den vid förbränningen bildade vattenångan och kan tillgodogöras först om gaserna avkylas så mycket, att vattenångan kondenseras. Som förbränningsgaserna i en explosionsmotor aldrig avkylas under kondenseringstemperaturen, medan de befinna sig i motorn, räknar man härvidlag med ett *undre* bränslevärde hos det använda bränslet, vilket erhålles genom att från förbränningsvärmet subtrahera det bildade vattnets ångbildningsvärme. Här nedan anges undre bränslevärdet hos några för motorer ifrågakommande bränslen:

Råolja	10000	kgkal./kg.
Fotogen	10500	»
Bensin	11000	»
Bensol	9500	»
Sprit (90 %)	5700	»

Bensin är således ett mycket högvärdigt bränsle och på grund därav det, som uteslutande kommer i fråga för flygmotorer.

Om den bensinmängd, som tillföres motorn vid varje insugning är C_s kg., frigöres alltså, under antagande att fullständig förbränning ägt rum, $11000 \cdot C_s$ kilogramkalorier under varje cykel. Gör motorn n varv pr minut, blir, eftersom insugning äger rum endast vartannat varv, den pr sekund tillförda värmemängden

$$Q = \frac{11000 \cdot C_s \cdot n}{2 \cdot 60} \text{ kgkal.,}$$

vilket motsvarar en effekt av

$$N_i = \frac{11000 \cdot C_s \cdot n \cdot 427}{2 \cdot 60 \cdot 75} \text{ hkr.}$$

(427 = mekaniska värmeekvivalenten).

I stället för bensintillförseln för varje insugning kunna vi införa bensinförbrukningen pr timme C_i. Vi ha ju

$$C_s \cdot \frac{n}{2} = \frac{C_i}{60} \text{ och alltså}$$

$$N_i = \frac{11000 \cdot C_i \cdot 427}{60 \cdot 60 \cdot 75} \text{ hkr.}$$

Vi vilja tillämpa denna formel på ett konkret fall. Vid utförda prov visade en 80 hkr. motor en bensinförbrukning av 30 liter = 21 kg. pr timme. Insättes detta värde i formeln, erhålles

$$N_t = 366 \text{ hkr.}$$

Av tillförda 366 hkr. har motorn således förmått omsätta till nyttigt arbete endast 80, d. v. s. omkring 21,8 %. Motorn säges då ha en verkningsgrad på 21,8 %. I allmänhet har man, om motorns nyttiga effekt är N_e hkr. och verkningsgraden betecknas med η,

$$N_e = \eta \, . \, N_t.$$

Att öka verkningsgraden η är ett eftersträvansvärt mål för alla motorer, emedan det medför ekonomisering av driften, men för flygmotorer speciellt, emedan det medför en minskning av det bränsleförråd, som behöver medföras för en viss tids flygning. Ökningen av verkningsgraden är en strävan, som måste gå hand i hand med minskningen av motorns vikt. Om man t. ex. genom att minska den senare nedsätter verkningsgraden i hög grad, kommer vinsten i motorvikt förr eller senare att kompenseras av viktökningen i det nödvändiga bensinförrådet. Så fort det blir fråga om flygning av viss varaktighet, kommer då den lättare motorn ur viktsynpunkt att ställa sig mindre fördelaktig än den tyngre. Den lättare motorn kommer att kunna försvara sin ställning endast vid kortare flygningar. Nu behöver a priori en ökning av effekten pr kg. motorvikt ej nödvändigt vara förenad med en minskning

av verkningsgraden, åtminstone ej i den utsträckning, att likvärdighet i vikthänseende hinner infinna sig under den tid, som praktiskt kan komma i fråga vid flygning, bl. a. med hänsyn till flygarens utmattning. Vi skola längre fram belysa detta resonemang med siffror.

Att endast en ringa bråkdel av bränslets värmeeffekt kan utnyttjas som nyttigt arbete, ligger dels i värmeprocessens egen natur, dels i omöjligheten att undvika förluster i form av värmets bortledande och strålning, friktionsarbete inuti motorn m. m. Även om all rörelse i motorn kunde försiggå utan friktion och intet arbete åtginge för bränsleblandningens insugning och förbränningsgasernas utblåsning, skulle det alstrade arbetet utgöra endast en bråkdel av bränslets värmeeffekt. Denna bråkdel kallas den *termiska verkningsgraden*. Vi beteckna den med η_t. Utav denna bråkdel försvinner sedan en del för det inre arbetet i motorn, och den bråkdel därav, som sedan återstår som nyttigt arbete, kallas för motorns *mekaniska verkningsgrad*. Vi beteckna den med η_m. Verkningsgraden η sammansättes alltså av båda dessa komponenter, och man har

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_t, \text{ d. v. s.}$$

$$N_e = \eta_m \cdot \eta_t \cdot N_t.$$

Vi skola något närmare skärskåda dessa båda faktorer av verkningsgraden.

Den termiska verkningsgraden.

För att vinna en klarare uppfattning av den termiska verkningsgraden representera vi grafiskt sambandet mellan tryck och volym hos gasen inuti cylindern. Som abscissa avsätta vi gasens volym och som ordinata dess tryck. Fig. 2 representerar detta samband för

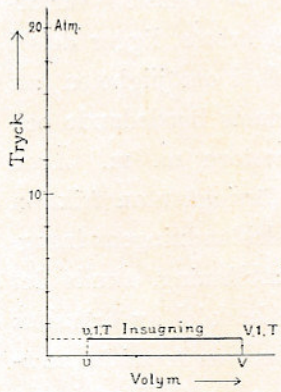


Fig. 2.

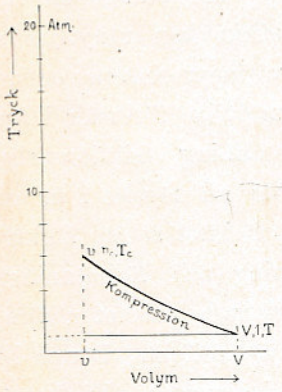


Fig. 3.

insugningsslaget. Vi antaga till en början, att trycket hela tiden är konstant och lika med yttre lufttrycket, som sättes = 1 atm. Sambandet mellan tryck och volym representeras alltså av en rät linje, parallell med volymaxeln, och vars båda ändar ligga vid volymerna v och V, där v är kompressionsrummets volym och V cylindervolymen vid kannans yttersta läge (se fig. 1: 1).

Fig. 3 åskådliggör tryck- och volymändringen under kompressionsslaget, varunder volymen åter minskas från V till v, samtidigt med att trycket ökas från 1 atm.

till p_c atm. Ifall denna volymändring skedde tillräckligt långsamt, för att det vid sammanpressningen alstrade värmet skulle hinna övergå till cylinderväggen, skulle ändringen följa Boyles lag, d. v. s. man finge

$$\frac{p_c}{1} = \frac{V}{v} \text{ eller } p_c \cdot v = 1 \cdot V.$$

Förhållandet $\frac{V}{v}$ kallas kompressionsgraden, och vi beteckna den i det följande med ε. Nu sker sammanpressningen så hastigt, att värmet stannar kvar i gasen och ökar dess temperatur och till följd därav ytterligare dess tryck. Sambandet mellan volym och tryck vid början och slut av slaget kommer därför i stället att uttryckas med

$$p_c \cdot v^m = 1 \cdot V^m,$$

där m är ett tal, som ligger mellan 1,25 och 1,41 samt betyder förhållandet mellan gasens specifika värme vid konstant tryck och vid konstant volym. Trycket vid slutet av kompressionsslaget är alltså

$$p_c = \left(\frac{V}{v}\right)^m = \varepsilon^m.$$

Samtidigt har temperaturen ökats från T till T_c på så sätt, att

$$T_c = T \cdot \varepsilon^{m-}$$

(T_c och T betyda här de absoluta temperaturerna, d. v. s. Celsiustemperaturen ökad med 273°).

Volymändringen säges ha försiggått *adiabatiskt*.

Följande tabell ger en sammanställning av kompressionstrycken p_c och kompressionstemperaturerna T_c vid olika värden på kompressionsgraden ε, under antagande av tre olika värden på begynnelsetemperaturen T samt för tre olika värden på m. Begynnelsetrycket p är här antaget vara 0,9 atm. i st. f. 1 atm.

Tabell I.

Kompressionsgrad ε = ...		3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0
$m = 1{,}30$	$p = 0{,}9$ atm.; p_c =	3,75	4,58	5,46	6,36	7,29	9,24	11,3	13,42	15,7
	T_c för T=380°=107° C	528	553	576	597	616	650	681	708	734
	T_c för T=400°=127° C	556	583	607	628	648	684	718	747	773
	T_c för T=425°=152° C	591	618	644	667	688	727	761	793	820
$m = 1{,}35$	$p = 0{,}9$ atm.; p_c =	3,96	4,88	5,84	6,86	7,89	10,1	12,4	14,9	17,5
	T_c för T=380°=107° C	558	588	623	644	671	716	755	795	825
	T_c för T=400°=127° C	588	620	650	678	706	755	796	834	870
	T_c för T=425°=152° C	625	658	691	719	750	800	845	886	922
$m = 1{,}41$	$p = 0{,}9$ atm.; p_c =	4,23	5,26	6,35	7,50	8,68	11,2	13,9	16,8	19,9
	T_c för T=380°=107° C	597	635	671	704	735	793	843	891	936
	T_c för T=400°=127° C	628	668	706	742	775	836	888	938	984
	T_c för T=425°=152° C	667	710	750	788	821	886	943	996	1049

Kompressionsgraden utövar, som vi skola finna, en stor inverkan på den termiska verkningsgraden.

Fig. 4 åskådliggör tillståndsändringen under tredje takten. Vid taktens början förbrännes häftigt bränsleblandningen under stark ökning av temperatur och tryck. Den högsta temperaturen T_e och det högsta

trycket p_e uppnås, innan volymen ännu hunnit ökas nämnvärt, varpå vid kannans utgång trycket minskas adiabatiskt till p_u vid slagets slut samt temperaturen till T_u.

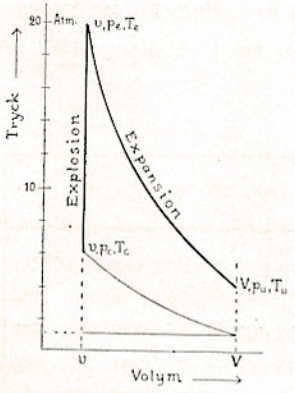


Fig. 4.

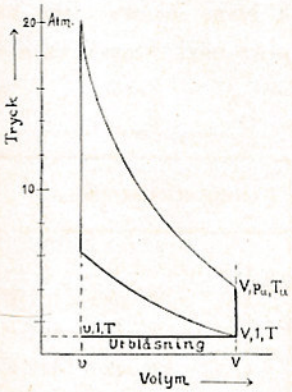


Fig. 5.

Fig. 5 visar till slut ändringarna under fjärde takten, vilka vi till en början antaga ske på så sätt, att förbränningsgasernas temperatur först sjunker från T_u till utgångstemperaturen T och samtidigt trycket från p_u till p, varpå utblåsningen sker vid konstant tryck $p = 1$ atm.

I fig. 6 äro alla dessa diagram sammanförda till ett, vilket då är ett uttryck för den ideella kretsprocess, gaserna tänkas ha genomgått under loppet av de fyra takterna.

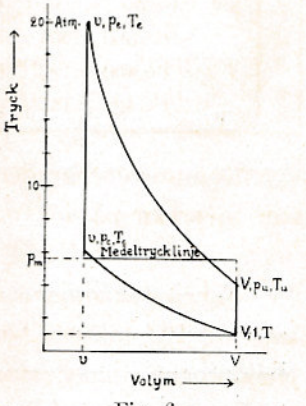


Fig. 6.

Om en gas utvidgar sig, är det arbete, gasen uträttar, lika med trycket gånger volymökningen. Det kan härmed visas, att det arbete, gasen i cylindern uträttat under ett kretslopp, kan representeras kvantitativt med storleken av den yta, som rymmes inom det slutna diagrammet. Denna yta kan ersättas av en rektangel, som har volymändringen $V - v$ till bas och p_m (se fig. 6) till höjd. Trycket p_m säges då vara medeltrycket under arbetsperioden.

För att komma fram till kompressionsgradens inverkan på den termiska verkningsgraden samla vi här nedan de ekvationer, som gälla för de olika takterna.

För kompressionen gäller

$$\frac{V}{v} = \varepsilon$$

$$\frac{p_c}{1} = \left(\frac{V}{v}\right)^m = \varepsilon^m$$

$$T_c = T \cdot \varepsilon^{m-1}.$$

För den värmemängd Q_1, som alstras vid explosionen och tillföres förbränningsgaserna, gäller

$$Q_1 = c_v \cdot P \cdot (T_e - T_c),$$

där c_v är förbränningsgasens specifika värme vid konstant volym och P dess vikt. Härur kan explosionstemperaturen T_e beräknas, då alla övriga ingående storheter äro bekanta.

För expansionen gäller:

$$\frac{p_e}{p_u} = \left(\frac{V}{v}\right)^m = \varepsilon^m$$

$$T_e = T_u \cdot \varepsilon^{m-1}.$$

För den värmemängd Q_2, som avledes till omgivningen vid processens slut, gäller

$$Q_2 = c_v \cdot P \cdot (T_u - T).$$

Det nyttiggjorda värmet L är skillnaden mellan det tillförda och avledda, d. v. s.

$$L = Q_1 - Q_2.$$

Verkningsgraden η_t är förhållandet mellan det i arbete omsatta värmet, $Q_1 - Q_2$, och det tillförda Q_1, d. v. s.

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Om häri insättas de föregående uttrycken för Q_1 och Q_2, erhålles

$$\eta_t = 1 - \frac{T_u - T}{T_e - T_c}.$$

Insättas nu här i nämnaren de förut funna uttrycken för T_e och T_c, erhålles

$$\eta_t = 1 - \frac{T_u - T}{\varepsilon^{m-1}(T_u - T)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{m-1}}.$$

Av detta uttryck framgår, vilken roll kompressionsgraden spelar för η_t. Ju större ε är, desto större blir tyd-

ligen η_t. Uttrycket ger också det största möjliga värde, den termiska verkningsgraden kan uppnå för ett givet värde på ε. Om vi t. ex. välja kompressionsgraden 4 samt antaga ett värde på m av 1,35, blir den maximala termiska verkningsgraden 0,384, d. v. s. 38,4 %. För $\varepsilon = 6$ bleve den 46,5 %. Nu är värdet av m i allmänhet ej känt med någon större noggrannhet, varför noggrannheten i det teoretiska värdet av den termiska verkningsgraden ej är absolut.

Den indicerade verkningsgraden.

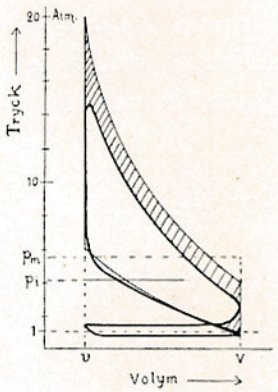


Fig. 7.

I praktiken kommer man aldrig upp till den teoretiska termiska verkningsgrad, som erhålles ur den sista ekvationen, beroende på att processen aldrig försiggår på det ideella sätt, som här förutsättes. I verkligheten sker under *hela* kretsloppet värmeavledning till omgivningen, gasen förbrännes ofullständigt eller förbränningen utsträckes över en större del av expansionsslaget, varför trycket hela tiden kommer att ligga under det teoretiskt beräknade. Mätes och inregistreras medelst en indikator, ansluten till cylindern, tryck och volym under ett kretslopp, kommer det *indicerade* diagrammet att avvika från det teoretiska på sätt, som fig. 7 visar. Det indicerade diagrammet är draget med grövre linjer

än det teoretiska. Eftersom diagrammets yta är ett mått för det uträttade arbetet, ger tydligen den streckade ytan ett mått för värmeförlusterna under processen (härvid bortses från förlusten under kompressionen, vilken delvis kompenseras av en vinst). Det indicerade arbetet utgör således en mindre bråkdel η_i av värmeeffekten än den teoretiska η_t. Man kallar η_i den *indicerade termiska verkningsgraden* eller endast den *indicerade verkningsgraden*. Förhållandet mellan de båda diagrammens ytor, vilket tydligen är lika med $\frac{\eta_i}{\eta_t}$, är ett uttryck för förbränningsprocessens fullkomlighet. Mot det indicerade tryckdiagrammet svarar tydligen ett lägre medeltryck p_i än det teoretiska. I praktiken kunna förhållandena så omkastas, att en motor, trots en högre kompressionsgrad, har en lägre indicerad verkningsgrad än en annan, beroende på ofullkomlighet i förbränningsprocessen.

Att förbättra den indicerade verkningsgraden och få den att allt mer närma sig den teoretiska är tydligen ett viktigt ögonmärke för motorkonstruktören.

Vad man härvid först måste sörja för är, att det insugna bränslet så fullständigt som möjligt förbrännes i cylindern. Fördenskull måste bränsle och luft vara blandade i de rätta proportionerna, vilket blir en uppgift för den använda förgasaren. Denna bör vara så konstruerad, att det rätta blandningsförhållandet luft : bensin bibehålles vid olika varvantal. För att få bensinen, vilken i förgasaren medryckes av luften i form av små droppar, fullständigt förgasad, innan den kom-

mit in i cylindern, användes vid stående motorer metoden att förvärma luften med tillhjälp av det varma kylningsvattnet eller medelst avloppsgaserna. Några motorer taga in förbränningsluften genom kanaler, som passera genom vevhuset. Härigenom vinnes både att luften förvärmes, och att oljan i vevhuset avkyles. Vid roterande motorer behöver ej luften förvärmas, enär en effektiv förgasning erhålles, då blandningen passerar genom vevhuset.

Alltför bensinfattiga blandningar förbrinna mycket långsamt med den påföljd, att förbränningen ofta ej är slut, när inloppsventilen öppnas. I detta fall slår explosionen tillbaka genom tilloppsrören till förgasaren (»knallar i förgasaren»), vilket ofta kan bli anledningen till farliga eldsvådor. Alltför bensinrika blandningar tända ej alls.

För att närma sig det teoretiska förloppet är det vidare viktigt, att gasblandningen praktiskt taget fullständigt förbrunnit och når sitt högsta tryck i det ögonblick, då kannan befinner sig i sitt inre dödläge. Fördenskull är det nödvändigt att antända gasblandningen en stund före detta läge. Graden av denna förtändning är beroende av varvantalet och bör vara större, ju hastigare motorn går. Vid motorer, som gå med mycket varierande varvantal, bör därför tändningsmomentet kunna varieras, antingen för hand eller automatiskt, men vid flygmotorer, som alltid gå i närheten av sin maximala effekt, kan tändningen en gång för alla inställas på den lämpligaste punkten. Vid

långsam gång eller vid igångsättning fordras då i vissa fall en särskild anordning för senare tändning. Den riktiga inställningen av tändmomentet är av synnerligen stor vikt, alldenstund en ganska liten avvikning från den rätta kan nedsätta effekten med 10—20 %. För tidig tändning medför, att högsta trycket uppnåtts, innan kannan nått sitt inre dödläge, varför en stor del av värmet övergår i cylinderväggen och aldrig kommer expansionen till godo.

För uppnående av en effektiv tändning är vidare tändstiftets placering och explosionsrummets form av stor betydelse. Varje anordning, som kan hindra den vid gnistan bildade klotformiga explosionsvågen att fritt och snabbt utbreda sig till hela gasblandningen, är förkastlig. Ibland användas tvenne separat matade tändstift, i ändamål att erhålla dels en snabbare tändning, dels en dubbel säkerhet mot tändningens fullständiga uteblivande på grund av skada å tändstiftet. Ökningen i verkningsgrad blir emellertid härigenom minimal, ifall explosionsrummet har en lämplig form och ej är mycket stort.

Explosionsrummets form spelar även ur en annan synpunkt en viktig roll. För att minsta möjliga mängd värme skall övergå till cylinderväggen, medan förbränningsgaserna äro som varmast, bör beröringsytan i förhållande till volymen vara så liten som möjligt. Detta skulle leda till klotform på explosionsrummet, alldenstund klotet för en given volym har den minsta ytan.

Denna form kan emellertid av andra skäl ej genomföras. Värme övergår i väggen ej blott genom ledning utan även genom strålning från de brinnande gaserna. En sotig yta absorberar denna strålning mera än en blank, och detta ger anledning att hålla explosionsrummet fritt från sot.

Den mekaniska verkningsgraden.

Vid uppritandet av tryckdiagrammet fig. 6 gjordes det antagandet, att gasernas tryck såväl vid insugning som utblåsning är lika med det yttre lufttrycket. Detta är en förutsättning, som aldrig håller streck, men felaktigheten därav inverkar ej på resonemanget om den termiska verkningsgraden. Däremot bidraga dessa avvikelser från idealfallet att minska den mekaniska verkningsgraden. Idealfallet skulle uppstå, om kommunikationen mellan cylindern och ytterluften skedde genom så rymliga öppningar, att de ej erbjöde något motstånd för den passerande gasen. Nu är man vid ventilernas anbringande i allmänhet inskränkt till för liten plats, med den påföljd att gasen under utblåsningen har ett tryck över det yttre trycket och vid insugningen under detsamma (se fig. 7). Både vid utblåsning och insugning verkar alltså denna tryckskillnad hindrande på kannans rörelse, och motorn måste förbruka ett visst arbete för att övervinna detta motstånd. För att minska denna effektförlust böra ventilöppningar och gasledningar ha så rikligt tilltagna dimensioner som möjligt. Detta är viktigt även ur

den synpunkten, att härigenom den insugna gasmängden ökas, varigenom motorns effekt ökas.

En annan utgiftspost har motorn att bestrida vid övervinnandet av alla friktionsmotstånd dels i lager, dels i glidytorna mellan kannor och cylindrar. Storleken av detta förlustarbete beror naturligtvis i hög grad på noggrannheten i utförande men delvis även på konstruktionen.

Fig. 8 åskådliggör, hur det på kannan utövade gastrycket P kan tänkas uppdelat i en komposant i vevstakens riktning, K, och en vinkelrätt mot cylinderväggen, N. Sidotrycket N är tydligen en större bråkdel av kanntrycket, ju större vinkeln β mellan vevstake och cylinderaxel är. Det är därför större t. ex. med korta vevstakar än med långa. Friktionskraften är nu en viss bråkdel av detta sidotryck ($= \mu \cdot N$; $\mu =$ friktionskoefficienten), och storleken av denna beror på glidytornas beskaffenhet och smörjningens effektivitet.

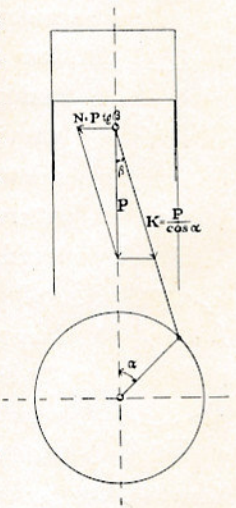


Fig. 8.

Det arbete, som går förlorat genom friktionen, är lika med produkten av friktionskraften μN och kannans tillryggalagda väg. Kraften μN växlar storlek under ett helt expansionsslag, beroende på att dels P, dels β ändras. Medan P har sitt största värde, är kan-

nans hastighet och tillryggalagda väg relativt liten. Den största friktionsförlusten sker med andra ord under den del av slaget, då vinkeln β är relativt stor, ehuru P ej där har sitt största värde. Under denna period är nämligen dels $N = P \cdot tg\,\beta$ relativt stort, dels kannans hastighet och tillryggalagda väg relativt stor. Det är önskvärt, att sidotrycket under denna period har så litet värde som möjligt. Denna tankegång har lett till det desaxiala byggnadssättet (fig. 9), vid vilket cylinderns axellinje ej går genom rotationscentrum utan är förskjuten ett stycke åt den sida därom, där veven befinner sig under expansionsslaget. Härigenom vinnes, att vinkeln β och därmed också kannans sidotryck får ett mindre värde under större delen av expansionsslaget. Emellertid ökas härigenom vevstakens snedställning och härmed sidotrycket under kompressionen. Går sidoförskjutningen för långt, inträffar, att vinsten under expansionen kommer att uppvägas av den ökade förlusten under kompressionen. Det finns således en viss optimumförskjutning (fig. 9, a), för vilken vinsten blir störst, och denna kan anges vara

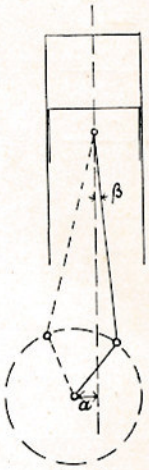


Fig. 9.

$a = 0{,}58\,r \quad 0{,}52\,r \quad 0{,}45\,r \quad 0{,}38\,r$

om vevstakslängden $l = 5{,}0\,r \quad 4{,}5\,r \quad 4{,}0\,r \quad 3{,}5\,r$

där r är vevarmens längd.

Sidoförskjutningen måste alltså vara mindre, ju kortare vevstaken är i förhållande till slaglängden. Vinsten i effekt genom den desaxiala anordningen upp-

ges uppnå en storhetsordning av 2 % och är således relativt liten.

Den mekaniska verkningsgraden utgör vid goda motorer 80 à 90 %.

I vad mån roterande motorer i fråga om sidotryck hos kannan skilja sig från stående, skall utredas i avdelningen om roterande motorer.

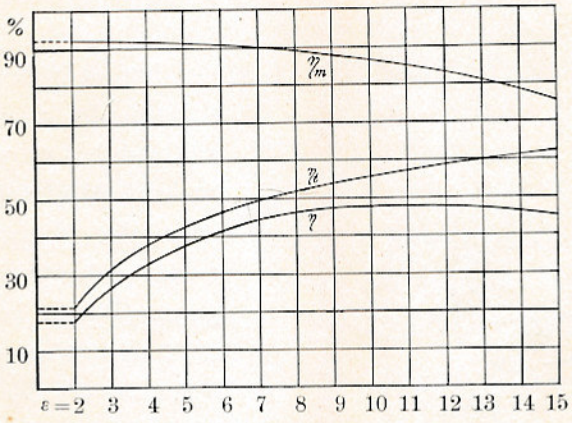


Fig. 10.

Liksom den termiska är även den mekaniska verkningsgraden beroende av kompressionsgraden men på det sättet, att den minskas, om kompressionen ökas. Några fullt tillförlitliga uttryck för detta beroende låta sig ej uppställas. I fig. 10 är grafiskt framställt detta beroende, under förutsättningar, som åtminstone i rätt riktning svara emot förhållandena i praktiken. Samtidigt äro här infällda kurvorna för η_t och $\eta = \eta_m \cdot \eta_t$. Den sista kurvan visar, att den slutliga verkningsgraden η uppnår ett maximum vid en viss kompressions-

blåsningsarbete. Slutligen återstående 23 % utgöra det nyttiga arbetet. $\frac{23}{30} = 77\ \%$ är alltså i detta fall den mekaniska verkningsgraden.

I vilken grad det lönar sig att försöka nedbringa förlusterna, framgår tydligt av det valda exemplet. Om värmeförlusterna kunde minskas endast med 1 % på vardera av de två posterna, d. v. s. från 70 till 68 %, skulle det nyttiga arbetet ökas från 23 till 25 %, d. v. s. med 2 på 23 eller 8,7 % av det förra värdet.

Fyllningsgraden.

Motorns effekt beror, såsom förut framhållits, i första hand av mängden pr sekund förbränt bränsle, d. v. s. med användande av samma beteckningar som tidigare, av $C_s \cdot \frac{n}{2 \cdot 60}$. Ju större mängd bensin, C_s, som insuges varje insugningsslag, desto större blir alltså effekten, under förutsättning att blandningsförhållandet luft : bensin fortfarande är det rätta och att verkningsgraden är densamma. Effekten är under denna förutsättning alltså proportionell mot den insugna gasmängden eller laddningen. Dennas storlek är emellertid beroende av många omständigheter. När inloppsventilen öppnas, är kompressionsrummet fyllt av den kvarblivande resten av utloppsgasen, vilken på grund av det förut omtalade utblåsningsmotståndet har ett tryck något över omgivningens samt en ganska hög temperatur. Innan laddningen kan börja strömma in, måste

grad. Över $\varepsilon = 9$ medför en ökning av kompressionsgraden inga fördelar. I praktiken är den begränsad med hänsyn till faran, att självantändning av den komprimerade blandningen skall äga rum. Den på flygmotorer använda kompressionsgraden håller sig i närheten av 4 à 5.

Värmediagram.

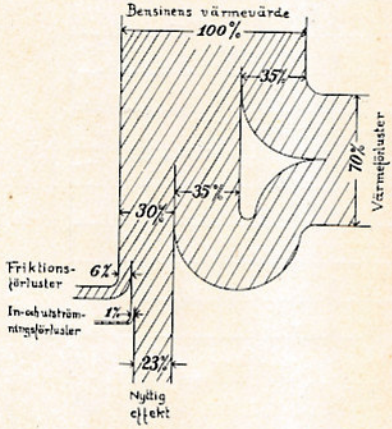


Fig. 11.

För att få en överskådlig bild av energiutbytet hos en motor brukar man grafiskt framställa detsamma medelst s. k. värmediagram. Dylika kunna ritas på många olika sätt, men det här (fig. 11) återgivna s. k. Sankey-diagrammet har fördelen av en lättfattlig och överskådlig form. Av bensinens energivärde, som sättes lika med 100, gå i det åskådliggjorda exemplet 35 % över i cylinderväggarna som värme och försvinna i kylvattnet eller, vid luftkylda motorer, direkt i den omgivande luften. 35 % kvarstanna i utloppsgaserna. Summan av dessa förluster, 70 %, utgör den totala värmeförlusten. Av de återstående 30 %, vilket tal alltså utgör den termiska verkningsgraden, åtgå de 6 % för friktionsarbete och 1 % för insugnings- och ut-

alltså denna rest utvidga sig, så att undertryck uppkommer i cylindern. Detta undertryck blir större, ju större motståndet i inloppsrör och inloppsventil är. Den insugna laddningen mottager värme dels från restgaserna, dels från den relativt varma cylinderväggen. Allt detta bidrar att nedsätta vikten av den insugna laddningen. Förhållandet mellan den faktiska vikten av den insugna laddningen och vikten av den teoretiskt möjliga kallas den kvantitativa *fyllningsgraden*.

Av det föregående framgår, att möjligast rymliga inlopps- och utloppskanaler, minsta möjliga restgasmängd och väl kylda cylindrar verka höjande på fyllningsgraden och därmed motoreffekten. För att uppnå en effektivare utblåsning av förbränningsgaserna låter man i praktiken utloppsventilen öppnas, innan ännu expansionsslaget är avslutat och kannan nått sitt yttre dödläge samt ofta sluta sig först en stund efter sedan kannan passerat det inre dödläget. I närheten av dödlägena är kannans hastighet ju synnerligen liten. Den förlust i effekt, man gör genom det ofullständiga utnyttjandet av expansionen, är därför synnerligen liten och överträffas av den vinst, man gör genom att ge utloppsgasen större tid för sin utströmning. Antingen i samma ögonblick, som utloppsventilen stänges, strax efter eller ibland strax före låter man inloppsventilen öppna sig för att sedan stängas först en stund efter sedan kannan passerat sitt yttre dödläge. Då kannan befinner sig i yttre dödläget, är ännu undertrycket i cylindern relativt stort, och genom att ge gasen tid att

ännu en stund inströmma, medan kannan i närheten av dödläget med mycket liten hastighet rör sig inåt, utjämnas detta undertryck och fyllningsgraden ökas. Storleken av detta för- eller efteröppnande resp. stängande av ventilerna definieras lämpligast genom angivande av den vinkel, veven (eller vid roterande motorer cylinderaxeln) i öppnings- och slutningsögonblicket bildar med nolläget, d. v. s. en linje genom de båda dödpunkterna. Dess lämpliga värde beror av rotationshastigheten. De gynnsammaste punkterna kunna erhållas endast genom experiment.

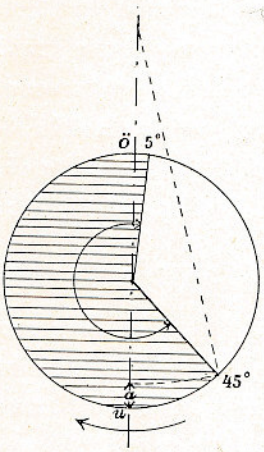


Fig 12.

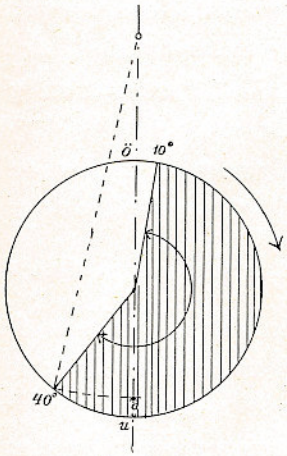


Fig. 13.

Figg. 12 och 13 ge exempel på s. k. ventilinställningsdiagram. Fig. 12 gäller för utloppsventilen och fig. 13 för inloppsventilen. Radierna ange vevens (vid roterande motorer cylinderns) ställning, då ventilerna öppnas och slutas. De prickade räta linjerna ange

vevstakens läge vid utloppsventilens öppnande och inloppsventilens stängande (vevstakslängden = 3 r). Sträckan a är således den väg, kannan hinner tillryggalägga mellan öppnings- resp. stängningsögonblicket och den yttre dödpunkten — som synes en mycket liten del av slaglängden.

Fyllningsgradens beroende av lufttrycket.

Laddningens storlek är beroende av det yttre lufttrycket och lufttemperaturen. Den ökas med det förras och minskas med den senares stegring. Av denna grund är effekten hos en given motor i hög grad beroende av arbetsplatsens höjd över havet, vilket särskilt för flygmotorer spelar en viktig roll. Om en motor vid 760 mm. lufttryck ger en normal effekt av N_e hkr., kan den vid B mm. tryck anses ge $\frac{B}{760} \cdot N_e$ hkr., ifall lufttemperaturen är densamma. Följande tabell ger en sammanställning av lufttrycket på olika höjder, då det vid marken antages vara 760 mm. och temperaturen antages vara konstant lika med 10° på alla höjderna, samt av minskningen i motoreffekt på de olika höjderna. Barometerståndet B_h är beräknat ur formeln

$$H = (18432 + 69 \cdot t) \log \frac{760}{B_h}$$

där H är höjden i m och t temperaturen (= 10°).

Tabell II.

Höjd över havet $H =$	0	500	1000	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
Barometerstånd $B_h =$	760	716	674	635	598	562	530	470	416	369	327	290	257
Minskning av motoreffekten i %	0	5,6	11,3	16,4	21,3	26,0	30,3	38,2	45,2	51,5	57,0	61,9	66,2

De på detta sätt beräknade lufttrycken äro ej överensstämmande med verkligheten, därför att ingen hänsyn är tagen till lufttemperaturens minskning med stigande höjd. Tar man hänsyn härtill, blir lufttrycket ännu mindre, men luftens *täthet* och därmed laddningens storlek blir dock ungefär proportionell mot de ovan beräknade trycken, emedan den lägre temperaturen i sin ordning ökar tätheten. Felet torde uppgå till 2 à 3 %.

Det är att märka, att denna minskning i effekten hos en flygmotor ej ger sig till känna i någon minskning i varvantalet. Till följd av luftförtunningen minskas nämligen också motståndet för propellerbladen i samma grad.

En flygmaskins stighöjd.

Parallellt med minskningen i motorns effekt vid större höjd går en ökning av den minsta motorstyrka,

flygmaskinen behöver för horisontell flygning.[1]) Det överskott i motorkraft utöver den för horisontell flygning nödvändiga, som flygmaskinen besitter i närheten av marken, tränges således ihop från båda hållen, när höjden ökas, för att på en viss höjd bli lika med noll. Maskinen har då nått sin största möjliga höjd.

Hur stort överskottet i motorstyrka nere vid marken måste vara, för att maskinen skall kunna uppnå en viss höjd, kan bestämmas på följande sätt.

När lufttrycket minskas från B_0 till B_h mm., minskas bärighetskonstanten K_y[1]) för en och samma flygvinkel i samma proportion som lufttrycket, således

$$\frac{K_{y_h}}{K_{y_0}} = \frac{B_h}{B_0}.$$

Skall maskinen fortfarande hålla sig flytande, måste alltså hastighetens kvadrat ändras i omvänd proportion med lufttrycket. Vid flygning med minsta möjliga motorstyrka har nämligen flygvinkeln samma värde, oberoende av höjden — man kan alltså ej kompensera minskningen i K_y genom att öka flygvinkeln. Man får alltså, om V_h och V_0 äro hastigheterna på h resp. 0 m. höjd:

$$\frac{V_h^2}{V_0^2} = \frac{B_0}{B_h} \text{ eller } \frac{V_h}{V_0} = \sqrt{\frac{B_0}{B_h}}.$$

Som dragkraften fortfarande, eftersom flygvinkeln är densamma, utgör samma bråkdel av maskinens vikt, är även den erforderliga motorstyrkan proportionell

[1]) Se »Flygmaskinen» av förf.

mot hastigheten. Behövs vid marken N_0 hkr. och på h m. höjd minst N_h hkr., har man alltså

$$\frac{N_h}{N_0} = \frac{V_h}{V_0} = \sqrt{\frac{B_0}{B_h}} \text{ eller } N_h = N_0 \cdot \sqrt{\frac{B_0}{B_h}}.$$

Om motorns totala effekt vid marken är N_e hkr. och på h m. höjd N_{e_1} hkr., har man

$$\frac{N_{e_1}}{N_e} = \frac{B_h}{B_0} \text{ eller } N_{e_1} = N_e \cdot \frac{B_h}{B_0}.$$

När N_h och N_{e_1} bli lika stora, har maskinen uppnått sin största höjd. Man får alltså härför

$$N_0 \cdot \sqrt{\frac{B_0}{B_h}} = N_e \cdot \frac{B_h}{B_0} \text{ eller.}$$

$$N_0 = N_e \cdot \frac{B_h}{B_0} \cdot \sqrt{\frac{B_h}{B_0}} = N_e \cdot \left(\frac{B_h}{B_0}\right)^{\frac{3}{2}}.$$

Ur denna ekvation kan alltså beräknas, hur stor bråkdel den vid marken erforderliga minsta motorstyrkan, N_0, högst får utgöra av motorns maximala effekt, N_e, för att höjden h m. skall kunna uppnås.

För att kunna uppnå t. ex. 3000 m. höjd, där trycket är 530 mm., får man

$$N_0 = N_e \cdot \left(\frac{530}{760}\right)^{\frac{3}{2}} = N_e \cdot 0{,}58.$$

N_0 får alltså utgöra högst 58 % av motorns maximala effekt, d. v. s. motorn måste vid marken ha ett kraftöverskott på 42 % av sin största effekt.

För att uppnå 5500 m. höjd, där lufttrycket är omkring hälften så stort som vid marken, får N_0 utgöra högst 35 % av N_e, d. v. s. motorn måste ha ett kraftöverskott av 65 %.

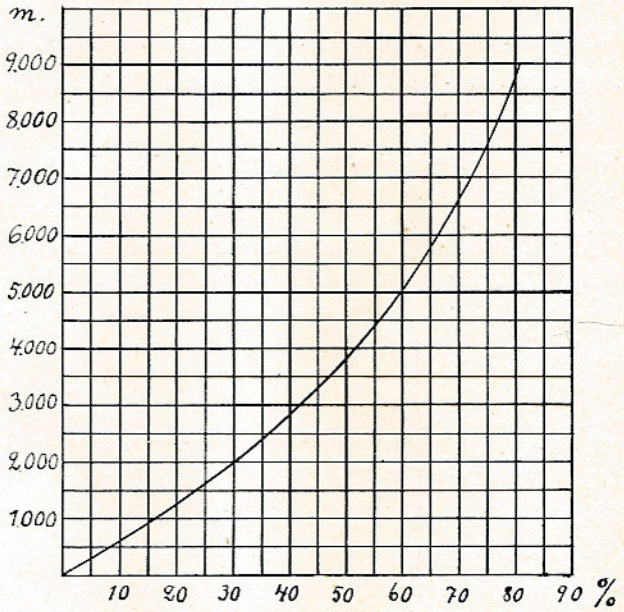


Fig. 14.

I fig. 14 äro grafiskt representerade de största möjliga stighöjderna för olika kraftöverskott hos motorn vid marken.

Vi vilja tillämpa kurvan på ett konkret fall. En Morane—Saulnier maskin med 80 hkr. motor behöver för horisontell flykt vid marken minst 22,2 effektiva hkr.[1]), d. v. s., med antagande av verkningsgraden 0,7

[1]) Se »Flygmaskinen» av förff.

hos propellern, 31,6 av motorns hkr. Motorns maximala effekt vid marken kan sättas lika med 85 hkr. Överskottet i motorkraft utgör alltså vid marken $\frac{85 - 31{,}6}{85} = 62{,}8$ %. Av kurvan synes, att detta överskott medger en stighöjd av 5450 m. De högsta uppnådda höjderna utgöra i verkligheten 5450 m. (Legagneux) och 5610 m. (Garros), en rentav förbluffande överensstämmelse med det beräknade värdet.

Av samma anledning som den nu diskuterade kan en flygmaskins stigförmåga en kall vinterdag med högt lufttryck och en varm sommardag med lågt lufttryck vara högst väsentligt olika.

Varvantal och slagförhållande.

Effekten är tydligen även beroende av hur ofta ny laddning tillföres cylindern, m. a. o. av varvantalet. Om fyllningsgrad och verkningsgrad ej berodde av varvantalet, borde alltså effekten vara direkt proportionell mot varvantalet. I verkligheten förhåller det sig så, att effekten ökas upp till ett visst varvantal för att över detsamma åter minskas, beroende dels på att fyllningsgraden vid höga varvantal minskas på grund av den korta tiden för gasens inströmmande, dels på att den mekaniska verkningsgraden minskas vid ökning av varvantalet till följd av tilltagande friktion. Vill man utvinna största möjliga effekt av en given motorvikt, bör man alltså låta motorn gå med det varvantal, för vilket effekten är maximum. För en flygmotor

betyder detta, att propellern bör vara beräknad så, att den bromsar motorn just till det lämpliga varvantalet. Alltför högt varvantal är ej lämpligt vid en flygmotor, därför att propellerns verkningsgrad minskas på samma gång som dess längd. Vid mycket högt varvantal hos motorn får man för att kunna använda längre propeller tillgripa utvägen att växla ned varvantalet. Härvid går emellertid en del effekt förlorad i växeln.

Högt varvantal medför emellertid alltid ett bättre utnyttjande av motorns vikt, alldenstund dimensionerna hos motorns delar ur hållfasthetssynpunkt bestämmas av det största uppkommande trycket, ej av hur ofta detta tryck upprepas.

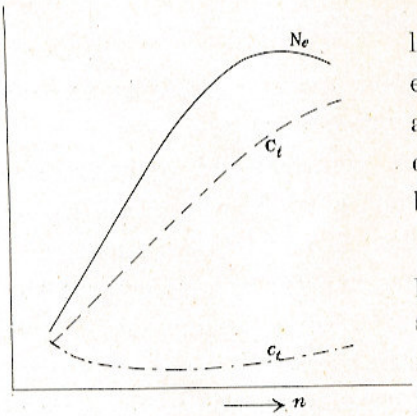


Fig. 15.

I fig. 15 framställes schematiskt dels effektens (N_e) beroende av varvantalet, dels den totala bensinförbrukningen C_t och dels bensinförbrukningen pr hästkraft c_t. Den senare har således ett minimum vid varvantal något under motorns maximala effekt. Att kurvan c_t stiger vid högre varvantal beror på minskningen i den mekaniska verkningsgraden.

Med en bestämd slagvolym v_s (se fig. 1:1) och ett bestämt varvantal skulle en motors effekt vara given.

En och samma slagvolym v_s kan emellertid uppnås på flera sätt. Man kan ha relativt stor diameter på cylindern och relativt liten slaglängd eller tvärtom. Förhållandet mellan slaglängd S och diameter D benämnes slagförhållandet. Äldre motorer voro relativt kortslagiga, men utvecklingen har i allmänhet gått i riktning mot en ökning av slagförhållandet. Skäl finnas, som tala för såväl den ena som den andra lösningen. Med större slagförhållande blir kannans yta och därmed kanntrycket mindre med påföljd, att en del påkänningar i motorns inre organ nedsättas. Kompressionsrummet får med större slagförhållande en mindre yta för samma volym, vilket inverkar fördelaktigt på den termiska verkningsgraden. Den största tändningssträckan minskas, varför tändningen hinner utbreda sig över hela kompressionsrummet fortare. Skäl, som tala emot det långa slaget, äro bl. a. den större svårigheten att anbringa tillräckligt rymliga ventiler samt motorns stora höjd, alldenstund vevstakslängden måste ökas i samma proportion som slaglängden, för att sidotrycket ej skall bli för ogynnsamt. Höjden kan dock nedbringas med användande av desaxialt byggnadssätt. Det långa slaget medför ett sämre utnyttjande av cylinderns vikt, alldenstund effekten ökas med diameterns kvadrat men cylindervikten endast med diametern. Det långa slaget medför större kannhastighet och ökade tröghetskrafter vid kannans acceleration och retardation, vilka dock i någon mån åter minskas genom kannans minskade vikt. Vid roterande motorer medför långt slag större radie och därmed ökade centrifugalkrafter.

Nedanstående tabell ger en sammanställning av berörda storheter vid några mera använda flygmaskinsmotorer.

Namn	Byggnadssätt	Antal cylindrar	Varvantal	Effekt Hkr.	D mm.	S mm.	S/D
Mercedes	stående	6	1400	80	105	140	1,333
»	»	»	»	100	120	140	1,165
»	»	»	»	120	125	150	1,200
»	»	»	»	160	140	160	1,141
Austro-Daimler	»	»	1350	100	120	140	1,165
»	»	»	1250	120	130	175	1,345
»	»	»	1350	150	138	175	1,268
Benz	»	»	1400	110	116	160	1,378
»	»	»	1400	150	130	180	1,384
Curtiss	»	8	1400	90	101,6	127	1,250
»	»	»	»	160	127	177,8	1,400
Renault	»	12	1850	90	90	120	1,333
Gnôme	roterande	7	1200	50	110	120	1,091
»	»	»	»	80	124	140	1,129
Le Rhône	»	7—9	1200	60—80	105	140	1,333
Clerget	»	7	1180	50—60	120	120	1,000
»	»	7	1180	80	120	150	1,250

Motorns vikt.

Redan på automobilmotorn ställas ganska höga fordringar i fråga om reducering av motorns vikt pr hästkraft, men dessa fordringar äro naturligtvis ännu högre drivna vid flygmotorer. Varje reduktion, som kan göras, betyder en lika stor ökning av flygmaskinens nyttiga last. Det säger sig dock självt, att denna vinst

är till föga nytta, om den sker på bekostnad av motorns driftsäkerhet.

De medel, man har att tillgripa, äro, förutom de redan diskuterade, nämligen förbättring av verkningsgrad, fyllningsgrad, ökning av varvantal m. m., bl. a. en lämplig formgivning åt motorns detaljer, så att den erforderliga hållfastheten uppnås med minsta vikt, samt ett ytterligare nedbringande av denna vikt genom användande av högvärdigt konstruktionsmaterial. Automobilerna ha drivit fram produktionen av högvärdiga specialstål, nickelstål, kromnickelstål m. m., vilkas hållfasthetssiffror uppnå det flerdubbla värdet av vanligt kolståls. De bästa av dessa specialstål äro självskrivna som flygmotormaterial. Varje tanke på att som konstruktionsmaterial för delar, som äro utsatta för påkänningar, använda lätta metaller och legeringar såsom aluminium och magnalium är på förhand utesluten, därför att dessa för samma hållfasthet kräva en betydligt större vikt än stål. De kunna försvara sin plats endast för delar utan större påkänning, såsom vevhus vid stående motorer, gasledningar, förgasare m. m.

Ett ytterligare medel att minska motorns vikt är att förena flera uppgifter på samma organ, vilket annars endast under vissa ögonblick skulle utsättas för de påkänningar, för vilket det måste vara hållfasthetsberäknat. Ett sådant organ är t. ex. axeln i en stående motor med cylindrarna anordnade i serie, där varje vevsläng samt lager måste dimensioneras så, att de tåla

det högsta explosionstrycket, vilket dock sträcker sig över endast en liten bråkdel av ett varv. För större delen av varvet är axeln således överdimensionerad och skulle alltså kunna successivt upptaga trycket från flera cylindrar. Denna synpunkt har lett till de stjärnformiga motorerna, där cylindrarna äro anordnade strålformigt runt om vevhuset och alla cylindrarna utnyttja samma vevsläng och samma vevlager.

Den radikalaste utvägen för minskning av motorns vikt ligger i det fullständiga undertryckandet av organ, som på ett tidigare stadium varit nödvändiga. Den mest karaktäristiska produkten av denna tendens är den roterande motorn, en ytterligare utveckling av stjärnmotorn, vilken ersätter svänghjulet med motorns egen massa och hela den tunga apparaten för vattenkylning av cylindrarna med den effektiva luftspolning av desamma, som uppkommer tack vare rotationen. Vid de roterande motorernas framträdande voro ännu de flesta stående motorer försedda med svänghjul — ökningen av cylindrarnas antal har sedan gjort detta överflödigt och propellerns tröghet tillräcklig att betrygga en jämn gång.

I det föregående har redan framhållits, att vinsten genom minskning av motorns vikt kan bli värdelös, om den sker på bekostnad av verkningsgraden, så att bensinförbrukningen ställer sig alltför ogynnsam. Detta är en förebråelse, som ofta riktas mot de roterande motorerna. Vilken grad av sanning som kan ligga i

denna förebråelse framgår av diagrammen fig. 16, där flygtiden är abscissa och som ordinata är avsatt den sammanlagda vikten av motor samt bensin och olja för ifrågavarande flygtid. Jämförelsen är gjord mellan en 80 hkr. Mercedes, ett märke med lägre bensinförbrukning än de flesta andra stående motorer, en 80 hkr. Gnôme- samt en 80 hkr. Le Rhône-motor, de båda sistnämnda roterande. De siffror, som ligga till grund för kurvorna, äro följande:

	Vikt	Bensinförbrukn. pr hästkraft och timme	Oljeförbrukn. pr hästkraft och timme
Mercedes	190 kg.	240 gr.	15 gr.
Gnôme	96 »	320 »	100 »
Le Rhône.....	115 »	240 » [1])	47 »

Vid roterande motorer åtgår en del av den uppmätta effekten att övervinna luftmotståndet mot cylindrarna vid rotationen. Denna förlust kan högt sättas till 10 %. Bensin- och oljeförbrukningen ha därför beräknats för 89 hkr. vid Le Rhône, för 80 vid Mercedes. Gnôme är så till vida ej fullt jämförbar med de båda andra, som dess effekt ej går att uppbringa till 89 hkr. Förbrukningen är beräknad för 78 hkr., varvid dess effektiva hästkraftantal kan sättas till ungefär 71.

Som synes är Le Rhône ur viktsynpunkt gynnsammare än Mercedes vid flygtider under 16,5 timmar.

[1]) Vid officiellt kontrollerade prov har Le Rhône t. o. m. uppvisat en bensinförbrukning (under 3 timmars gång) av ända ned till 210 gr. pr hkr. och timme.

För 5 timmars flygning t. ex. är viktskillnaden 50 kg. Att över huvud taget någon gång jämvikt inträder, ligger tydligen här i Le Rhônes större oljeförbrukning. Gnôme

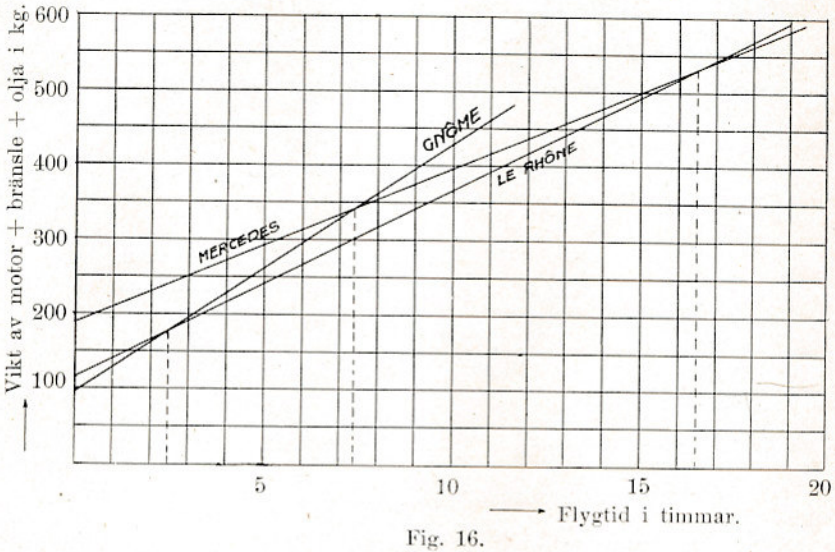


Fig. 16.

och Mercedes bli likställda vid 7,4 timmars flygtid, varvid som sagt Gnôme dock endast gett 71 hkr.

Mätning av motorns effekt.

En metod för bestämmande av en motors effekt är följande. Man kopplar en elektrisk generator direkt till motoraxeln samt bestämmer genom mätning av strömstyrka och spänning generatorns effekt. Med kännedom om generatorns verkningsgrad vid olika varvantal, vilken måste bestämmas genom särskilda försök, kan därpå motorns effekt erhållas. Den är

lika med generatorns effekt dividerad med dess verkningsgrad.

En annan ofta använd metod grundar sig på bestämmande av vridningsmomentet för det kraftpar, varmed propellern (eller en luftbroms av annat utseende)

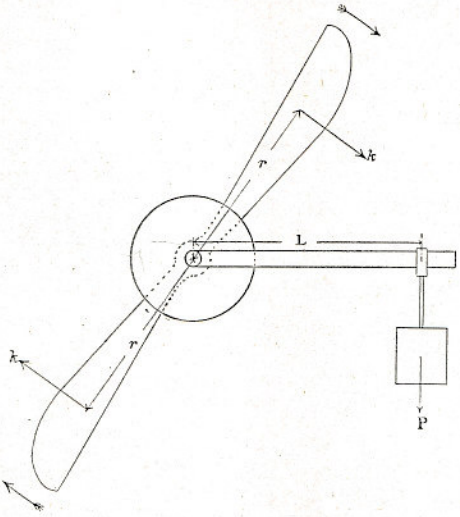


Fig. 17.

vrides runt. Fig. 17 förtydligar principen för denna metod. När propellern vrides runt i pilarnas riktning, verkar på vardera bladet en kraft k, som är lika stor som luftmotståndet och kan tänkas anbragt i tryckcentrum på avståndet r från rotationscentrum. Det arbete, motorn uträttar under ett varv, är alltså

$$= 2k \cdot 2\pi r = 2\pi C,$$

där C är kraftparets vridningsmoment. Enligt lagen

för likhet mellan verkan och återverkan måste motorns fasta del söka vrida sig åt motsatt håll mot propellern med precis lika stort vridningsmoment. Om motorns fasta del är vridbar kring en axel, parallell med rotationsaxeln, och motorvikten utbalanserad medelst en motvikt, kommer vridningen att försiggå omkring denna axel med samma moment som kraftparets k. Såsom är bekant från den elementära mekaniken, söker nämligen ett kraftpar vrida en kropp med precis samma moment kring varje axel, som är parallell med kraftparets axel. Genom att förbinda motorns fasta del med en vågarm, på vilken löpvikten P flyttas, tills jämvikt inträder, får man storleken av vridningsmomentet bestämt och lika med produkten av P och dess hävstångsarm L. Alltså kan C ersättas med $P \cdot L$.

Arbetet pr varv blir således

$$= 2\pi \cdot P \cdot L.$$

Om varvantalet pr minut är n, blir alltså motorns effekt

$$N_e = \frac{2\pi \cdot P \cdot L \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ hkr.}$$

Då vikten P på förhand är känd, inskränker sig mätningen till bestämmande av varvantalet n och hävstångsarmen L. L måste uttryckas i meter.

Fig. 18 visar en provbänk enligt denna princip för roterande motorer.

Det förut diskuterade inflytandet av lufttryck och temperatur ger sig naturligtvis även till känna i värdena på den bromsade effekten. Under förutsättning att

Fig. 18.

motorns maximala effekt kan sättas proportionell mot luftens täthet, vilket på grund av den goda överensstämmelsen mellan det på denna grundval beräknade och det verkliga värdet på en flygmaskins stighöjd synes åtminstone approximativt riktigt, är diagrammet, fig. 19, uppritat. Diagrammet ger det tal, varmed

motorns maximala effekt vid ett visst tryck och en viss temperatur skall multipliceras för att ge den maximala effekten under normalbetingelserna 760 mm. tryck och + 15°. Om således en motor vid t. ex. 740 mm.

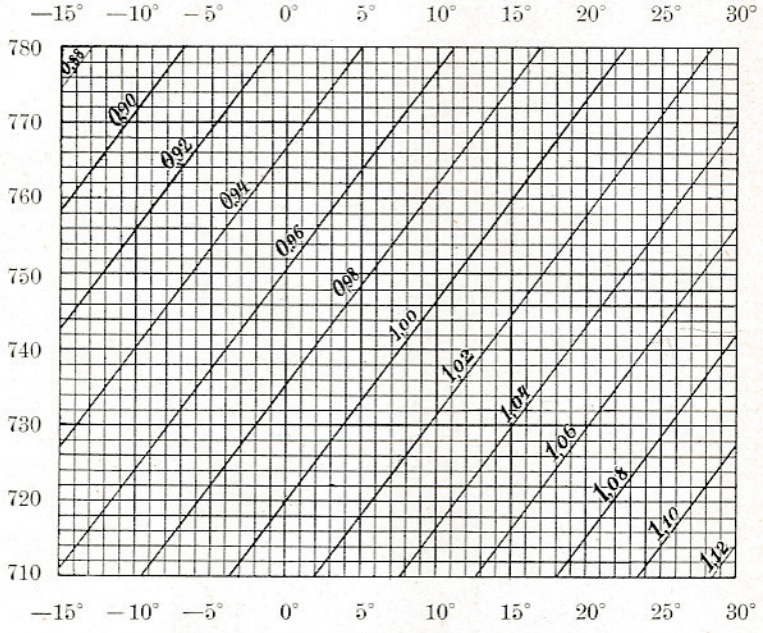


Fig. 19.

tryck och — 10° förmår ge N hkr., kan den vid 760 mm. och + 15° ge högst 0,94 N hkr., d. v. s. 6 % mindre. Om den åter ger N hkr. vid t. ex. 730 mm. och + 20°, kan den vid 760 mm. och + 15° ge 1,06 N hkr., således 6 % mer. Såsom diagrammet visar, kan effekten vid praktiskt förekommande tryck- och temperaturvariationer förete avsevärda differenser.

ROTERANDE MOTORER.

Allmänt om roterande motorer.

Roterande motorers verkningssätt.

Vid roterande motorer, liksom även vid fasta stjärnformiga motorer, äro, som redan nämnts, cylindrarna anordnade runt om vevhuset, och alla vevstakarna överföra explosionstrycken på en och samma vevtapp. Fig. 20 visar schematiskt utseendet av en stjärnformig motor, fast eller roterande. Principiellt finns ingen skillnad i verkningssättet mellan en roterande och en stående motor. Vid tal om bestämning av en motors effekt har redan framhållits, att enligt lagen för likhet mellan verkan och återverkan en motors fasta och rörliga del måste påverkas av precis lika stora vridningsmoment åt varandra motsatta håll. Det är ingen principiell skillnad mellan, vilket av dessa tvenne vridningsmoment man låter åstadkomma rörelsen, och vilket man låter upptagas av motorns fundament. Rotationsriktningen blir endast omkastad, om man låter det ena eller det andra åstadkomma rotationen. I fig. 8 (sid. 21) visades, hur kanntrycket P kan tän-

kas uppdelat i en komposant K i vevstakens riktning och en komposant N, som är riktad vinkelrätt mot cylinderväggen. Medan den stående motorn utnyttjar

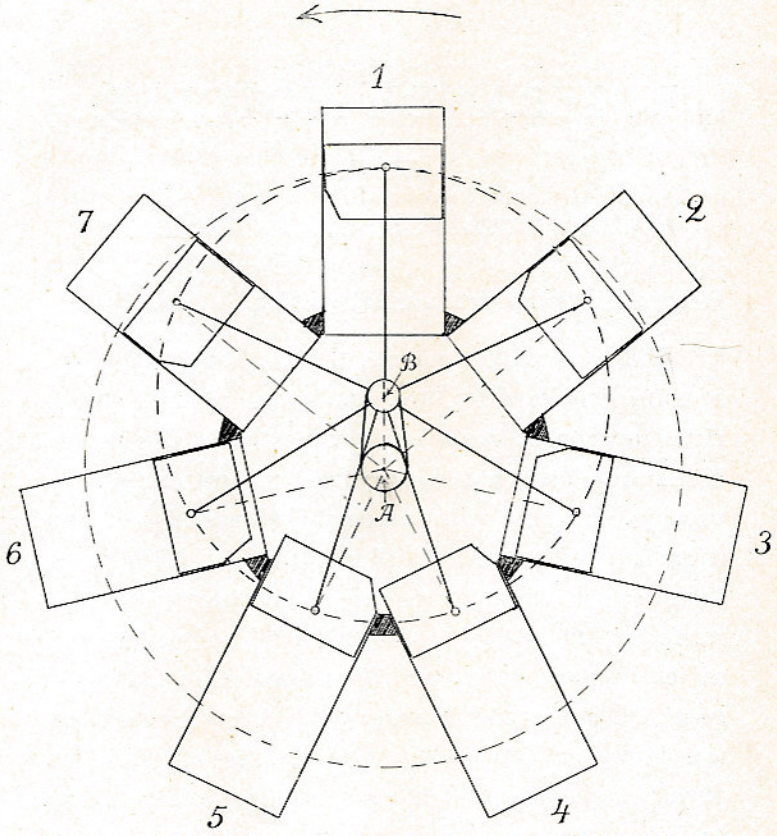


Fig. 20.

kraften K för att vrida axeln runt, tillgodogöra sig den roterande motorn kraften N för att vrida cylindrar och vevhus runt. N är visserligen mindre än K, men i stället är dess hävstångsarm större, så att vridnings-

momenten för båda bli precis lika stora. Vid den stående motorn äro således vevhus och cylindrar fast förbundna med motorns fundament, vid den roterande däremot axeln.

Av den principiella likheten följer, att verkningssättet för en roterande motor är detsamma som för en flercylindrig stående motor. Rotationen och de därav uppkommande centrifugalkrafterna medföra dock en del nya omständigheter att taga hänsyn till, vilka i det följande skola diskuteras.

Av fig. 20 framgår det relativa läget av kannan vid olika ställning av cylindrarna. Motorn roterar i pilens riktning. I cylinder *1* befinner sig kannan just i sitt inre dödläge, i cylindrarna *7*, *6* och *5* rör sig kannan ut ur cylindern, i cylindrarna *4*, *3* och *2* in i densamma. Man skulle då kunna tänka sig, att man i cylinder *1* hade explosion, i *7*, *6* och *5* expansion, och att cylindrarna *4*, *3* och *2* nyss hade passerat expansionsslaget och för ögonblicket befunne sig i utblåsningsslaget. En sådan anordning skulle emellertid ha till följd, att alla cylindrarna finge explosion under ett varv, och att hela nästa varv åtginge för insugning och kompression. Detta skulle naturligtvis inverka mycket ofördelaktigt på motorns jämna gång. I stället fördelas alla fyra takterna över ett varv, så att, i det valda läget av cylindrarna, *1* har explosion, *2* utblåsning, *3* kompression, *4* utblåsning, *5* insugning, *6* expansion och *7* insugning. För ögonblicket har således

6 expansion och i tur att få expansion befinna sig *1*, *3*, *5* och *7*. När *7* kommer i tur, ha *2* och *4* passerat utblåsnings- och insugningsslagen och befinna sig i kompressionsslaget, och expansionen fortsätter alltså efter *7* i *2* och *4* för att sedan åter komma till *6*. Tändordningen för cylindrarna blir tydligen följande: *1*, *3*, *5*, *7*, *2*, *4*, *6*, *1*. Genom denna anordning vinner man, att alltid någon cylinder befinner sig i expansionsslaget, och att explosionerna återkomma med jämna mellanrum, vilket tillförsäkrar motorn en jämn gång. För att kunna genomföra denna tändföljd kräves tydligen ett udda antal cylindrar. Vid stående, icke stjärnformiga motorer måste cylindrarnas antal vara jämnt i och för utjämning av kannornas och vevstakarnas tröghetskrafter, vilka eljest skulle medföra skakningar hos motorn.

Tröghetskrafter i en roterande motor.

Medan cylindrar och vevhus röra sig kring axeln *A* (fig. 20), röra sig kannor och vevstakar kring vevtappen *B*. Cylindrarnas rörelse kring centrum är likformig, sedan motorn väl kommit upp i sitt normala varvantal, men kannorna tillryggalägga tydligen på olika ställen olika vägsträckor på samma tid, såsom en blick på fig. 20 tydligt visar. Deras rotation kring *B* försiggår med andra ord med föränderlig vinkelhastighet. Medan en cylinder rör sig från läget *1* över *7*, *6* och *5* till sitt nedersta läge, blir kannans hastighet i den cirkulära banan tydligen allt mindre och

mindre. För att minska dess hastighet fordras en kraft, och denna utgöres av cylinderväggens tryck mot kannan. Kannan själv trycker då i motsatt riktning mot cylindervägen, den verkar med andra ord pådrivande på cylinderns rörelse. Medan åter cylindern rör sig från sitt nedersta läge över *4*, *3* och *2* till *1*, ökas kannans rotationshastighet. Den erfar alltså en påtryckning av cylindern och verkar själv genom sin tröghet hämmande på cylinderns rörelse. Någon vinst eller förlust i vridningsmoment göres således ej genom dessa tröghetskrafter hos kannorna, det pådrivande momentet på ena halvan av varvet är lika stort som det hindrande på den andra.

Kannan verkar dessutom genom sin tröghet dragande i vevstaken med en centrifugalkraft, som är proportionell mot periferihastighetens kvadrat och alltså ändrar storlek under loppet av ett varv. Kannans tröghetskraft kan alltså anses sammansatt av en komposant utåt i vevstakens riktning, vilken uppväges av spänningen i vevstaken, och en vinkelrätt mot cylindervägen, vilken uppväges av cylinderns mottryck. Den senare adderar sig till det genom explosionstrycket uppkomna sidotrycket (*N* å fig. 8) och bidrar att öka friktionen.

Genom en matematisk analys kan visas, att resultanten till dragkrafterna i alla vevstakarna är lika med noll, ifall kannornas och vevstakarnas vikt är lika för alla cylindrarna och massan lika fördelad i alla. Vev-

tappen kommer således ej att utsättas för någon påkänning genom dessa centrifugalkrafter — de rörliga massorna utbalansera varandra. Vid explosionen blir spänningen i vevstaken lika med skillnaden mellan explosionstrycket och dragningen genom centrifugalkraften. Ju större varvantalet är, desto större är centrifugalkraften, och för ett visst varvantal inträffar, att explosionstryck och dragkraft uppväga varandra. Vevstakens spänning är då lika med noll. Under detta varvantal överväger explosionstrycket, och vevstaken påfrestas på avknäckning, över detsamma har dragningen övertaget. Det senare inträffar dock aldrig i praktiken. Fastän påkänningen i *vevstaken* således alltid, utom i igångsättningsögonblicket, är mindre än explosionstrycket, är dock *vevtappen* utsatt för hela detta tryck, alldenstund centrifugalkrafterna upphäva varandras verkan på tappen och alltså kunna tänkas borta.

Fig. 21 visar variationen av dragningen i vevstaken samt trycket mot cylinderväggen på grund av kannans och (vevstakens) tröghet. Abscissan anger cylinderns vinkel med en radie genom det övre dödläget. Dragningen är alltså störst, då kannan är i inre dödläget, och minst, då den är i yttre. Sidotrycket är störst ungefär mitt i slaget. De absoluta värdena gälla ungefär för en 50 hkr. Gnôme vid 1200 varv i minuten.

Det är självklart, att centrifugalkraften även verkar i alla andra roterande delar, och att hänsyn härtill måste tagas bl. a. vid alla hållfasthetsberäkningar.

Gyroskopverkan.

Vid alla flygmotorer verkar propellern som en snurra och är alltså underkastad samma lagar som denna. Till en snurras egenskaper hör den s. k. precessionen, som består däri, att snurrans axel, ifall man söker ändra dess riktning i ett visst plan, själv vrider

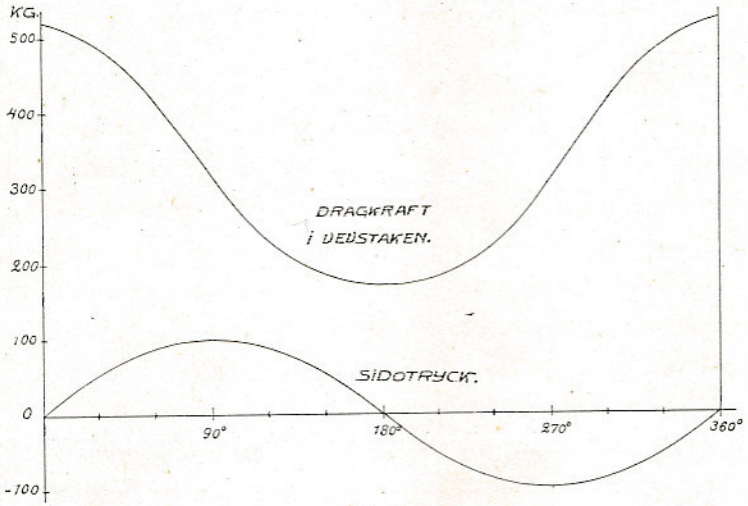


Fig. 21.

sig i ett mot det påverkande kraftparet vinkelrätt plan. Om en på ett bord roterande snurras axel börjar luta, så att tyngden vill vrida axeln horisontell, börjar som bekant axeln beskriva en konisk yta, d. v. s. vrida sig i ett mot tyngden och axeln vinkelrätt plan. Storleken av detta vridande moment är proportionell mot snurrans tröghetsmoment, dess vinkelhastighet och vridningens vinkelhastighet. Vid roterande motorer är allt-

så detta gyroskopiska moment avsevärt större än vid stående, alldenstund till propellerns tröghetsmoment adderas motorns.

Precessionens riktning bestämmes enkelt enligt följande regel. Om snurran betraktas från sidan, vinkelrätt mot det vridande kraftparet (fig. 22, *a*), vrider den sig under inverkan av kraftparet så, att från åskådarens

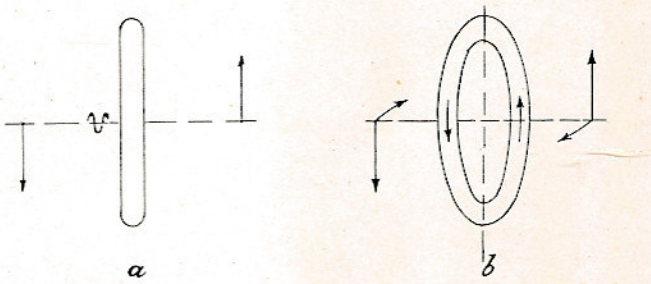


Fig. 22.

synpunkt rotationsriktningen på ömse sidor om centrum blir densamma som kraftriktningen på samma sida (se fig. 22, *b*). En annan speciellt för en flygmotor lättare användbar regel kan formuleras så. Låt tummen, pekfingret och de övriga fingrarna på högra handen bilda tre mot varandra vinkelräta axelriktningar (pekfingret sträckt). Håll pekfingret i flygriktningen (motorn antages från observatörens plats synas kretsa *medsols* och vara placerad framför honom) och de tre övriga fingrarna åt det håll, åt vilket flygriktningen ändras. Tummens riktning anger då det håll, åt vilket motorn på grund av gyroskopverkan vill vrida maski-

nen. Om man alltså gör en vänstersväng, vill precessionen stegra maskinen, i en högersväng vill den ställa maskinen »på näsan». När man stegrar maskinen, åstadkommer precessionen en högersväng, och tvärtom, när maskinen ställes på näsan, d. v. s. när stjärten lyftes. Vid starten, när stjärten lyftes från marken, får maskinen därför en benägenhet att svänga åt vänster. Gyroskopverkan kopplar in ett nytt vridande moment. Då maskinen t. ex. vid en stegring gör en svängning åt höger på grund av gyroskopverkan, kommer luftdraget att infalla på vänster sida av flygkropp och sidoroder och åstadkommer ett moment som vill vrida maskinen till vänster igen.[1]) Härpå svarar den roterande motorn med ett moment, som vill stegra maskinen. Den ursprungligen medelst höjdrodret åstadkomna stegringen blir således ytterligare förhöjd genom motorns gyroskopverkan. Liknande blir förhållandet vid sidosvängar. Man kan säga, att den roterande motorn utgör en förbindelselänk mellan de båda rodren, som sätter det ena i verksamhet, så fort man agerar på det andra. Någon stabiliserande verkan i den meningen, att den hindrar riktningsändringar, har således den roterande motorn ej utan snarare tvärtom.

De roterande motorernas gyroskopverkan, intressant i och för sig, spelar emellertid ingen större roll vid flygning, alldenstund de uppträdande vridnings-

[1] Förhållandet bleve alldeles omvänt, om de vertikala ytorna hos maskinen vore belägna framför tyngdpunkten (anktyp).

momenten äro av den storhetsordning, att de med lätthet kompenseras genom små rörelser av motsvarande roder. Vid fiermotormaskiner böra dock rotationsriktningarna fördelas, så att de olika motorernas gyroskopverkan helt eller delvis upphäves.

* * *

Efter dessa allmänna anmärkningar, vilka gälla för alla roterande motorer, skola vi närmare skärskåda konstruktionen av några typer, som för vårt land äga större intresse.

Gnôme-motorn.

Allmän beskrivning.

Förbränningsgasen insuges genom den ihåliga axeln *A* (fig. 23) i vevhuset *B* samt härifrån in i explosionsrummet genom den automatiskt fungerande inloppsventilen *C*, som är placerad i bottnen av kannan. Den förbrända gasen utblåses genom utloppsventilen *E*, som är anbragt i ett i ändan av cylindern *F* inskruvat säte och öppnas med tillhjälp av vippan *H* och ventilstången *I*, vars nedre ända är försedd med en rulle, som löper på en i kamskivehuset *G* roterande kamskiva. Varje cylinder motsvaras av sin kamskiva, och alla kamskivorna äro ordnade i serie på samma axel samt vridna så i förhållande till varandra, att utblåsningen sker successivt i varannan cylinder och i alla cylindrarna under loppet av två varv. Kamskivorna rotera fördenskull i samma riktning som motorn men med hälften så stort varvantal. Vid kamskivehuset är fastskruvad motornäsan *K*, på vilken propellern fästes. Den roterande delen av motorn är lagrad på axeln medelst kullager, infästa i bakre lagerhuset *L*, samt ett lager på ömse sidor om kamskivehuset.

Laddningen antändes medelst en elektrisk gnista

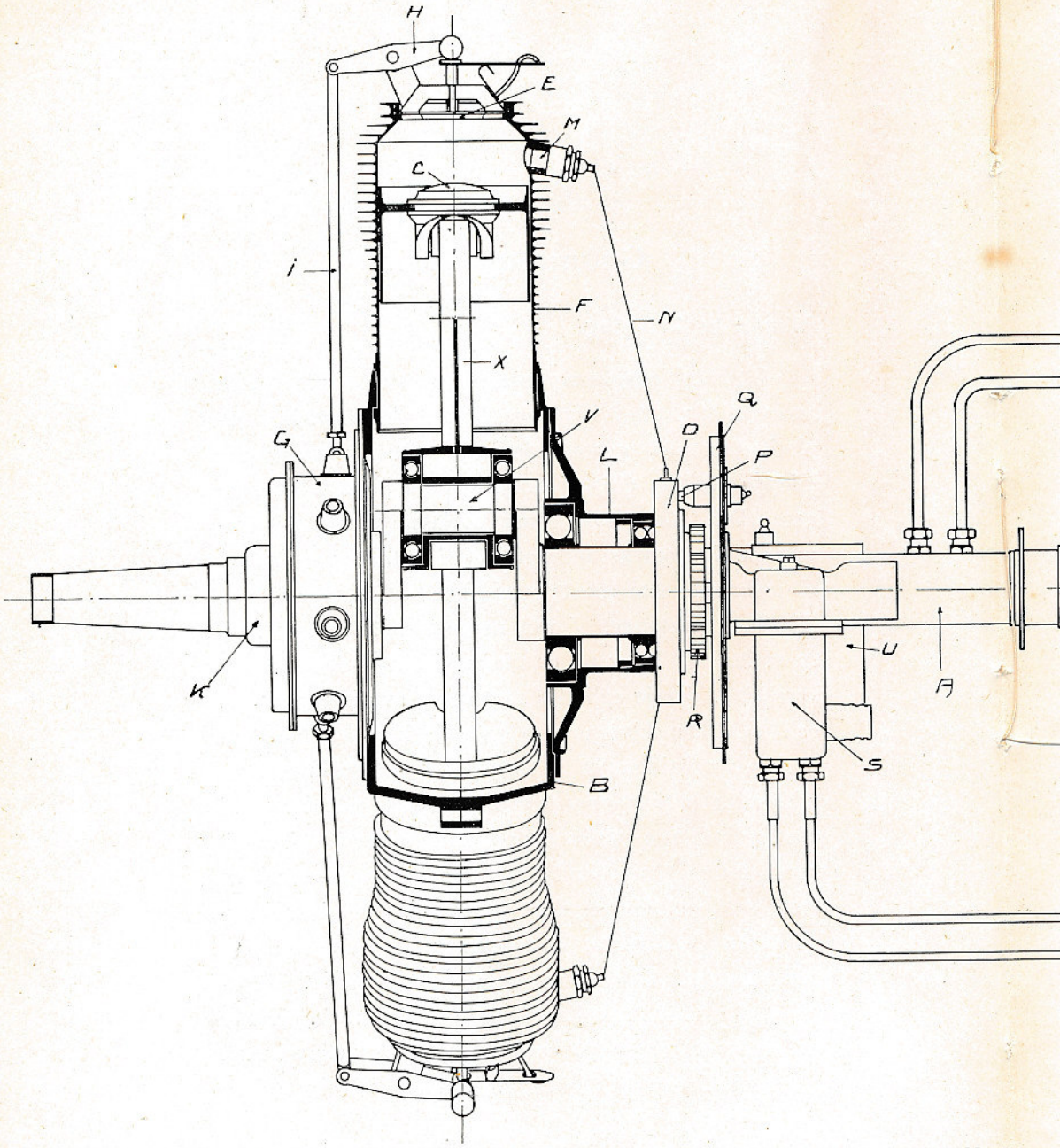
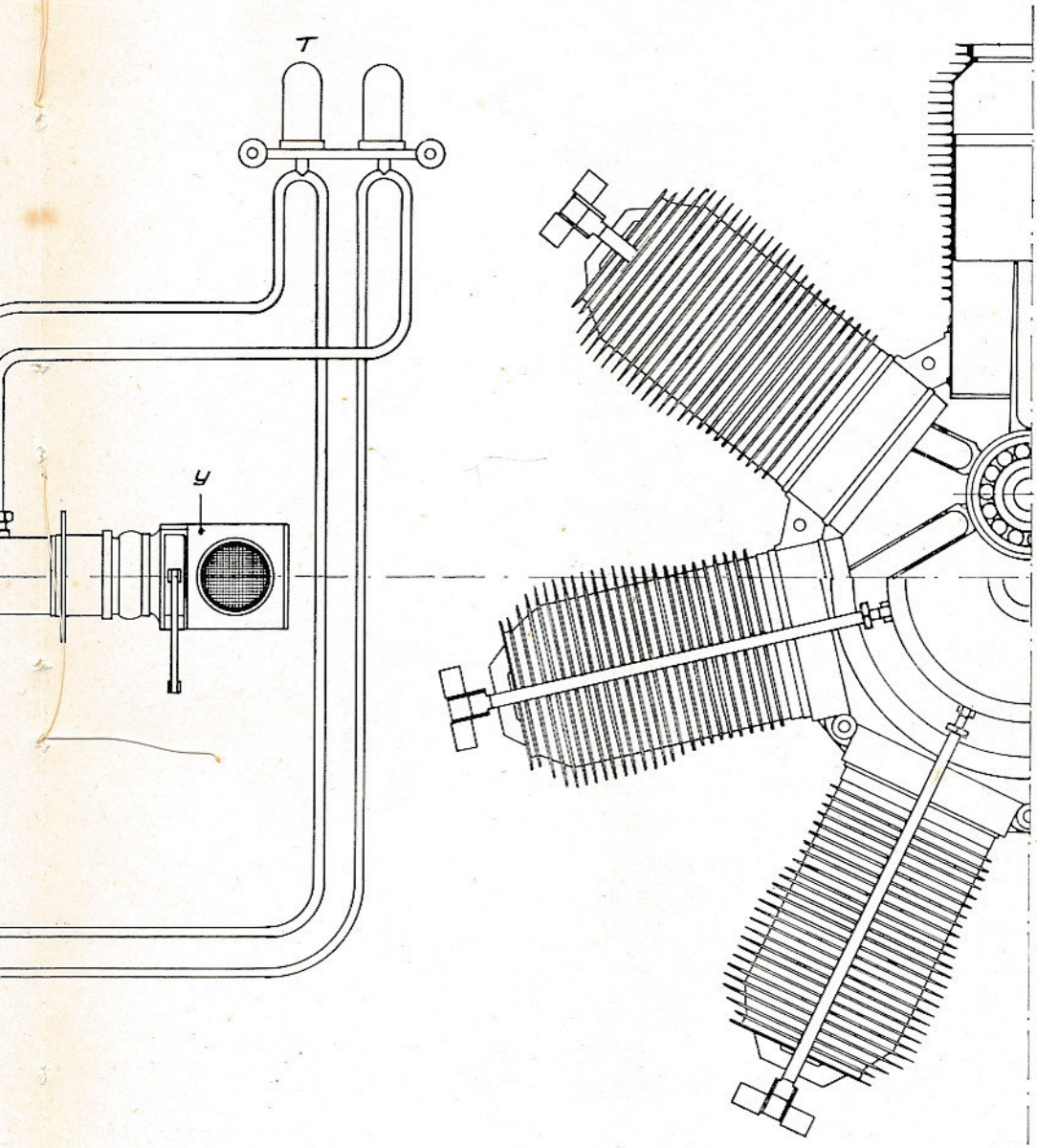


Fig. 23.



3.

i tändstiftet *M*, vilket i det lämpliga ögonblicket mottager en strömstöt från magnetapparaten *U* genom ledningstråden *N*. Ledningstråden *N* är med sin inre ända förbunden med ett metallsegment i den eljest isolerande fördelarskivan *O*, vilken är fäst vid bakre lagerhuset och roterar med motorn. På denna fördelarskiva släpar släpkontakten *P*, vilken står i ledande förbindelse med magnetapparatens polskruv och liksom magnetapparaten är fäst vid den i flygmaskinen fastskruvade sköldbrickan *Q*, som samtidigt tjänstgör som fäste för motoraxeln. Magnetapparaten drives av kugghjulet *R*, anbragt på bakre lagerhuset, och utväxlingen är sådan, att en gnista åstadkommes för varannan cylinder och i alla cylindrarna under loppet av två varv.

På sköldbrickan är även anbragt oljepumpen *S*, vilken drives av samma kugghjul som magnetapparaten. Oljepumpen suger oljan från oljetanken och pressar den genom tvenne rör inuti axeln till respektive förbrukningsställen. På vägen passerar oljan förbi tvenne till ett sidorör anslutna klockformiga glas *T*, delvis fyllda med luft. Glasen anbringas vid förarplatsen, på det att föraren i oljans pulsation skall ha en kontroll på att smörjningen fungerar. Oftast är endast den ena ledningen, den för smörjning av cylindrarna, försedd med pulsationsglas.

Kanntrycket överföres genom vevstaken *X* på vevtappen *V*. En vevstake, huvudvevstaken, är i inre ändan utbildad till ett kring vevtappen på kullager

roterande centrum, med vilket de övriga vevstakarna äro förbundna genom vevstaksbultarna. Yttre ändan är ledande förbunden med kannan genom kannbulten.

Den följande detaljbeskrivningen hänför sig till en 80 hkr. Gnôme-motor. I alla väsentliga delar gäller den även för övriga storlekar.

Axel, vevhus, cylindrar.

Axeln består av tvenne delar (fig. 24), bakre axeltappen med bakre vevslängen samt främre axeltappen med främre vevslängen. Båda delarna äro utborrade, som figuren visar, och den främre vevslängen kan inskjutas i den bakre samt fästas med en mutter vid *F*. Inuti axeltappen äro fastlödda tvenne oljerör av koppar. Genom det ena, vars mynning på axeln är märkt *C*, och som genom hålen *F* och F_1 kommunicerar med utborrningen i främre vevslängen, pressas olja till hålen *D* för smörjning av kamaxeln och de främre lagren. Ett sidorör mynnar vid *A* och tillför olja till bakre lagerhuset. Genom det andra röret, vars mynning på axeln är märkt med *B*, pressas olja via kanalen *E* ut i det ringformiga

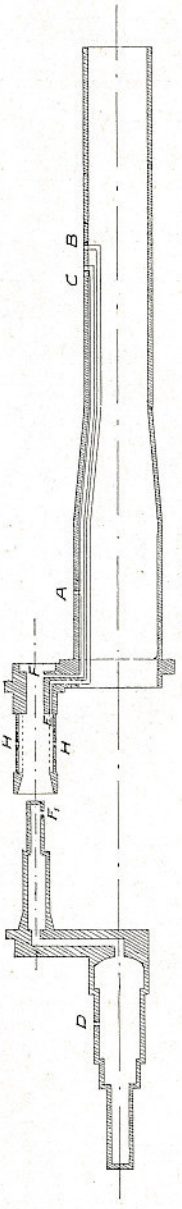


Fig. 24.

rummet mellan de båda vevtapparna samt vidare genom hålen *H* ut till vevstakarna. Centrifugalkraften fortskaffar oljan vidare ut till cylindrarna.

Vevhuset (fig. 25) är framställt av gjutstål i två halvor, en bakre och en främre, vilka fogas samman medelst bultar. Cylindrarna monteras på vevhuset helt

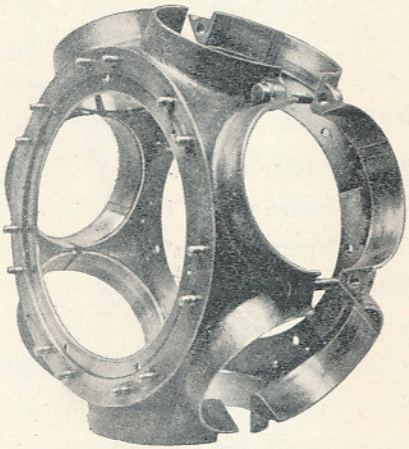


Fig. 25.

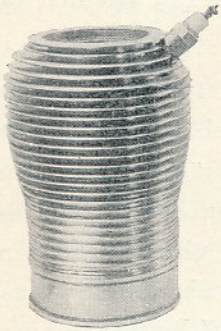


Fig. 26.

enkelt genom att lägga dem i de därför avsedda urtagningarna i ena vevhushalvan och därpå låsa fast dem med den andra halvan. En ringformig klack på cylinderns innerända hindrar den att utslungas av centrifugalkraften, och en krysspinne hindrar den att vrida sig.

Cylindrarna (fig. 26) äro av stål, borrade och svarvade ur ett massivt block. Flänsarna runt om cylindern ha till uppgift att förläna den en stor kylyta och

bidraga dessutom att staga cylinderväggen. Cylinderns yttre ända är öppen, och i öppningen inskruvas utloppsventilens säte. På baksidan av toppen är tändstiftet placerat.

Vevstakar, kannor, inloppsventiler.

Huvudvevstakens fot (fig. 27) är utbildad till ett centrum, i vilket de övriga vevstakarna ledande fästas

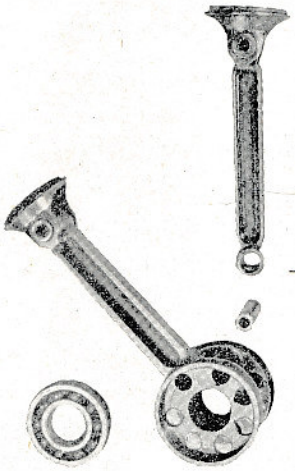


Fig. 27.

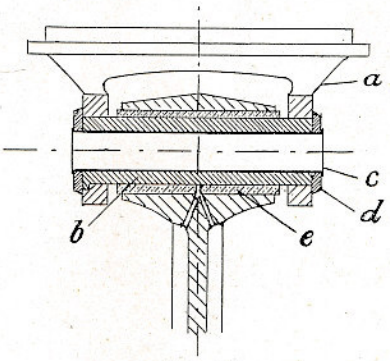


Fig. 28.

medelst vevstaksbultarna. Dessa kvarhållas på sina platser av de båda kullagren, som äro infällda i ursvarvningar på ömse sidor av centrum. Bultarna äro ihåliga, av härdat stål, och vevstaksfötterna försedda med metallbussningar. Vevstaken är förbunden med kannan under förmedling av en bygel (fig. 28, *a*; se även fig. 27), vilken fästes vid kannan på sätt, som nedan skall beskrivas. Med denna bygel förbindes vevstaken medelst den ihåliga kannbulten *b* (fig. 28). En

klack på kannbulten hindrar denna att vrida sig i bygeln. Kannbulten kvarhålles i sitt läge medelst ett kopparrör *c*, tvärs genom bultens hål, vars båda ändar nitas över de båda brickorna *d*. Vevstakshuvudet är försett med bussning *e* av lagermetall samt hål för smörjoljans tillträde till lagret.

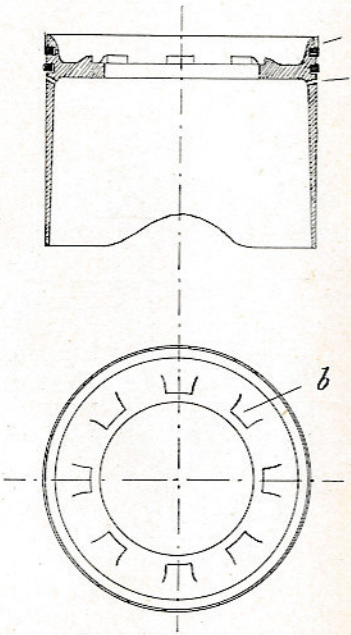


Fig. 29.

Den egentliga kannan (fig. 29) är av gjutjärn och försedd med spår för tvenne tätningsringar. Den övre av dessa kannringar är av stål samt omgiven av en manschett av tunn mässing, vars underkant är inböjd i kannringsspåret (fig. 29, *a*). Av stålringen och ytterligare av gastrycket pressas denna manschett mot cylinderväggen och verkar alltså tätande på samma sätt som t. ex. läderpackningen på en pumpkolv. Anordningen är något specifikt för Gnôme-kannor. Den undre ringen är av tackjärn. På kannbottnens översida är anordnad en ring av klackar (fig. 29, *b*) runt inloppsventilens säte, vilkas uppgift skall framgå i det följande. I närheten av bottnen är kannväggen försedd med en serie hål (fig. 29, *c*), varigenom oljan,

som av centrifugalkraften slungas ut i kannan, pressas ut mellan kannan och cylindern.

I kannans botten placeras inloppsventilen på så sätt, att ventilens säte inskruvas i den förut omnämnda

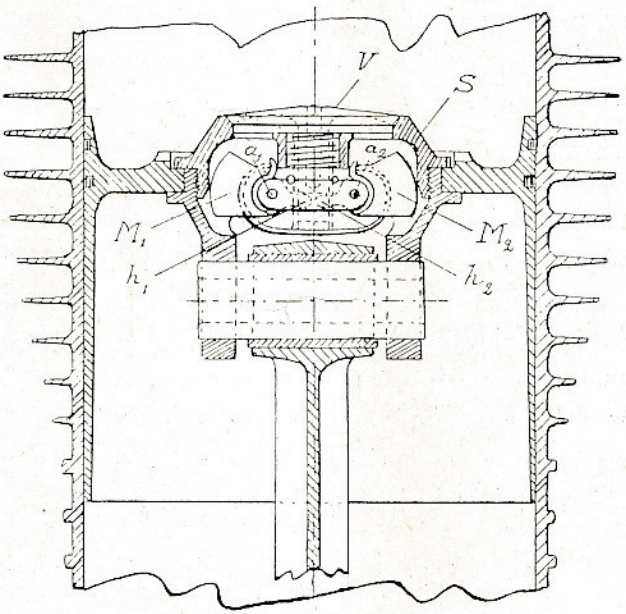


Fig. 30.

bygeln, med vilken vevstaken är förbunden, så att den egentliga kannans botten kommer att sitta inklämd mellan dessa båda element. En kopparring mellan kannbottnen och ventilsätet åstadkommer tätning. Sambandet mellan alla dessa element framgår tydligt av fig. 30.

Fig. 30 visar även hur ventilen V är anordnad i sätet. Tvärs över hålet i ventilsätet S går ett tvär-

stycke, i vars mitt är inskruvad en bussning, som tjänstgör som gejd för ventilspindeln. För att uppväga ventilens centrifugalkraft äro tvenne motvikter M_1 och M_2 anbragta, vilka röra sig kring axlarna a_1 och a_2 och med sina inre hävstångsarmar h_1 och h_2 gripa in i ett spår i ventilspindeln. Vid rotationen draga alltså motvikterna ventilen in mot dess säte. En fjäder håller, även då motorn står stilla, motvikterna i ett sådant läge, att ventilen ej kan lämna sätet. Fjäderanordningen på fig. 30 hänför sig till en 50 hkr. Gnôme, den är något olika på en 80 hkr. motor men verkar på samma sätt. Det som öppnar ventilen vid insugningen, är tryckskillnaden på ömse sidor om kannan. Under hela insugningsslaget hålles sedan ventilen öppen på grund av den inströmmande gasens stora hastighet. För att denna skall vara tillräcklig att hålla ventilen öppen, fordras en viss kannhastighet. En Gnômemotor kan därför ej gå med lågt varvantal.

Vid inskruvningen av ventilen fordras ett särskilt hjälpmedel för att vevstaken ej skall undergå någon torsion. Detta utgöres av en speciell hylsnyckel (fig. 31), lämpligen förfärdigad av ett stålrör med tvenne genomgående bultar. Nyckeln fastsättes i ett skruvstäd, och kannbygeln med vevstaken fastsatt placeras mellan de bägge bultarna, som figuren visar, varpå ventilsätet kan fastskruvas, utan att vevstaken skadas. För att hålla

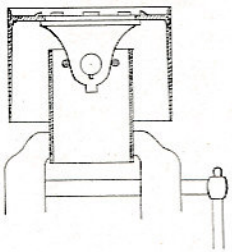


Fig. 31.

kannan i ett bestämt läge är bygeln försedd med en klack, som passar i ett spår i kannan. Detta är nödvändigt, emedan kannans nedre del måste förses med en urtagning för att i närheten av det undre dödläget tillåta passage av den närbelägna cylinderns kanna (se fig. 20, sid. 46). Denna urtagning bör placeras på kannans baksida.

Inloppsventilen hör till de delar av en Gnôme-motor, som äro utsatta för största risken att skadas under driften (ex. en fjäder springer, ventilen hänger upp sig.) Som kannan ej kan tagas ut ur cylindern, utan att hela motorn demonteras, måste man ha möjlighet att byta om inloppsventil även vid hopsatt motor. Detta tillgår på så sätt, att utloppsventilens säte skruvas ut ur cylindern, varpå kannan fastlåses vid cylindern medelst en speciell tappnyckel, som införes genom cylinderöppningen och med tapparna i nedre ändan griper in mellan de förut nämnda klackarna på kannbottnen. I övre ändan är tappnyckeln försedd med klackar på utsidan, vilka passa in i urtagningar runt cylinderöppningar. En låshylsa skruvas in i cylinderns gänga för att hindra tappnyckeln att lämna sin plats. Sedan kannan på detta sätt fastlåsts utan möjlighet att vrida sig, kan man medelst en annan tappnyckel, som passar inuti den första, skruva ventilen in eller ut.

Utloppsventiler och deras styrning.

Utloppsventilens säte *S* (fig. 32) fasthålles i sitt läge i cylinderns öppning genom ringmuttern *M*. Fjä-

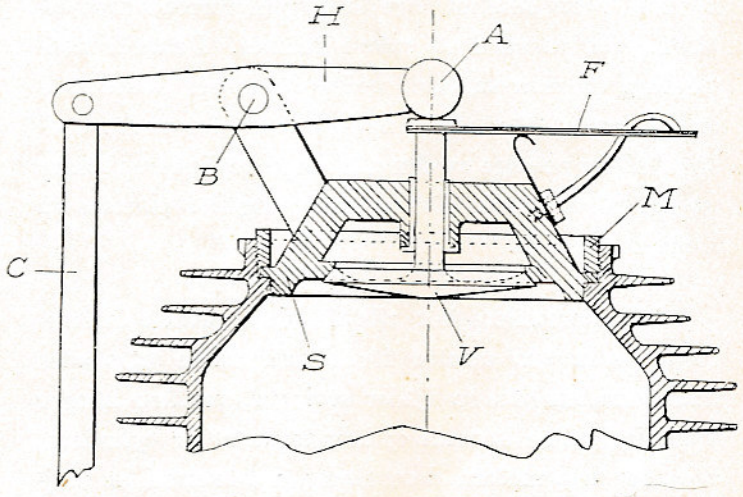


Fig. 32.

dern F håller ventilen V tryckt mot dess säte. Vid sätets bygel är anbragt vippan H, rörlig kring vippbulten B. För utbalansering av ventilstångens C centrifugalkraft är vippans inre arm försedd med motvikten A.

Styrningen av utloppsventilen åstadkommes under förmedling av vippa och ventilstång av kamskivan, vars form framgår av fig. 33. De sju kamskivorna äro under en lämplig vinkelskillnad anordnade efter varandra på den ihåliga kamskiveaxeln, och deras läge härpå fixeras genom ett kilspår. Ett smörjhål i kamskivan leder oljan från axeln ut till kammens slityta. Kamskiveaxeln är uppträdd på främre

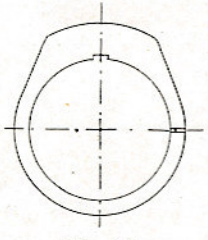


Fig. 33.

axeltappen, kring vilken den kan rotera (fig. 34). Med tillhjälp av kamskiveväxeln bringas kamaxeln att rotera, så

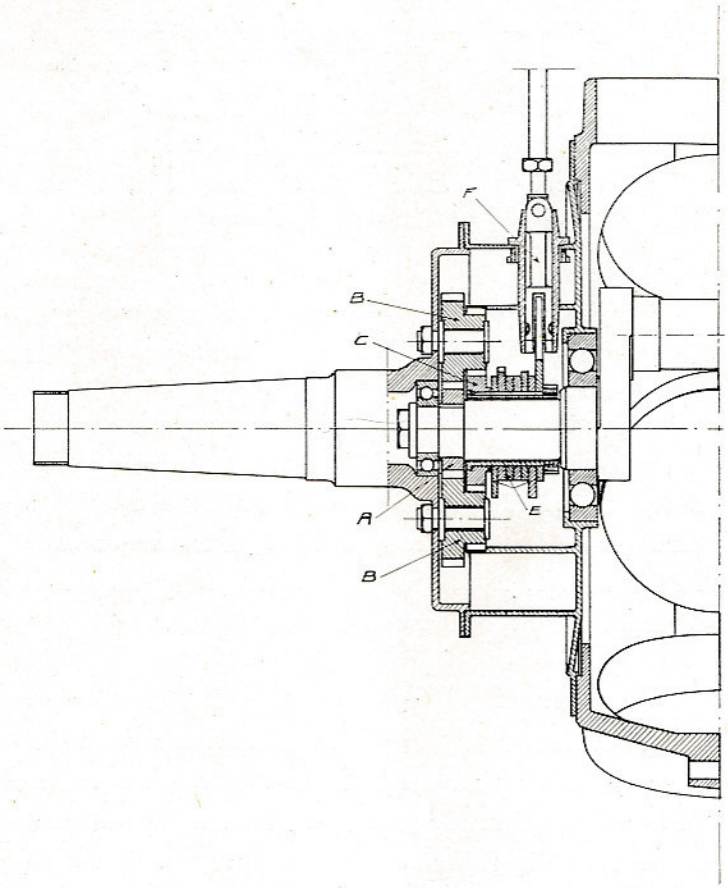


Fig. 34.

att den gör ett varv, medan motorn gör två. Ventilstångens rulle kommer alltså att glida över kammen en gång vartannat varv. Växeln består av det vid axeltappen fastgjorda drevhjulet *A* (fig. 34), de båda tvillinghjulen

B, vilka äro rörliga kring var sin axel, fastsatt i motornäsan eller en särskild mellanbricka. Tvillinghjulens större hjul rulla vid rotationen på drevhjulet. De mindre tvillinghjulen verka på det på kamaxeln fastsatta kugghjulet *C* och vrida det baklänges i förhållande till motorns roterande del, så att, medan motorn gjort två varv, kamaxeln blivit ett varv efter, d. v. s. gått ett varv fram.

Kamskivorna kunde naturligtvis mycket väl anordnas i samma ordning som tändningsföljden, d. v. s. 1, 3, 5, 7, 2, 4, 6, med samma vinkelavstånd mellan på varandra följande kamskivor som mellan två närbelägna cylindrar, i vilket fall hålen för ventilstängernas nedre fästen (fig. 34, *F*) komme att ligga utefter en skruvlinje. I stället äro emellertid kammarna ordnade i följden 1, 7, 2, 6, 3, 5, 4 i ändamål att genom hålens fördelning mindre försvaga kamhusväggen.

Ventilstyrningens reglering.

Kammens bredd är sådan, att utblåsningsperioden kommer att omfatta omkring 240°, d. v. s. två tredjedelar av ett varv. Genom att vid hopsättningen, innan kamaxelns kugghjul och tvillinghjulen bringas att kugga samman, vrida mer eller mindre på kamaxeln kan man få ventilen att öppnas, när man vill, för att slutas två tredjedels varv senare. Det lämpligaste är att låta utblåsningen börja omkring 60° före den undre dödpunkten och sluta precis i övre dödpunkten. Vid regleringen förfar man alltså på det sättet, att en cy-

linder, ex. n:r 1, placeras rakt upp, varpå kamaxeln vrides motsols, tills kamskivan fört ifrågavarande ventilstång så långt upp, att vippan nätt och jämnt berör ventilspindeln. Härefter påsättes och fastskruvas motornäsan, varvid kugghjulen passa in sig i sitt rätta läge. Man måste härvid tillse, att kamaxeln ej vrider sig vid hopsättningen. Är denna reglering gjord för en cylinder, gäller den för alla de övriga.

Ventilstångens längd bör regleras så, att avståndet mellan vippan och ventilspindeln är 1 mm., då kammen ej verkar på ventilstången. Gör man efter regleringen av kammarna ventilstången kortare, kommer ventilen att öppnas senare och stängas tidigare. Då cylindern blir varm, förlänger den sig något, vilket verkar på samma sätt, som om ventilstången blivit kortare. För att taga hänsyn härtill och få ventilen att under gång stänga precis i övre dödpunkten bör den vid regleringen av den kalla motorn stänga ett par grader efter övre dödpunkten.

Smörjningen.

I samband med axeln har redan redogjorts för smörjoljans distribuering på de olika förbrukningsställena. Oljetransporten verkställes av oljepumpen (fig. 35), vilken har sin plats bakpå sköldbrickan och drives

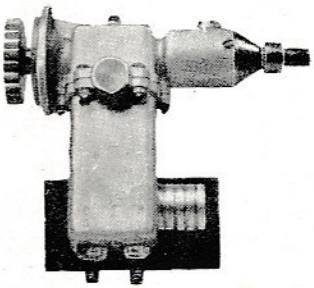


Fig. 35.

av drevhjulet på bakre lagerhuset. Pumphuset innesluter tvenne kolvpumpar, med slid i stället för ventiler. Såväl kolv som slid röra sig åt ena hållet under inverkan av en skruvfjäder och åt andra under inverkan av excenterskivor, vilka vridas runt av pumpaxeln medelst snäckhjulsöverföring. Utväxlingen är sådan, att pumpen gör 7 fullständiga pumpslag, medan motorn gör 100 varv. Man kan alltså bestämma motorns varvantal genom att räkna antalet pulsationer i oljeglaset pr minut, multiplicera detta med 100 och dividera med 7.

Pumpens konstruktion utesluter nästan fullständigt varje möjlighet till driftstörning, och varje pumpslag tillmäter ett bestämt och tillräckligt kvantum olja. De båda pumparna ha olika diameter. Den större pumpen är avsedd för smörjning av vevstakar och cylindrar, den mindre för lagerna. Oljerörens anslutningsställen äro liksom vid axeln märkta med *B* och *C*, så att förväxling ej bör kunna äga rum. Någon oljecirkulation i likhet med vad som kan genomföras vid stående motorer förekommer tydligen ej vid Gnômemotorn, lika litet som vid någon annan roterande motor. Sedan oljan under sin vandring utåt i cylindern kommit in i explosionsrummet, kastas den vid utblåsningen av centrifugalkraften ut genom utloppsventilen. Oljeförbrukningen är därför ogynnsammare vid roterande än vid stående motorer, och särskilt Gnôme-motorn slösar rätt avsevärt med olja.

Bensintillförsel och förgasning.

Förgasaren vid en Gnôme-motor liksom vid alla roterande motorer är av enklast tänkbara konstruktion.

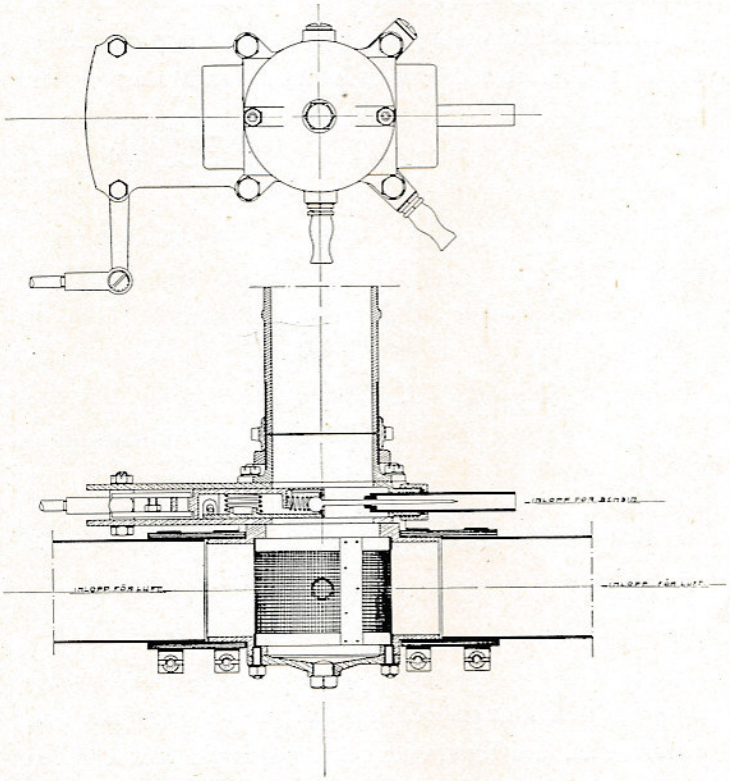


Fig. 36.

Den består av ett organ, som fastskruvas vid axelns ända och rymmer ett spjäll, med vars tillhjälp den insugna luftmängden kan varieras, samt ett munstycke, som slutar i väggen, och vars axel är vinkelrät mot

luftströmmen. Munstycket förenas direkt utan förmedling av någon nivåregulator med bensinröret. När luften med stor hastighet rusar förbi munstycket, suger den med sig ett moln av fint fördelade bensindroppar. I vevhuset, där temperaturen är relativt hög, sker den fullständiga förgasningen av dessa droppar. Munstyckets diameter får utexperimenteras för att ge det

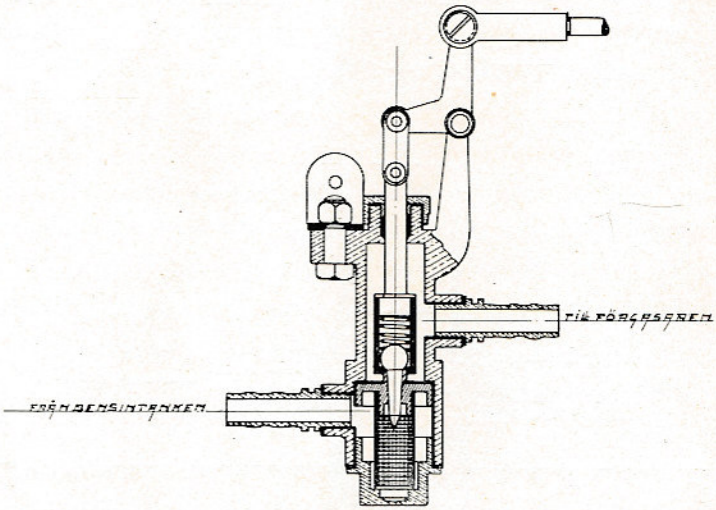


Fig. 37.

lämpliga blandningsförhållandet luft : bensin. Den kan avpassas så, att bensinmängden passar till luftmängden vid motorns högsta effekt. För att bibehålla detta blandningsförhållande även vid andra varvantal bör bensinströmmen kunna strypas samtidigt med luftströmmen. Detta åstadkommes mycket tillfredsställande genom en förgasare, som avbildas i fig. 36. Spjället har här parallellepipedisk form och är förskjut-

bart vinkelrätt mot luftströmmen. Vid spjället är fäst ett särskilt format stift, som skjuter in i bensinmunstycket. När spjället är fullständigt inskjutet, är då också bensintillförseln fullständigt avstängd.

Gnôme-fabriken levererar vanligen en förgasare utan denna kombinerade reglering av luft och bensin. Bensinen regleras där medelst bensinkranen och luften med ett cylinderformigt spjäll.

I bensinledningen mellan tanken och förgasaren har man ofta insatt ett bensinfiltrum. Fig. 37 visar ett dylikt filtrum, i vilket samtidigt bensinmängden kan regleras med en särskild kran. Filtret är lätt att uttaga för rengöring, och vatten i bensinen samlar sig i filterhusets botten och kan här lätt avlägsnas.

Tändningen.

Som redan nämnts är tändföljden i cylindrarna 1, 3, 5, 7, 2, 4, 6 och tändserien fullbordad under loppet av två varv. Magnetapparaten, som levererar strömmen till tändningen, ger 2 gnistor för varje omlopp. Medan motorn gjort 2 varv, måste alltså magnetapparatens induktor ha gjort 3,5 varv, d. v. s. 7 varv, medan motorn gjort 4. Kuggantalet på drevhjulet och magnetapparatens kugghjul måste alltså förhålla sig som 7 till 4 och är i praktiken resp. 42 ($= 7 \cdot 6$) och 24 ($= 4 \cdot 6$). Vid en niocylindrig motor måste förhållandet vara 9 till 4.

Som magnetapparaten någon gång är orsaken till driftstörningar men ännu oftare oförskyllt får bära skulden, då felet ligger på annat håll, skola vi något närmare ingå på dess konstruktion.

Fig. 38 visar dess yttre utseende.

Till sin princip är magnetapparaten en kombination av en elektrisk generator och en induktionsapparat för primärströmmens transformering till högre spänning. I stället för att bygga dessa två apparater separat, låter man generatorns ankare spela den dubbla rollen av ankare och induktionsapparat, i det man lindar en sekundärlindning av fin tråd utanpå den egentliga ankarlindningen av grövre tråd. Den senare tjänstgör således samtidigt som ankarlindning och induktoriets primärlindning, och järnkärnan är gemensam. Ankaret roterar i magnetfältet mellan ett par starka, permanenta hästskomagneters skänklar. Vid rotationen alstras en växelström i primärlindningen, och genom att med en mekaniskt styrd brytaranordning bryta denna ström i det ögonblick, den är starkast, erhålles en högspänd, momentan induktionsström i sekundärlindningen. För att göra primärströmmens avbrott så ögonblicklig som möjligt är en elektrisk kondensator inkopplad med en av sina två beläggningar på var sida om avbrottsstället. Även under den

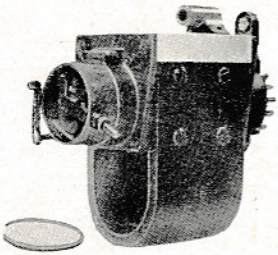


Fig. 38.

övriga delen av ett varv alstras naturligtvis en ström i sekundärlindningen, men denna är för svag att ge upphov till en tändande gnista i tändstiftet, och denna uppkommer således endast i det ögonblick primärströmmen brytes. Som primärströmmen uppnår sin maxi-

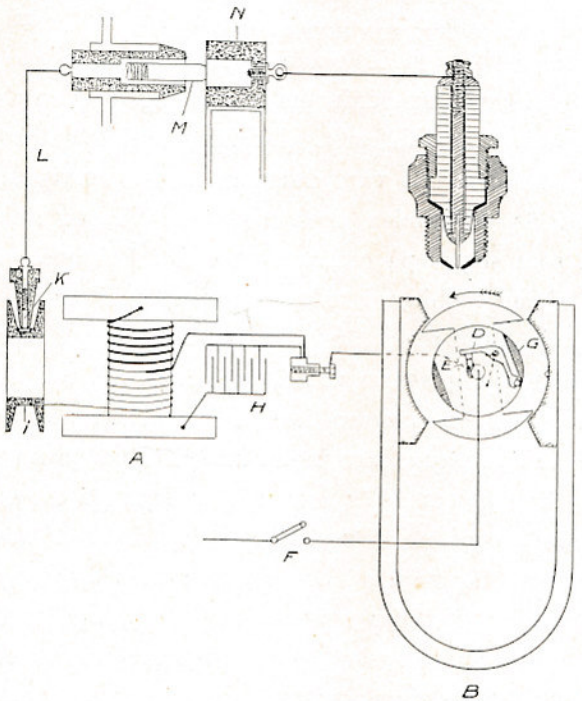


Fig. 39.

mala styrka två gånger under ett varv vid diametralt motsatta ställningar av ankaret, kunna alltså tvenne gnistor erhållas för varje varv.

Fig. 39 åskådliggör schematiskt magnetapparatens byggnad. *A* visar ankaret, sett från sidan, med de

båda lindningarna. Den grövre är primärlindningen, den finare sekundärlindningen. *B* visar apparaten, sedd från ändan, med brytaranordningen *D*—*E*—*G*. Primärlindningens ena ända är fastlödd vid ankaret och därmed ledande förbunden med motorns massa. Den andra ändan är ledande förbunden med den från apparaten i övrigt isolerade kontakten *E*, vilken liksom hela brytaranordningen är anbringad på en platta, som roterar med ankaret. I kontakt med *E* står under större delen av ett varv den inre armen av vippan *D*, vilken är förbunden med massan. Via en isolerad arm, som släpar på centrum, står *E* i förbindelse med en isolerad ledning, i vilken en kontakt *F* är inkopplad, och vars andra ända är förbunden med massan. Kontakten *F* placeras vid förarplatsen. När *F* slutes är alltså primärkretsen kortsluten, och ett avbrott i brytaranordningen har ingen inverkan på primärkretsen. Endast om *F* är bruten, blir brytaren *E*—*D* inkopplad i primärkretsen. Avbrottet i *E*—*D* åstadkommes därigenom att den andra armen av vippan *D* vid rotationen glider upp på den stillastående kammen *G*. Detta avbrott skall ske, då primärströmmen är starkast, vilket inträffar vid det i figuren tecknade läget av ankaret. Det riktiga läget av kammen *G* är fastställt på fabriken och behöver i allmänhet aldrig kontrolleras. *H* är kondensatorn.

Sekundärlindningen är med sin ena ända ansluten till primärlindningen och således via denna förbunden med massan. Den andra ändan är förbunden med den

isolerade släpringen *I*, från vilken strömmen upptages av släpkolet *K*, vilket medelst kabeln *L* är förbundet med det i sköldbrickan isolerat infästa släpkolet *M*. Detta senare släpar på den med motorn roterande fördelarskivan *N*, en ebonitring, i vilken sju metallsegment äro infällda, vart och ett förbundet med ett tändstift. Sekundärlindningens elektroder utgöras alltså av tändproppens centrala stift och dess med motorns massa förbundna hylsa, och mellan dessa båda alstras gnistan.

Reglering av tändningen.

Fördelarskivans metallsegment äro tillräckligt långa för att tillåta tändmomentets ändring inom ett vinkelgebit av cirka 25°. Gnôme-motorn går bäst med en förtändning på omkring 26°. Vid reglering av tändningen förfar man på så sätt, att en cylinder, i vilken tändning skall inträffa, inställes 26° före övre dödläget. Detta motsvarar ett halvt cylinderavstånd och inträffar alltså, då en cylinder står rakt ned. Härpå vrides magnetapparatens kugghjul, tills kontakten i brytaranordningen just börjar bryta. I detta läge bringas kugghjulet att sammankugga med drevhjulet.

Startning av motorn.

Motorn startas genom ett kraftigt ryck i propellern eller medelst en vev från förarplatsen. I senare fallet är det ofta svårt att få tillräcklig fart på motorn,

för att magneten skall ge en gnista, varjämte risken för bakslag på grund av förtändningen är större. Man brukar därför oftast i detta fall en särskild startmagnet, som drives från startvevens axel med ett större varvantal och som förbindes med ett särskilt släpkol, inställt på eftertändning. Startmagneten saknar brytare och ger ström oavbrutet samt tänder i cylindrar med såväl expansion som insugning. Det senare ger sig till känna i »knallar i förgasaren», men som startmagneten liksom startveven utkopplas av sig självt, så fort motorn kommit i gång, är risken för förgasarbrand utesluten. I stället för startmagnet kan användas tändning medelst ett induktorium och batteri. Induktoriets ena sekundära pol förbindes då med massan och den andra med släpkolet.

Vad som i det föregående sagts om startning och tändning gäller, utom möjligen i fråga om graden av förtändning, om alla roterande motorer.

Motorns hopsättning.

Vi förutsätta, att motorn är fullständigt söndertagen. Hopsättningen försiggår då lämpligen i följande ordning.

Cylindrarna inläggas mellan vevhusets båda halvor och halvorna hopskruvas. Man har härvid baksidan nedåt. Härpå införas kannor och vevstakar, hopsatta, först huvudvevstaken. Inloppsventilerna äro då antin-

gen fast tilldragna på sätt, som åskådliggjordes i fig. 31 (sid. 64), eller också endast löst åtdragna för hand för att efter hopsättningen tilldragas inuti cylindrarna med tillhjälp av de båda tappnycklarna. Vid kannans införande hålles den först i sådant läge, att kannbulten är horisontell och kannans urtagning uppåt. Härigenom erhålles god plats för vevstaken och trängsel undvikes. Slutligen vrides kannan så, att urtagningen kommer på cylinderns läsida. Man bör före kannans införande tillse, att kannringarnas snitt bli vända åt den mest kylda sidan av cylindern, d. v. s. i rotationens riktning. Härpå insättas vevcentrums kullager, varpå motorn vändes helt om och axeltappen införes, varvid tillses, att kullagren förbli på sin plats. Därpå inpassas främre vevslängen och låses vid bakre med muttern på baksidan. Bakre locket med lagerhuset påsättes, locket fastskruvas i rätt läge vid vevhuset, och kullagrens läge på axeln fixeras med ringmuttern. Främre locket med kamhuset påskruvas. Utloppsventiler insättas, sedan eventuellt först inloppsventilerna tilldragits. Ventilstänger anbringas, och deras längd regleras, sedan först kamaxeln insatts. Kamaxelns ställning regleras på sätt, som förut beskrivits. Kamskiveväxeln inpassas, motornäsan fastskruvas, och slutligen låses lagret i motornäsan medelst en gängad propp, som införes genom hålet i näsan och fastskruvas i främre axeltappen medelst en lång hylsnyckel. Återstår till slut att tilltäppa hålet i näsan med den därför avsedda mässingsproppen.

Vid hopsättningen böra alla delar, som äro utsatta för friktion, rikligt smörjas med olja, emedan det vid igångsättningen dröjer en stund, innan olja tillströmmar från pumpen.

Söndertagningen sker i omvänd ordning. Dock bör helst bakre lagerhuset borttagas före motornäsa

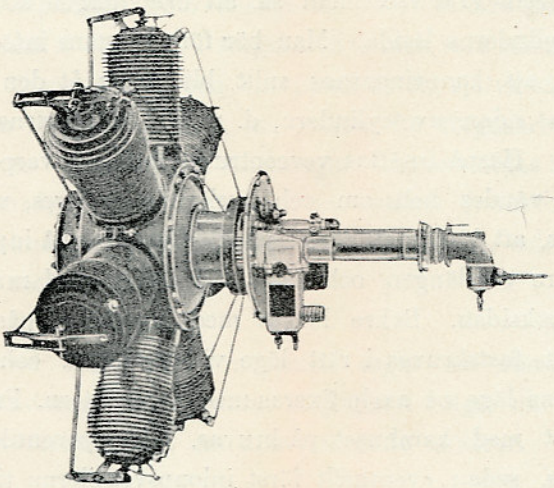


Fig. 40.

och främre lock, emedan man vid dess borttagande ofta behöver taga spänn mot axeln och denna därför behöver ha stöd mot näsan, för att ej påkänningen skall överföras på vevstakarna.

Olika typer av Gnôme-motorn.

Utom den nu beskrivna motorn om 80 hkr., benämnd typ *A* (lambda), tillverkar eller har fabriken

före kriget tillverkat sex andra typer. Typerna äro följande:

Typ Ω (omega), 50 hkr., 7 cylindrar, diameter 110 mm., slag 120 mm., vikt 76 kg. Den skiljer sig från den beskrivna typen i fråga om vevhuset, vilket är i

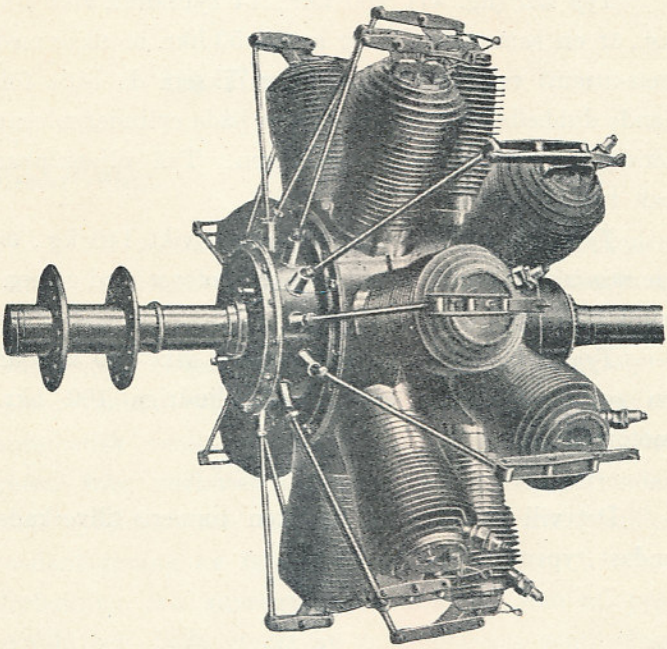


Fig. 41.

ett enda stycke. Cylindrarna införas utifrån och kvarhållas av en ring och stoppkilar. Inloppsventilernas fjädrar äro av annan form.

Typ Σ (sigma), 60 hkr., 7 cylindrar, diameter 120 mm., slag 120 mm., vikt 79 kg. I övrigt lik den beskrivna.

Typ Λ (lambda) (fig. 40), 80 hkr., 7 cylindrar, diameter 124 mm., slag 140 mm., vikt 87 kg.

Typ Δ (delta), 100 hkr., 9 cylindrar, diameter 124 mm., slag 150 mm., vikt 135 kg. I övrigt lik den beskrivna.

Typ ΩΩ (fig. 41), 100 hkr., 14 cylindrar, vikt 100 kg., är en sammanställning av två 50 hkr. motorer med gemensamt vevhus. Motorn har liksom de båda följande dubbelböjd vevsläng, och de båda cylinderraderna tända i diametralt motsatta lägen. Två oljepumpar och två magneter.

Typ ΛΛ, 160 hkr., 14 cylindrar, vikt 140 kg., är en sammanställning av två 80 hkr. motorer med gemensamt vevhus.

Typ ΔΔ, 200 hkr., 18 cylindrar, vikt 250 kg., är en sammanställning av två niocylindriga 100 hkr. motorer.

Det vill synas, som fabriken numera tillverkade endast typerna 80 och 100 hkr.

Le Rhône-motorn.

Beskrivning.

I sin allmänna anordning av de olika organen liknar Le Rhône-motorn fullständigt Gnôme-motorn. De huvudsakligaste skiljaktigheterna betingas därav, att laddningen intages från vevhuset genom en tvångsstyrd inloppsventil i cylinderns botten i stället för genom en automatisk ventil i kannan. Ett rör *R* (fig. 42) leder gasen från vevhuset till ventilen. Rören förbindas med cylindrar och kamhus medelst skruvar, under mellanläggning av tätningsringar av papper. I cylinderbottnen äro anbragta såväl inlopps- som utloppsventil, och båda styras av en gemensam ventilstång. Denna påverkar en i vippfästet *G* (fig. 42) lagrad tvåarmad vippa, vilken vid ventilstångens dragning inåt öppnar inloppsventilen *I* och vid dess rörelse utåt utloppsventilen *H*. För att bibringa ventilstången denna dubbla rörelse krävas två kamskivor *K*, vilka påverka ventilstången under förmedling av den i kamhusets periferi sittande inre vippan *L*. Inre vippan är en tvåarmad hävstång, rörlig kring en axel i mitten, och

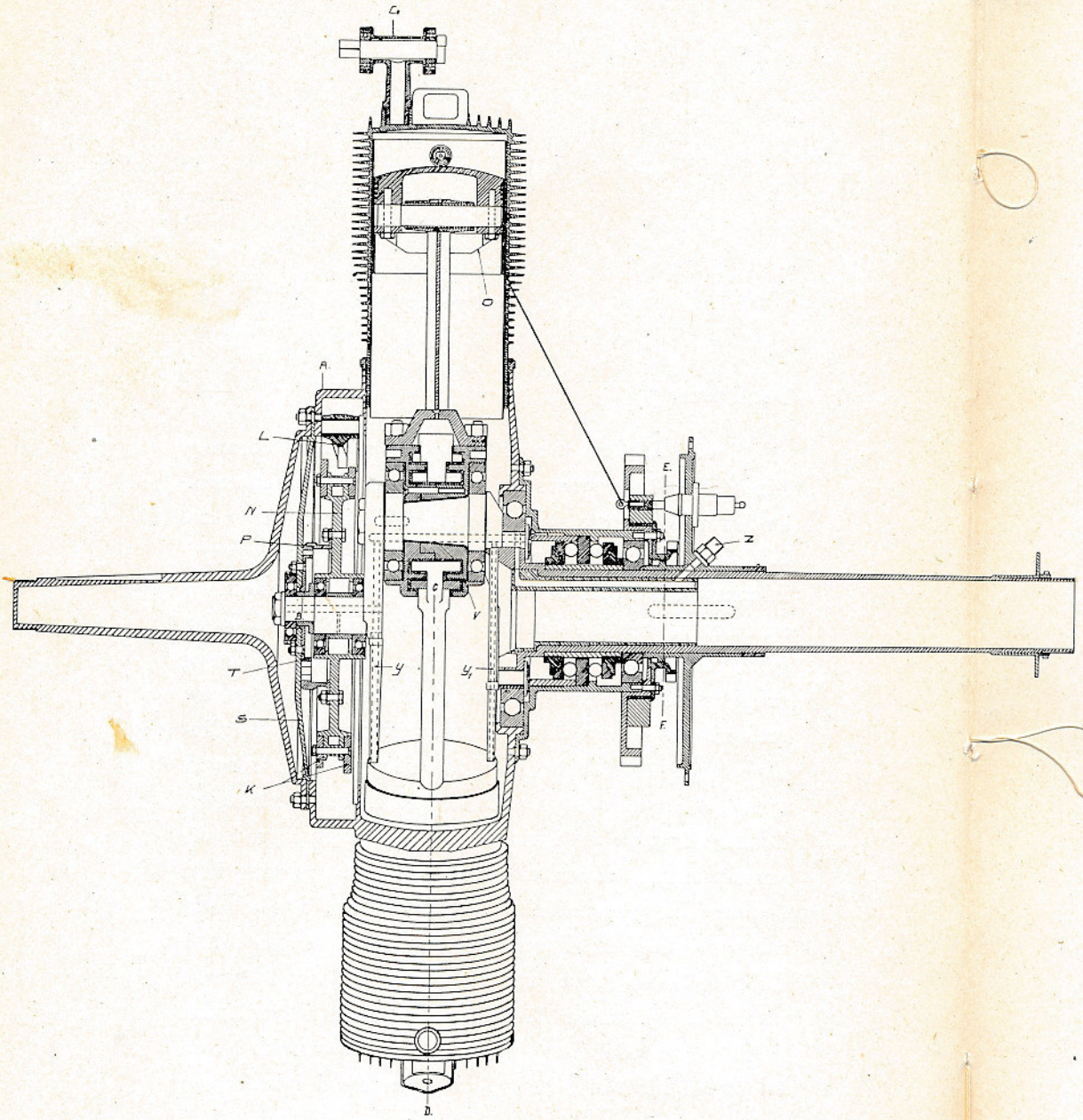
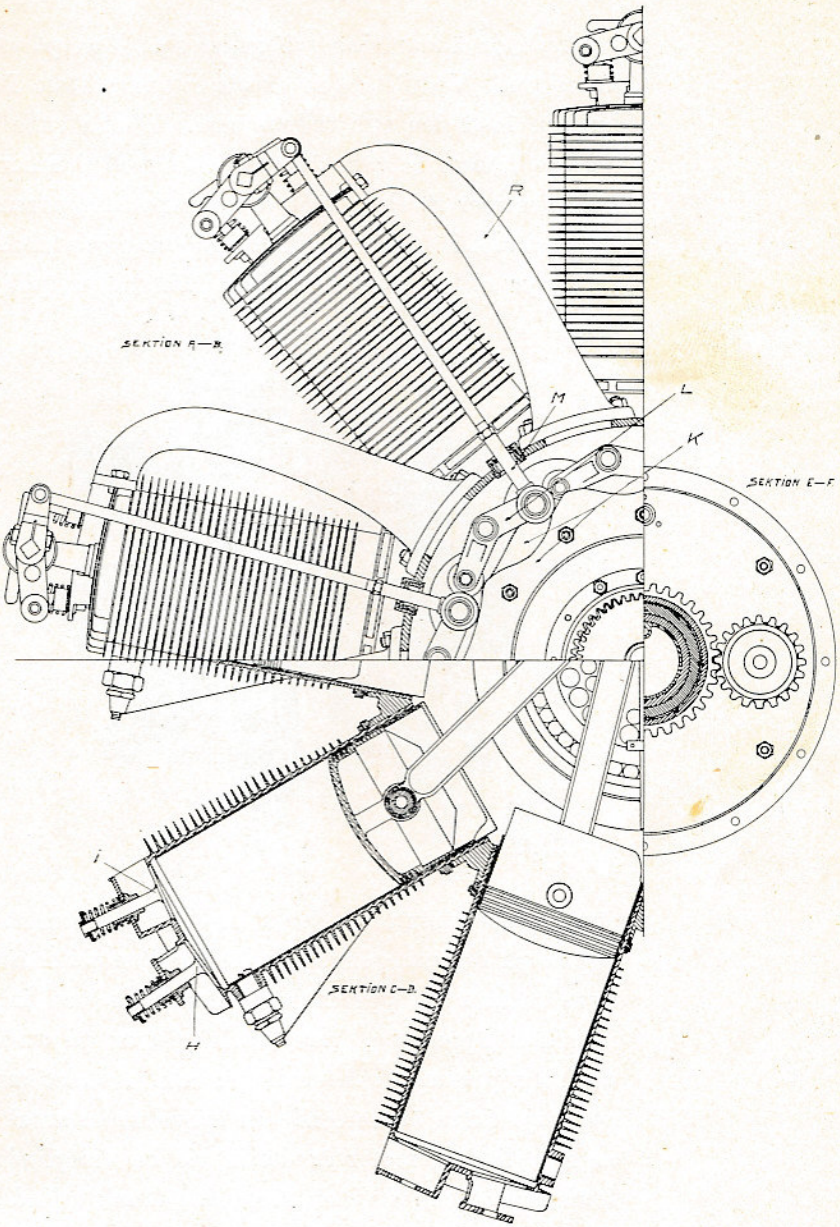


Fig 42.


SEKTION A—B
R
M
L
K
SEKTION E—F
SEKTION C—D
H

i vars båda ändar sitta två rullar som löpa på var sin kamskiva. Ventilstången är via sitt inre fäste *M* förbunden med den ena rullens axel. Denna rulle löper på den främre skivan, vilken således med sina kammar åstadkommer rörelsen utåt, d. v. s. styr utloppsventilen. Den bakre skivan åstadkommer dragning i ventilstången och styr alltså inloppsventilen. Det ligger tydligen i

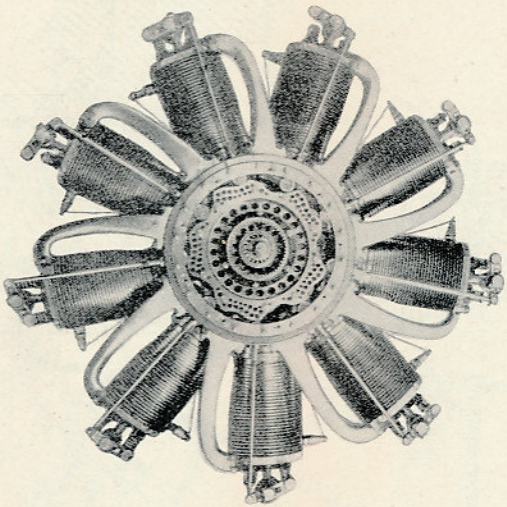


Fig. 43.

styrningens natur, att båda ventilerna ej kunna vara öppna på samma gång, och att en liten tid måste förflyta mellan utloppsventilens stängande och inloppsventilens öppnande, vars storlek beror på avståndet mellan vipparmen och ventilspindeln. Antalet kammar på varje skiva är beroende av cylindrarnas antal. Vid en sjucylindrig motor är det 4, vid en niocylindrig 5. I allmänhet, om de i en krans anordnade cylindrarnas

antal är Z, är kammarnas antal $\frac{Z+1}{2}$. Kamskivorna äro fastskruvade vid ett kamskivefäste N, som på tvenne kullager roterar kring en excentrisk ansvällning av främre axeltappen (se också fig. 43). Rotationen åstadkommes av en mycket enkel växel, bestående av ett vid kamskivefästet fastskruvat kugghjul P (fig. 42) med innerkuggar och ett på den med motorn roterande mellanbrickan S fastskruvat hjul T med ytterkuggar. Utväxlingen är sådan, att kamskivan vid rotationen blir efter motorn en kam på två varv, d. v. s. vid en niocylindrig motor ett helt varv på tio rotationer. Medan motorn gör 10 varv, göra alltså kamskivorna 9. Vid en sjucylindrig motor bli motsvarande tal 8 och 7.

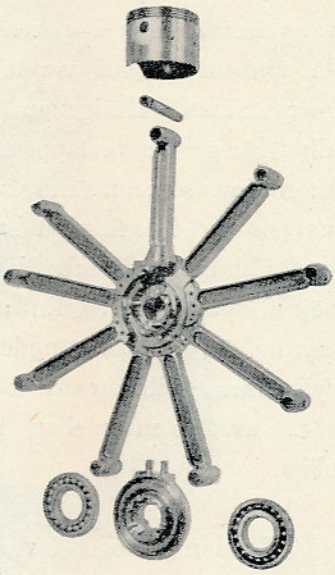


Fig. 44.

Motorn är lagrad med 2 radial- och ett axialkullager i bakre lagerhuset samt ett radiallager i mellanbrickan.

Vevstakarnas inre lagring är genomförd på ett annat sätt än vid Gnôme-motorn. Kring vevtappen roterar på tvenne kullager ett av två hopskruvade halvor

bestående vevcentrum (se fig. 42). I detta centrum äro utsvarvade två cirkulära spår, försedda med metallbussning, i vilka vevstaksfötterna, som äro utbildade som en del av en cylinderring, kunna glida (se fig. 44). Huvudvevstaken är fastskruvad vid centrum medelst fyra pinnbultar. Centrums rörelse kring vevtappen bestämmes alltså av huvudvevstaken, och de övriga vevstakarna glida i spåren mer eller mindre åt sidan, då vinkeln mellan vevstakarna under loppet av ett varv ändras. Härigenom vinnes, att vevstakens axel alltid går genom vevtappens centrum. Vid den lagringsanordning, som användes vid Gnôme-motorn, går vevstakens axel i de flesta ställningar på sidan om centrum, varför huvudvevstaken kommer att utsättas för en böjningspåkänning. En annan följd av sistnämnda lagring är, att slaglängden ej blir fullt lika för alla cylindrarna, vilket man dock söker avhjälpa genom att göra avstånden mellan hålen för vevstaksbultarna olika.

Kannan fästes vid vevstaken på det gängse sättet med en genomgående kannbult. Kannbultens läge fixeras genom en skruv. Bulten är i den fixerade ändan något konisk. Kannan är av tackjärn, försedd med spår för fyra tätningsringar, vilka äro utförda av ett specialstål. Inuti kannan fastskruvas medelst säkringsskruvarna en koniskt pressad plåt, oljespridaren (fig. 42, *O*), vars uppgift är att leda oljan ut till en serie oljehål runt kannan vid foten av spridaren.

Cylindrarna (fig. 45) äro av stål och inuti fodrade med en tunn tackjärnsmantel för att erhålla en lämpligare friktionsyta. Vevhuset (fig. 45) med det därvid fastsittande kamhuset är av stål, svarvat ur ett block

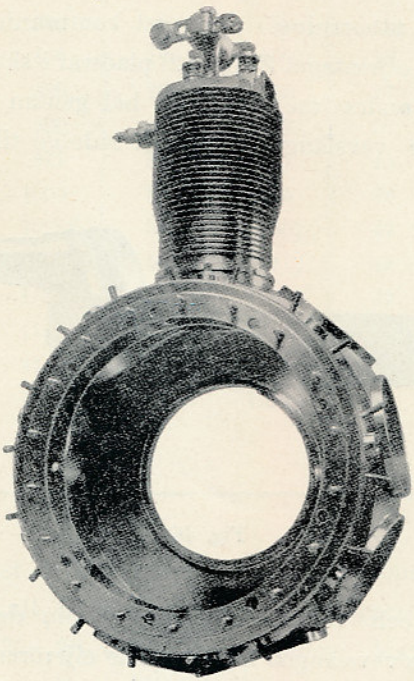


Fig. 45.

och försett med öppningar för cylindrarna. Dessa äro i inre ändan gängade och skruvas in i vevhuset. En ringformig låsmutter säkrar cylindrarnas läge.

Axeln (fig. 46) är utförd av högvärdigt specialstål i två delar liksom vid Gnôme-motorn, endast med den

skillnaden att främre vevslängen omfattar vevtappens främre ända med en konisk fattning. Dess läge fixeras av en krysspinne och en mutter. Inuti bakre axeltappen sitter ett enda oljerör av aluminium (se fig. 42), sammangjutet med en hylsa av aluminium, som passar in i axelns utborrning. Oljeröret kommunicerar i ena ändan med oljeintaget *Z* (fig. 42) placerat i sköldbrickan, och i den andra med borrade hål genom vevtappen och främre vevslängen. Genom sidohål tillföres olja

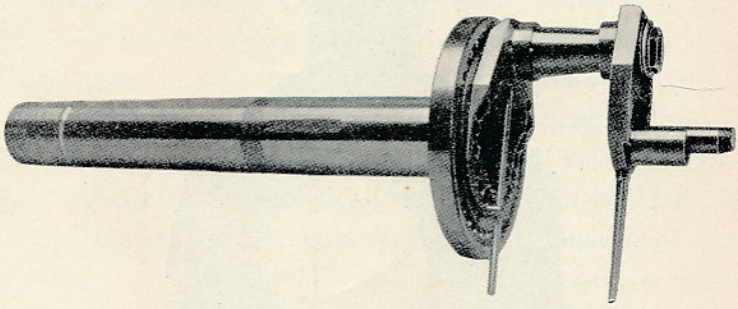


Fig. 46.

till lager och vevcentrum, och genom de vid bakre och främre vevslängen fastskruvade oljerören *Y* och Y_1 (fig. 42) stänker oljan ut i de roterande cylindrarna.

Oljepumpen, vilken anbringas på samma sätt som vid Gnôme-motorn, har en enda kolv. Pumpen liknar en leksaksångmaskin med fram och åter vippande cylinder. Antalet pumpslag är olika vid olika cylinderantal. Sambandet mellan antalet pulsationer och motorns varvantal framgår av nedanstående tabell.

Antal pulsationer pr minut	Varvantal pr minut	Antal pulsationer pr minut	Varvantal pr minut	Antal pulsationer pr minut	Varvantal pr minut
	7 cylindrar		9 cylindrar		18 cylindrar
7	200	9	250	9	200
14	400	18	500	18	400
21	600	27	750	27	600
28	800	36	1000	36	800
34	971	37	1027	45	1000
35	1000	38	1055	46	$1022\frac{2}{9}$
36	$1028\frac{4}{7}$	39	$1083\frac{1}{3}$	47	$1044\frac{4}{9}$
37	$1057\frac{1}{7}$	40	$1111\frac{1}{9}$	48	$1066\frac{2}{3}$
38	$1085\frac{5}{7}$	41	$1138\frac{8}{9}$	49	$1088\frac{8}{9}$
39	$1114\frac{2}{7}$	42	$1166\frac{2}{3}$	50	$1111\frac{1}{9}$
40	$1142\frac{6}{7}$	43	$1194\frac{4}{9}$	51	$1132\frac{2}{9}$
41	$1171\frac{3}{7}$	44	$1222\frac{2}{9}$	52	$1155\frac{5}{9}$
42	1220			53	$1177\frac{7}{9}$
				54	1200

Enklast beräknar man varvantalet, om man kommer ihåg, att 1000 varv vid de tre typerna motsvaras av resp. 35, 36 och 45 pulsationer. Man har alltså endast att multiplicera pulsationernas antal med 1000 och dividera med ett av dessa tal.

Tändningsanordningen är identisk med Gnômemotorns, och som förgasare användes lämpligast den vid Gnôme-motorns beskrivning använda.

Reglering.

Kamskivornas läge är bestämt på fabriken och kan ej ändras utan att avsevärda förskjutningar i inlopps- och utloppsperioderna äga rum. Vid hopsättningen har man att tillse, att två märken (nollor) å de båda växelhjulen äro överens, och att ett märke på mellanbrickan kommer mitt för ett märke på kamhuset.

Ventilstängernas längd regleras på följande sätt. Motorn vrides runt, tills den cylinder, för vilken regleringen skall ske, befinner sig mitt i kompressionsslaget. Ventilstången skruvas ut eller in i sitt undre fäste, tills vippan kommer något närmare utlopps- än inloppsventilen. Man tillser dock, att utloppsventilen ej kan öppnas av vippan under kompressions- eller expansionsslaget. Vore så förhållandet, riskerar man, att utloppsventilen vid rotationen kommer att öppnas något, då den skall vara stängd, på grund av ventilstångens centrifugalkraft. På Thulin-motorn är vippan försedd med en motvikt (se fig. 42) för att borttaga denna risk. Sedan regleringen är gjord, tilldrages låsmuttern vid nedre fästet. Regleringen fortsättes i följd i de övriga cylindrarna, varvid man vrider motorn två cylinderavstånd åt gången.

Tändningen regleras på samma sätt som vid Gnômemotorn, och skall förtändningen även här vara cirka 26°. En 7-cylindrig Le Rhône-motor skall alltså vid regleringen placeras i samma ställning som den be-

skrivna Gnôme-motorn. När cylinder n:r 1 skall tända (båda ventilerna slutna), skall alltså n:r 4 stå rakt ned. Vid en 9-cylindrig motor skall vid tändning i cylinder 1 n:r 5 stå lika stor vinkel till vänster om vertikallinjen som n:r 7 under horisontallinjen (motorn sedd framifrån).

Motorns hopsättning och söndertagning.

Vi förutsätta, att motorn är fullständigt söndertagen, så när som på bakre lagerhuset med dess lager. Hopsättningen sker då lämpligen i följande ordning.

Det stora kullagret påsättes axeln och fästes med sina fyra fästskruvar. Axeln införes bakifrån i vevhuset, varvid plats för vevtappen finnes i en liten urtagning i vevhusets bakre vägg, och kullagret tryckes in i sitt läge i vevhuset. Bakre lagerhuset med dess lager pressas på axeln och fastskruvas vid vevhusets pinnbultar, varvid tillses, att märken i vevhus och lagerhus stämma överens. Fördelarskivan påsättes (vid anordning för startning med vev först starthjulet), och bakre drevhjulet fastskruvas. Motorn vändes härpå helt om på sin bänk. Bakre halvan av vevcentrum med dess kullager insättes på vevtappen. Vevstakarna med fastsatta kannor inplockas i spåren och tillses härvid, att vevstakarna komma i rätt ordning, och att kannornas urtagningar komma på cylindrarnas lovartsida (vevstakarnas nummersiffror framåt). Främre halvan av vevcentrum påsättes, de båda halvorna hopskruvas, och huvudvevstaken fastsättes vid de fyra

pinnbultarna. Vevcentrums främre kullager placeras på främre vevslängen, och denna sättes på sin plats på vevtappen och fastskruvas. Muttern säkras. Cylindrarna (med insatta ventiler) inskruvas i vevhuset och låsas med låsmuttrarna. Vid kannornas införande i cylindrarna tillses, att kannringarnas snitt komma omväxlande på motsatta sidor av kannan. Gasledningsrören fastskruvas. Inre vipporna (med ventilstångens undre fäste) insättas och fästas med vippbultarna. Kamskivorna införas, spännhylsan anbringas på axeln, och mellanbrickan påsättes, varvid tillses att växelhjulens märken äro överens. Härpå vrides mellanbrickan, tills dess märke stämmer med märket i kamhusväggen, varpå den införes på pinnbultarna och dess kullager låses genom muttern på främre axeltappen. Motornäsan påsättes och låses med muttrarna, varvid även mellanbrickan blir låst. Vippor och ventilstänger anbringas, och ventilstängernas längd regleras på sätt, som förut beskrivits.

Söndertagningen sker i omvänd ordning.

Söndertagning och hopsättning (intill axel och bakre lagerhus) kunna tydligen ske med motorn monterad i flygmaskinen. För att uttaga kamskiveaggregatet och likaledes för att lösgöra främre vevslängen användes helst små, speciellt konstruerade domkrafter. För att utdraga inre vippans bultar och kannbultarna användes också en speciell domkraft.

Vid motorns montering i flygmaskinen fastskruvas, liksom vid Gnôme-motorn, helst först sköldbrickan i

motorskölden. En gummipackning mellan sköldbrickans hylsa och bakre drevhjulet (se fig. 42) åstadkommer tätning. Vid motorns infästning i sköldbrickan, varvid dess läge bestämmes av en kil, måste man naturligtvis tillse, att oljehålet i axeln kommer på samma sida som oljeintaget i brickan och ej på den diametralt motsatta sidan.

Olika typer av Le Rhône-motorn.

Den franska fabriken tillverkar, eller tillverkade före kriget, fyra typer motorer, vilka dock skilja sig åt endast genom cylindrarnas antal.

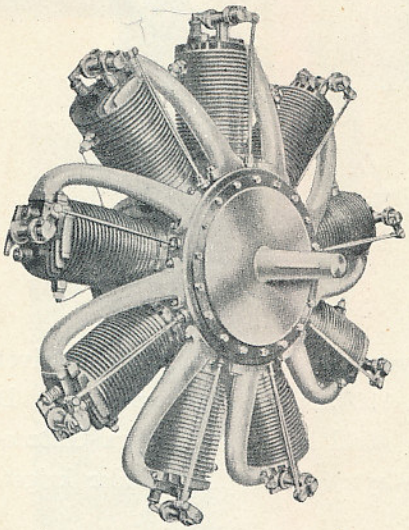


Fig. 47.

Typerna voro:

60 hkr. 7 cylindrar, diameter 105 mm., slag 140 mm., vikt 88 kg.

80 hkr. (fig. 47). 9 cylindrar, vikt 112 kg.

120 hkr. 14 cylindrar, ordnade i två kransar, vikt 170 kg.

160 hkr. (fig. 48). 18 cylindrar, ordnade i två kransar, vikt 210 kg.

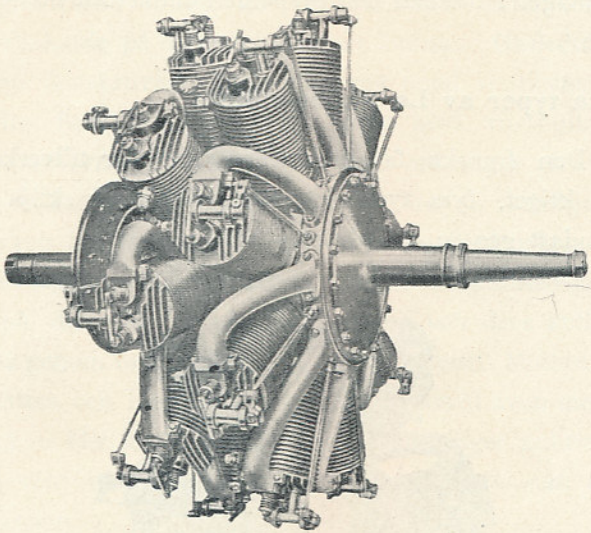


Fig. 48.

Det synes, som skulle numera tillverkas endast 60, 80 och 110 hkr. Le Rhône-motorer. De tvåradiga Le Rhône- såväl som de tvåradiga Gnôme-motorernas tillverkning synas ha upphört under kriget.

Thulin-motorer, A, B och C.

Vid A.-B. Enoch Thulins Aeroplanfabrik tillverkas för närvarande tre typer roterande motorer.

Typ A är i allt väsentligt lik 80 hkr. Le Rhône-motorn, med små ändringar i en del detaljer. Den ger 80 hkr. vid omkring 1110 varv, samt maximalt under längre tid 95 hkr.

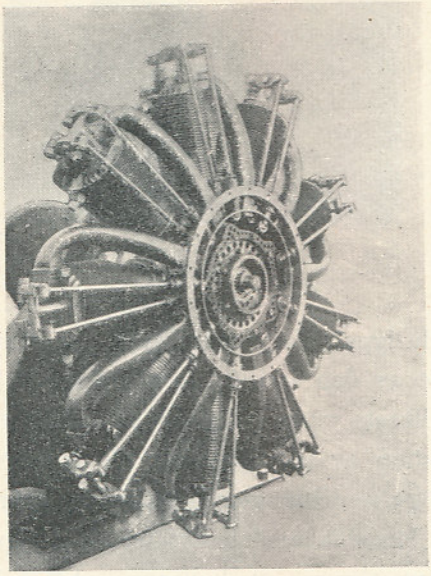


Fig. 49.

Typerna B (fig. 49, motornäsa och mellanbricka borttagna) och C (fig. 50, motornäsa, mellanbricka och kamskivor borttagna) skilja sig från den föregående därigenom att varje ventil styres av sin ventilstång. De inre vipporna bortfalla således alldeles, och de båda ventilstängernas rullar löpa på var sin kamskiva. Kamskivornas form är till följd härav något annorlunda än

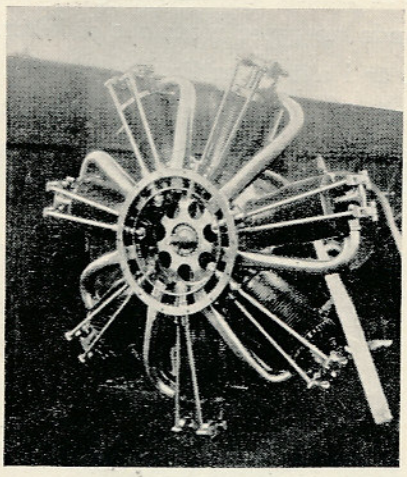


Fig. 50.

föregående typs. Varje ventilstång kan således regleras oberoende av den andra. Inre vippornas bortfallande betyder, liksom varje reduktion av antalet rörliga delar, en reduktion av möjligheterna till driftstörning. För att uppväga ventilstängernas centrifugalkraft äro ventilvipporna försedda med motvikter. Vid typ C är axeln lagrad i ytterligare ett kullager, anbragt i en bricka omedelbart framom vevslängen, bakom kamskivorna

(synligt å fig. 50). Härigenom vinnes, att deformationen av vevtappen blir mindre. I övrigt gäller om dessa typer, vad som sagts om den föregående.

Typ B är 9-cylindrig och ger normalt 80 hkr., maximalt över 90; typ C är 7-cylindrig och ger normalt 70 hkr.

Clerget-motorn.

Clerget-motorn (fig. 51) har liksom Le Rhône-motorn båda ventilerna i cylinderbottnen, och gasen

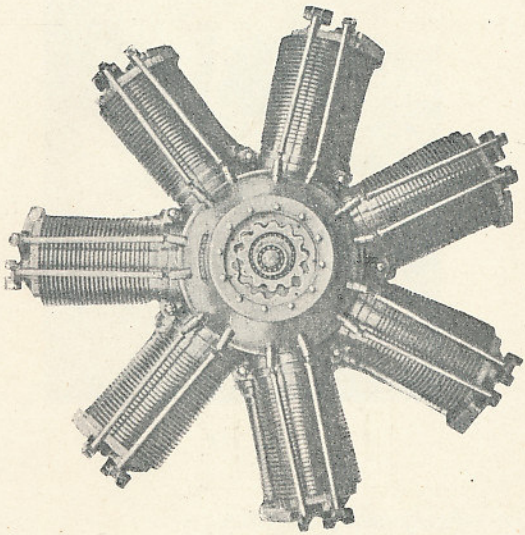


Fig. 51.

intages genom rör, som äro anbragta bakom cylindrarna. Varje ventil styres av sin ventilstång. Från Le Rhône-motorn skiljer den sig i utbildningen av vissa detaljer, i synnerhet ventilstyrningen. Som den ej vunnit insteg i Sverige, kan här en ingående beskrivning utelämnas.

Gnôme-Monosoupape (enventil)-motorn.

Monosoupape- eller enventil-motorn är en modifikation av den vanliga Gnôme-motorn, i vilken inlopps-

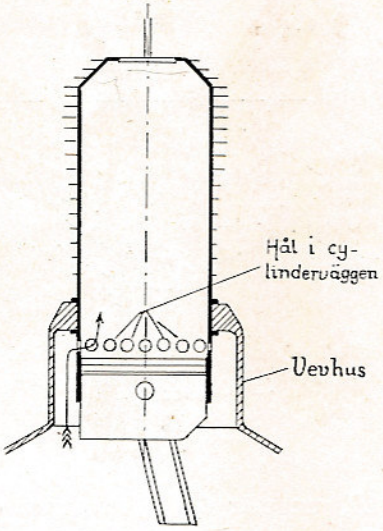


Fig. 52.

ventilen i kannan är fullständigt borteliminerad. Den ordinarie utloppsventilen i cylinderns botten spelar den dubbla rollen av utlopps- och inloppsventil. Som inloppsventil tjänar den dock endast för intagande av

blandningsluft. Själva bränslet intages från vevhuset genom hål i cylinderns nedre del, belägna strax över kannbottnen, då kannan är i sitt undre dödläge. Fig. 52 åskådliggör denna anordning, och fig. 53 visar ett ventilstyrningsdiagram. I *C*, d. v. s. då kannan är i sitt övre dödläge, börjar insugningen av frisk luft genom

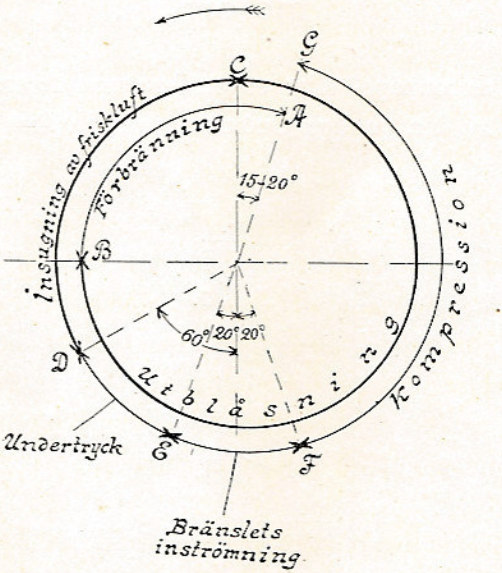


Fig. 53.

ventilen. I *D*, ungefär 60° före undre dödpunkten, stänges ventilen och luften inuti cylindern förtunnas. I *E*, 20° före undre dödpunkten, börjar kannan passera hålen i cylinderväggen, och den mättade bränsleblandningen inströmmar tack vare undertrycket i cylindern. I *F*, 20° efter undre dödpunkten, äro hålen åter täckta av kannan och gasinströmningen avslutad,

varpå kompressionen följer till *G*, 15° à 20° före övre dödpunkten. Här börjar i *A* explosion och expansion, som fortsätter till *B*, mitt på slaget. I *B* öppnas ventilen och fungerar som utloppsventil till *C* för att sedan åter fungera som inloppsventil för friskluften. Ventilen är tydligen öppen i följd under något mer än ett varv.

Bensinen pumpas in i vevhuset medelst en av motorn driven pump på sköldbrickan, och bensinmängden är alltså proportionell mot varvantalet. Bensinen ledes genom ett rör inuti bakre axeltappens utborrning, vidare genom hål i vevslängen och mynnar i ett munstycke i mitten av främre axeltappens utborrning. Främre axeltappen har relativt stor diameter och dess utborrning står via den ihåliga motornäsan i öppen förbindelse med ytterluften. Bakre axeltappen är däremot tilltäppt i mynningen. Den för åstadkommande av den mättade bränsleblandningen erforderliga luften intages alltså genom motornäsan.

På en tidigare utföringsform kunde kammens höjd och därmed ventilöppningen regleras från förarplatsen genom en hävstångsanordning. Denna har emellertid övergivits.

Fördelarna med Monosoupape'n äro bortfallandet av den automatiska inloppsventilen med dess möjligheter till driftstörning samt en effektiv kylning av utloppsventilen och dess fjäder, varigenom faran för den senares utglödgning bortfaller. En nackdel, och en väsentlig

sådan, är att den intima bränsleblandningen skall ske i cylindern under en mycket kort tid. Härigenom bli förgasning och blandning bristfälliga, och en hel del oförbränd bensin bortgår med utloppsgasen. Bensinförbrukningen i en Monosoupape ställer sig därför ganska ogynnsam.

Andra roterande motorer.

Bland övriga roterande motorer må nämnas den tyska *Oberurselmotorn*, en kopia av Gnôme. *Stahlherz* är likaledes en Gnôme-liknande tysk motor. En amerikansk roterande motor är *Gyromotorn*.

Av *Siemens & Halske* tillverkas för närvarande en motor, som utgör en intressant tillämpning av ett äldre franskt patent. Cylindrar och axel rotera här åt motsatta håll med samma varvantal (= 900). Propellern sitter på axeln. Genom denna anordning vinnes alltså, att propellern utan särskild utväxling får ett relativt lågt varvantal och därmed förbättrad verkningsgrad, samtidigt med att antalet fyllningar och därmed effekten bestämmes av det relativa varvantalet, d. v. s. summan av axelns och cylindrarnas varvantal. Kylningen av cylindrarna blir dock tack vare det lägre varvantalet ej så effektiv som vid en vanlig roterande motor.

Skötsel och driftstörningar.

Åtgärder före starten.

Det faller av sig självt, att flygaren omedelbart före varje start bör övertyga sig om, att alla muttrar och skruvar, vilkas lossnande kunna ha ödesdigra följder, äro fast åtdragna. Hit höra t. ex. propellerns skruvar och säkringar, motornäsans muttrar, magnetapparatens och oljepumpens fästskruvar m. m.

Innan motorn startas, bör man likaledes övertyga sig om, att oljekranen i ledningen till oljetanken är öppen, samt att pump och oljeledningar äro fyllda med olja. Försyndelser härutinnan kunna lätt leda till att motorn hinner gå varmt, innan oljan hinner fram. Oljepumpen fylles helt enkelt genom oljekranens öppnande. För att ge luften i pumpen tillfälle att försvinna utskruvas härvid skruven i pumphusets övre ända och inskruvas först, sedan oljan börjat rinna ut genom hålet. Ledningarna fyllas med tillhjälp av en spruta genom sidoröret till pulsationsglaset, som för ändamålet skruvas av. Innan pulsationsglaset påsättes, bör det helst till hälften fyllas med olja, så att oljenivån kommer på en för observation lämplig höjd. Luftkuddens storlek i pulsationsglaset är vid motorns

gång ett kriterium på att inga hinder finnas för oljans passage på de olika smörjställena. Ett abnormt hopträngande av luftkudden tyder på en förstoppning antingen i ledningsrören eller i smörjhålen i axeln.

Före starten övertygar man sig vidare om att bensinledningen är klar genom att öppna bensinkranen, varvid bensin i tillräcklig mängd skall rinna ut genom spillröret från förgasaren. Vid för liten bensinström ligger felet oftast i bensinfiltret, vilket då skruvas ut och rensas med en borste och bensin. Filtrets propp bör för övrigt litet emellanåt utskruvas, alldenstund eventuellt vatten i bensinen samlar sig i filtret.

Före starten sprutas några droppar bensin in i cylindrarna genom utloppsventilen. Motorn vrides runt ett par gånger för att ge bensinen tillfälle att förgasas, varpå den startas genom ett kraftigt ryck i propellern eller startveven. Vill motorn då ej starta, kan det bero på att bensinblandningen är för mättad. Man vrider då först motorn baklänges ett par varv.

Starten av motorn företages alltid med lägre varvantal än det normala. Med den äldre Gnôme-förgasaren sker starten lämpligen med ungefär halvt öppet spjäll. Sedan motorn med den insprutade bensinen kommit i gång, ökar man så småningom bensinkranens öppning, tills varvantalet blivit det högsta möjliga. Härpå regleras ytterligare luften, tills varvantalet nått sitt maximum. Med förgasare med bensinregleringsstift startas med spjället öppet till ungefär en fjärdedel. Sedan motorn gått härmed en stund, öppnas spjället ytterligare, tills varvantalet nått maximum. För den hän-

delse stiftet i förgasaren ej skulle ha den riktiga formen, söker man härpå ytterligare minska bensinen med filterkranen, så länge motorn bibehåller sitt högsta varvantal.

Sedan motorn visat sig fungera oklanderligt en stund, varunder föraren även observerat pulsationsglaset, kan flygmaskinen starta.

Efter en stunds gång i luften, då motorn hunnit bli varm, kan bensinmängden ytterligare minskas medelst filterkranen. Man gör härvid klokt i att minska den så mycket, att motorns varvantal sjunker något. Härigenom sparas både motor och bensin. Bensinförbrukningen pr hästkraft är, som förut framhållits, minst vid varvantal något under det maximala. Vidare är bensinförbrukningen för en viss flygsträcka i lugnt väder minst, då flygmaskinen går med en hastighet något under sin största.[1]) Endast om det gäller att uppnå ett mål så fort som möjligt, bör motorn få gå med sin högsta effekt.

Driftstörningar.

A. Motorn vill ej starta.

Detta kan bero på följande orsaker:

1. För mycket bensin har insprutats i cylindrarna. Vrid då motorn baklänges ett par varv.
2. Tändningen fungerar ej, beroende på följande orsaker:
   a) Överföringskabeln mellan magnetapparat och släpkol är ej ansluten till kontakterna.

[1]) Se »Flygmaskinen» av förff.

b) Massledningen från magnetapparaten är kortsluten, möjligen i kontakten vid förarplatsen, så att brytaren ej får tillfälle fungera. Prövas genom att avkoppla massledningen vid magneten och försöka starta. Går motorn då, låg felet här. Motorn kan i detta fall stannas genom bensinens avstängande.

c) Fördelarskivan är smutsig. Tvätta den med bensin!

d) Fördelarskivans släpkol ligger ej an, vilket kan bero på att det fastnat i hylsan, är utslitet eller att fjädern, som trycker det mot fördelarskivan, är för kort eller för svag. Ett nytt släpkol kan förfärdigas av båglampskol.

e) Överledning till massan äger rum vid överföringskabelns anslutningsställen. Isolera med isoleringsband eller annat isoleringsmedel! Kolhållaren är sönder. För att pröva detta utskruvas kolhållaren. Är den sönder, erhålles gnista mellan dess mässingsfattning och massan. Kolhållaren utbytes mot en ny.

f) Magnetapparatens brytare fungerar ej. Det vanligaste felet är, att vippan hänger upp sig i fiberbussningen, beroende på att denna svällt på grund av fuktighet. Brotcha upp bussningen försiktigt. Eller också blir avståndet mellan platinakontakterna för litet vid brytningen, beroende på att fiberfoten på vippans yttre arm slitits. Avståndet justeras med kontaktskruvarna, tills det vid fullt avbrott blir cirka 0,5 mm.

g) Magnetapparatens släpkol fungerar ej, beroende på smuts eller oxidation på släpringen. Ringen renas med litet fin smärgelduk på en pinne, införd genom kolhållarhålet. Kolet kan också vara för kort eller fjädern för svag.

h) Har ingen av föregående åtgärder hjälpt, men anledning finnes för misstanken, att felet ligger hos magnetapparaten, är det att söka i kortslutning eller dålig isolation i magnetens lindning. Eller också ha några isolerande delar i magneten blivit ledande genom fukt, i vilket fall felet avhjälpes genom torkning i ett varmt och torrt rum. Hjälper ej detta, sändes apparaten till fabrik för reparation.

B. Motorn startar, men stannar (eller saktar), sedan den insprutade bensinen tagit slut.

I detta fall föreligger stopp i bensinledningen. Rensa filtret och undersök ledningarna! Ett relativt vanligt fel är en gummipropp någonstädes i ledningen. Lossa först slangen vid förgasarmunstycket och se efter om bensinen rinner där! I så fall sitter proppen i själva munstycket. I annat fall fortsättes undersökningen systematiskt bakåt.

C. Motorn går ojämnt (raterar).

1. Ett eller flera tändstift tända ej. Härom övertygar man sig genom att låta motorn gå en stund och därpå känna på cylindrarna. De cylindrar, som ej tänt, äro kalla. Tändstiftet uttages, och gnist-

gapet undersökes. Felet kan ligga i att gnistgapet är för långt, eller att kontakt uppstått genom sammanböjning av elektroderna eller genom en brygga av kol mellan dem Skrapa rent elektroderna, tvätta i bensin och justera gnistgapets längd till 0,5 mm. Felet kan också ligga i att isolationen brustit, i vilket fall proppen ersättes med en ny.

2. Periodiska överslag i överföringskabeln eller i fördelarskivan äga rum. I förra fallet isoleras kabelskorna.
3. Utloppsventilen i en eller flera cylindrar tätar ej, beroende på:
   a) Sätet och ventilen äro smutsiga. Vrid ventilen runt på sitt säte några varv, eller tvätta med bensin!
   b) Ventilen har slagit sig. Slipa in den med fint slipmedel och olja genom att föra den runt i sätet medelst en mejsel! Härvid avtages på en Gnôme ventilsätet, på en le Rhône cylindern. Slipmedlet avlägsnas efter slipningen mycket noga.
   c) Ventilstängerna äro olika långa, eventuellt en krokig.
   d) En ventilspindel har skurit i, så att ventilen ej stänger. Putsa spindeln med smärgelduk och rensa bussningen!

D. Varvantalet är för lågt eller sjunker under gången.

Inträffar detta under flygning, bör man snarast möjligt söka landningsplats för att undersöka motorn,

sedan man övertygat sig om att orsaken ej ligger i att bensinkranen delvis stängts på grund av skakning. Orsaken till nedgång i varvantalet kan vara någon allvarligare skada i motorn, vilken upptäckes först vid isärtagning. Lindrigare och lättare reparabla orsaker kunna vara följande:

1. Kannringarna äro fastbrända vid kannan. Detta ger sig till känna i en minskad kompression. Vrid motorn sakta runt med propellern och undersök cylinder efter cylinder genom att ställa den på kompression. God kompression ger sig till känna i utblåsningsljudet vid ett slag på ventilspindeln.
2. Ventilerna äro otäta. I detta fall höres en fräsning i ventilen, då motorn vrides runt.
3. Tändningsmomentet kan vara oriktigt inställt. Kontrolleras på sätt, som förut på tal om tändningen beskrivits.
4. Oljehålen i kannan äro täppta av förbrända oljerester. Detta ger sig till känna däri att cylindrarna bli blåa utefter längsgående strimmor.

E. Knallar i förgasaren. Förgasarbrand.

Tillfälliga knallar kunna bero på att bränsleblandningen varit för bensinfattig eller att en inloppsventil ett ögonblick hängt upp sig. Upprepade knallar eller brand tyder på att en inloppsventil är otät eller sönder. Bensinledningen stänges skyndsammast, och ventilerna undersökas.

F. Tvärstopp.

Ett tvärstopp under flygning kan naturligtvis bero på någon allvarligare skada. Innan man misstänker

det värsta och beslutar sig för att landa, gör man dock klokt i att övertyga sig om att orsaken ej ligger i ett oavsiktligt stängande av regleringskranen eller i en omedveten beröring av kontakten. Slutning av kontakten och kranens stängande kan ofta åstadkommas av skakningar hos maskinen. En mängd motorstopp med följande lyckliga eller olyckliga nödlandningar bero på nu nämnda lätt avhjälpta orsaker.

Motorns skötsel.

De flesta driftstörningar, som ej bero på materialfel, kunna undvikas, om motorn mellan flygningarna skötes på ett omsorgsfullt sätt. En god skötsel beror naturligtvis i främsta rummet av mekanikerns omdöme och förtrogenhet med motorn. Följande anvisningar kunna emellertid här vara på sin plats.

1. Efterse noga *före* varje flygning, att alla skruvar, muttrar och bultar äro fast tilldragna. Lösa förbindningar medföra skakningar med påföljd, dels att förbindningarna ytterligare lösas, dels att organ kunna komma i oriktigt läge och utsättas för abnorma påkänningar.
2. Efterse ofta, att alla rörliga delar löpa lätt i sina lager eller bussningar, och att alla lager äro hela. För stor plats i lager och bussningar medför slag vid kraftriktningsändringar, vilket leder till brott eller varmgång.
3. Utan att söndertaga motorn bör man ofta genom att avtaga motornäsan övertyga sig om huruvida kam-

mar, rullar och (vid le Rhône) inre vippor och vevcentrum äro i gott skick.

4. För att hindra kannringarna att becka fast sig vid kannan bör efter varje flygning fotogen in sprutas i cylindrarna.
5. När motorn står en längre tid, bör den övertäckas med ett överdrag för att hindra damm och smuts att inträngа i de öppna ventilerna.
6. Man gör klokt i att efter cirka 15 timmars gång genom cylindrarnas avtagande övertyga sig om att cylindrar, kannor och ventiler ej äro nedsotade genom för mycket bensin eller dålig olja. I motsatt fall skrapas och rengöras kannorna och cylindrarna, och ventilerna slipas. Sotiga kannor och explosionsrum medföra ökad värmeabsorption och minskad verkningsgrad.
7. Motorn bör *efter* varje flygning ges en noggrann eftersyn.

INNEHÅLL.

Sid.

Allmänt om explosionsmotorer 3

Fyrtaktmotorns verkningssätt 3

Energiomsättningen i motorn. Verkningsgraden 6

Den termiska verkningsgraden 10

Den indicerade verkningsgraden 16

Den mekaniska verkningsgraden 20

Värmediagram 24

Fyllningsgraden 25

Fyllningsgradens beroende av lufttrycket 28

En flygmaskins stighöjd 29

Varvantal och slagförhållande 33

Motorns vikt 36

Mätning av motorns effekt 40

Roterande motorer 45

Allmänt om roterande motorer 45

Roterande motorers verkningssätt 45

Tröghetskrafter i en roterande motor 48

Gyroskopverkan 51

Gnôme-motorn 55

Allmän beskrivning 55

Axel, vevhus, cylindrar 59

Vevstakar, kannor, inloppsventiler 61

Utloppsventiler och deras styrning 65

Ventilstyrningens reglering 68

Smörjningen 69

Sid.

Bensintillförsel och förgasning ... 71
Tändningen ... 73
Reglering av tändningen ... 77
Startning av motorn ... 77
Motorns hopsättning ... 78
Olika typer av Gnôme-motorn ... 80
Le Rhône-motorn ... 83
Beskrivning ... 83
Reglering ... 92
Motorns hopsättning och söndertagning ... 93
Olika typer av Le Rhône-motorn ... 95
Thulin-motorer A, B och C ... 97
Clerget-motorn ... 100
Gnôme-Monosoupape (enventil)-motorn ... 101
Andra roterande motorer ... 105
Skötsel och driftstörningar ... 106
Åtgärder före starten ... 106
Driftstörningar ... 108
Motorns skötsel ... 113

Skrifter från

A.-B. Enoch Thulins Aeroplanfabrik.

I. ***Flygmaskinen*** av *Enoch Thulin* och *Ivar Malmer*. 3: 75.

Att flyga. Om flygmaskiner och flygkonst av *Olle Dahlbeck* och *Edv. Dahlbeck*. Med 114 bilder. 2: 75.

Flygmaskinen av *Tord Ångström*. Med talrika bilder. 2 häften à 30 öre.

Kriget i luften av *Tord Ångström*. Med »Skildringar av flygare i fält», övers. av T. Å. Rikt illustr. 1: 75.

Albert Bonniers förlag.

ENOCH THULIN C. IVAR MALMER FLYGMOTOR