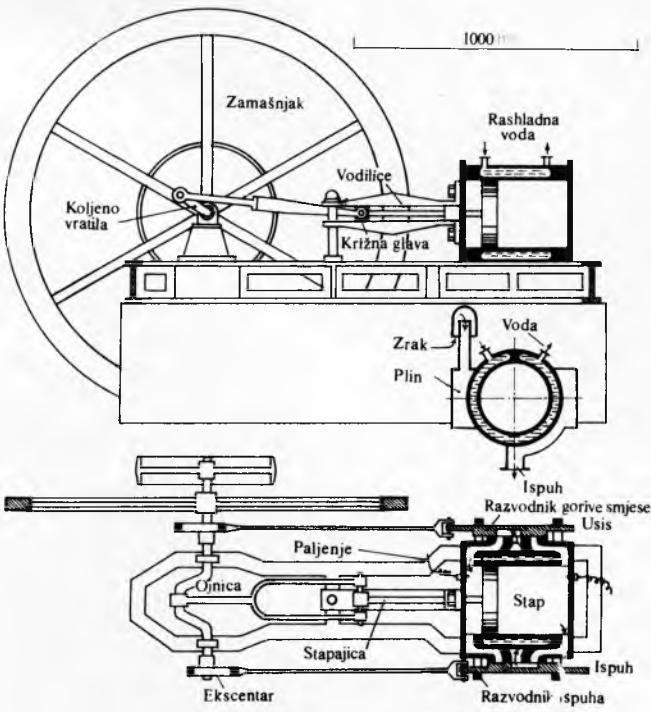


MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM, strojevi u kojima se kemijska energija goriva pretvara u mehaničku energiju. U cilindru motora izgara gorivo pomiješano sa zrakom. Proizvodi izgaranja (radni medij) imaju visoki tlak i djeluju neposredno na pomicni čep u cilindru, nazvan stapa, pokreću ga i tako unutrašnju toplinsku energiju plinova izgaranja pretvaraju u mehaničku energiju. Pravocrtno i prostorno ograničeno gibanje stapa pretvara se stapnim mehanizmom u neograničeno kružno gibanje koljenastog vratila.

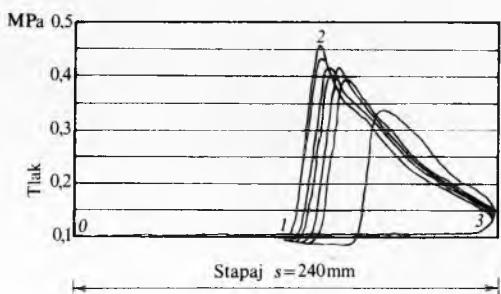
Za stvaranje radnog medija motori s unutrašnjim izgaranjem trebaju gorivo (najčešće tekuće) i zrak. Zrak uzimaju iz okoliša: za određenu masu tekućeg goriva potrebna je 15–50 puta veća masa zraka. Zbog male specifične potrošnje goriva motori s unutrašnjim izgaranjem imaju mali spremnik goriva, pa služe u prvom redu za pogon vozila na kopnu, moru i u zraku, za poljoprivredne i građevne strojeve, a zbog ekonomičnosti iskoristavanja energije i za pogon električnih generatora.

Problem pretvorbe kemijske energije goriva u mehaničku energiju riješen je pronalaskom starnog parnog stroja (J. Watt, 1736–1819) potkraj XVIII st. Taj je pronalazak utjecao na mnoge konstruktoare motora koji su kao osnovu za svoje strojeve uzimali starni parni stroj: R. Street (1749), Ph. L. d'Humbert (1801), W. Barnett (1838), E. L. Drake (1842). No, prvi motor s unutrašnjim izgaranjem pogodan za eksploraciju izradio je E. Lenoir (1822–1900). Motor je patentirao 1860. a gradilo ga više tvornica u Parizu. To je bio stroj male snage (~1,5 kW) pogodan za male pogone, a nije trebao, kao starni parni stroj, parni kotao koji postrojenje čini skupljim. Lenoir je princip starnog parnog stroja primijenio tako da je umjesto pare na obje strane stapa naizmjenice uvodio smjesu rasvetnog plina i zraka (sl. 1). Gibanjem stapa od 0 do 1 (sl. 2) usisava se goriva smjesa koja se na približno pola stapa zapali električnom iskrom, pa tlak u cilindru naglo poraste (od 1 do 2) i potisne stapa prema



Sl. 1. Plinski motor E. Lenoira, 1860. god.

položaju 3. Pri tom ekspanzija radnog medija obavlja mehanički rad razmjeran površini ispod krivulje 1—2—3. Gibanjem stapa u protivnom smjeru, od 3 do 0, istiskuju se iz cilindra ekspandirani plinovi, a istodobno se puni druga strana cilindra gorivom smjesom i proces se ponavlja. Indikatorski dijagram (dijagram tlaka u cilindru prema položaju stapa) pokazuje (sl. 2) da su upaljivanje i porast tlaka u cilindru od jednog do drugog stapa, odnosno okretaja, neredoviti, što znači da je motor radio nemirno. Efektivna korisnost tog motora bila je ~4%, što je malo, ali je u to doba bilo jednak korisnosti starnih parnih strojeva.



Sl. 2. Indikatorski dijagram Lenoirova motora

N. A. Otto (1832–1891) patentirao je postupak prema kojemu se tekuće gorivo rasplinjavalo i miješalo sa zrakom u rasplinjajuću prije uvođenja u cilindar. Patent je odbijen, pa je Otto (1876) konstruirao četverotaktni plinski motor s rasvetnim plinom kao gorivom. Smjesa plina i zraka palila se električnom iskrom. To je prototip svih današnjih četverotaktnih motora s unutrašnjim izgaranjem. Primjena kompresije smjese goriva i zraka omogućila je bolju iskoristivost energije goriva. Postignuta je efektivna korisnost od 12,6%.

Nezavisno od Ottovih istraživanja, R. Diesel (1858–1913) patentirao je ideju o kompresiji zraka u cilindru s uštrcavanjem tekućeg goriva u kompresijom ugrijani zrak. Prvi motor na tom principu izgrađen je 1879. godine. Motor je razvijao snagu 13,1 kW pri brzini vrtnje od 2,5 s⁻¹ i uz efektivnu korisnost ~25%.

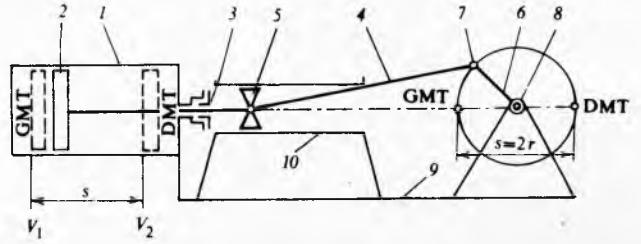
Izgradnjom Ottova motora s benzином kao gorivom i s električnim paljenjem, te Dieselova motora sa samozapaljivanjem goriva postavljene su osnove za razvoj motora s unutrašnjim izgaranjem. Takvi motori imali su sve bitne karakteristike današnjih motora, a dalji pronalasci dopriniosili su usavršavanju konstrukcije motora, njegovih uredaja i procesa u motoru.

U razvoju motora posebno mjesto zauzima stroj na topli zrak od R. Stirlinga (1817). Taj je stroj ponovno postao aktuelan oko 1950. kada se tražio motor koji manje onečišćuje okoliš štetnim plinovima, ali zbog skupe izvedbe za sada se ne gradi (v. *Stirlingov motor*).

Novi tip praktički upotrebljivog motora s unutrašnjim izgaranjem, motora s okretnim stапом, konstruirao je F. Wankel (1960).

OSNOVE MEHANIKE MOTORA

Konstrukcijska osnova motora s unutrašnjim izgaranjem jest starni parni stroj. Na sl. 3 prikazan je cilindar sa stапom na



Sl. 3. Dvoradni starni stroj. 1 cilindar, 2 stап, 3 stапajica, 4 ojnicica, 5 križna glava, 6 koljeno koljenastog vratila, 7 osnac koljena, 8 glavni ležaj, 9 postolje stroja, 10 vodilice križne glave

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

stapajici koja je svojim drugim krajem priključena na *križnu glavu*. Na zglobo u križnoj glavi zahvaća *ojnica* koja je drugim krajem priključena na *osnicu koljena* *koljenastog vratila*. Krajne točke gibanja stapa nazivaju se *mrvim točkama*, jer u njima stapa mijenja smjer gibanja i trenutak miruje. Cilindri motora s unutrašnjim izgaranjem najčešće su postavljeni okomito, pa se razlikuju *donja mrvna točka* (DMT) na donjoj strani cilindra prema koljenastom vratilu i *gornja mrvna točka* (GMT) na gornjoj strani cilindra.

Između nepomičnog poklopca cilindra i stapa u gornjoj mrvnoj točki nalazi se volumen V_1 . Kad se stap pomakne za duljinu s u donju mrvnu točku, volumen se poveća na V_2 . Volumen V_2 je veći od volumena V_1 za stapajni volumen V_s , koji je jednak

$$V_s = \frac{d^2 \pi}{4} s, \quad (1)$$

gdje je d promjer cilindra.

Križna glava i na nju priključeni kraj ojnice također se gibaju pravocrtno. Drugi kraj ojnice, vezan za koljeno koljenastog vratila, giba se kružno po krugu polumjera r . Ojnica, dakle, pretvara linearno gibanje stapa u kružno gibanje koljena.

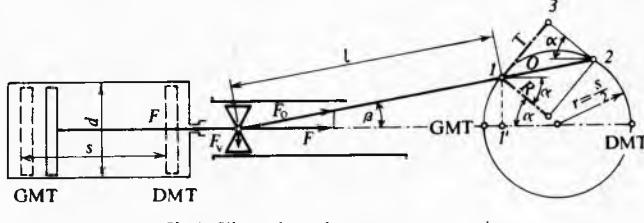
Poput stapa, i koljeno ima gornju i donju mrvnu točku. Koljeno kruži krugom polumjera r , pa mora biti

$$s = 2r. \quad (2)$$

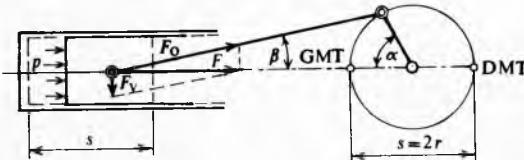
U volumen V_1 (sl. 3) ulazi radni medij, npr. para tlaka p , te na stap djeluje sila

$$F = \frac{d^2 \pi}{4} p. \quad (3)$$

Ta se sila u zglobu križne glave (sl. 4) rastavlja na silu F_o u ojnici i na silu F_v okomito na stapajicu. Da se stapajica ne bi savila, mora se križna glava voditi *vodilicama*.



Sl. 4. Sile u dvoradnom stapanom stroju



Sl. 5. Klipni mehanizam

Ako se radni medij uvodi u volumen V_1 kad je stap u položaju uz gornju mrvnu točku ili uz donju mrvnu točku, dakle s obje strane stapa, kaže se da je stroj *dvoradni*. Tako se grade stapani parni strojevi i veliki plinom pokretani motori (tzv. *plinski motori*).

Ako se radni medij dovodi u cilindar samo u V_1 uz gornju mrvnu točku, kaže se da je stroj *jednoradni*. Tada je strana cilindra s druge strane stapa spojena s okolišnom atmosferom. Tako se grade veliki dvotaktni Dieselovi motori s križnom glavom za pogon brodova i veliki snažni motori za elektrane.

Uređaj stap—stapajica—križna glava—ojnica—koljeno koljenastog vratila zove se *stapni mehanizam*.

Motori za pogon vozila trebaju biti male visine, pa zato nemaju stapanicu i križnu glavu (sl. 5), a okomitu silu F_v preuzima stap. Takav stap mora biti duguljasti da bi ga vodila unutrašnja ploha cilindra i da bi preuzimao silu F_v na dovoljno velikoj plohi. Duguljasti stap zove se *klip*, a uređaj klip—ojnica—koljeno *klipni mehanizam*. Motori s klipom zovu se *klipni mo-*

tori. Donja strana cilindra klipnih motora je otvorena, i zato su klipni motori jednoradni.

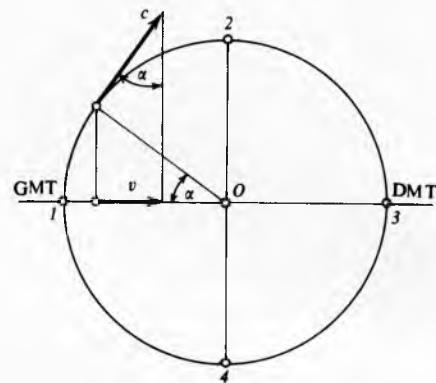
Sile stapanog mehanizma. Koljenasto vratilo okreće se brzinom vrtnje n (okretaja u minuti). Uz polumjer r kružnice koju opisuje koljeno (sl. 3) obodna je brzina koljena, iskazana u m/s,

$$c = 2r\pi \frac{n}{60} = \frac{s\pi n}{60}, \quad (4)$$

jer je $2r = s$.

Brzina v stapa određena je projekcijom brzine c na put stapa (sl. 6), te je, također u m/s,

$$v = c \sin \alpha = \frac{s\pi n}{60} \sin \alpha = \frac{r\pi n}{30} \sin \alpha. \quad (5)$$



Sl. 6. Brzina koljena c i brzina stapa v . GMT gornja i DMT donja mrvna točka

Na putu $1-O$ (sl. 6) stap se ubrzava od stanja mirovanja do brzine $v = c$, a na putu $O-3$ stap se usporuje da bi u donjoj mrvnoj točki brzina bila $v = 0$. Kad koljeno prevljuje put $3-4$, stap se opet ubrzava, ali mu je brzina obrnutog smjera; pa je u točki O brzina $v = -c$. Na zadnjem dijelu okreta vratila od 4 do 1 stap se na putu $O-1$ usporuje, pa je u gornjoj mrvnoj točki ponovno brzina $v = 0$.

Ubrzanje stapa a dobije se deriviranjem izraza (5):

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{s\pi n}{60} \cos \alpha \right) = \frac{r\pi n}{30} \cos \alpha \frac{d\alpha}{dt}. \quad (6)$$

Derivacija $\frac{d\alpha}{dt}$ jest kutna brzina iskazana u rad/s:

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}, \quad (7)$$

gdje je 2π radijana opseg kruga, te je ubrzanje u m/s²

$$a = r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cos \alpha = r \omega^2 \cos \alpha. \quad (8)$$

Ubrzanje je najveće za $\alpha = 0^\circ$ i $\alpha = 180^\circ$ u točkama 1 i 3 , pa je $a_{\max} = \pm r\omega^2$.

Masa m stapa i dijela stapanog mehanizma pomnožena s ubrzanjem a daje silu linearno pokretanih masa koje djeluju na stap:

$$F = ma = mr\omega^2 \cos \alpha = mr \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \cos \alpha. \quad (9)$$

U stapanom mehanizmu (sl. 3) masu m čine stap, stapanica, križna glava i dio mase ojnice. U klipnom mehanizmu (sl. 5) masu m čine klip i dio mase ojnice. Masa ojnice uzima se samo dijelom u obzir, jer se dio ojnice rotacijski giba s koljenom vratila.

Izrazi (7), (8) i (9) vrijede za harmonijsko gibanje, tj. za stapani mehanizam beskonačne duljine l ojnice (sl. 4). Zbog konačne duljine ojnice pojavljuju se i izrazima (5) i (8), uz funkcije $\sin \alpha$ i $\cos \alpha$, i funkcije viših redova koje daju dodatne sile ubrzanja masa.

Linearno pokretane mase daju sile koje su uzrok nemirnom hodu motora. U jednom dijelu okretaja te sile imaju isti smjer djelovanja kao sila tlaka plinova, a u drugom dijelu smjer im je suprotan.

Budući da se zbog linearno pokretanih masa motor trese, bilo je više pokušaja da se stupni mehanizam zamjeni rotacijskim. Od tih je pokušaja najuspjeli Wankelov motor (1960) s prostorom izgaranja trohoidalna poprečnog presjeka u kojem rotira stap trokutasta oblika. Zbog toga što nema linearno pokretanih masa takav motor radi vrlo mirno.

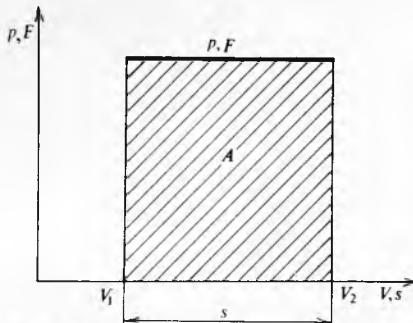
Termodinamičke osnove rada motora s unutrašnjim izgaranjem. Sila F na putu s obavi rad, odnosno razvije mehaničku energiju

$$W = F s. \quad (10)$$

Ako se desna strana pomnoži i podijeli površinom stapa na koju djeluje tlak p radnog medija, dobije se

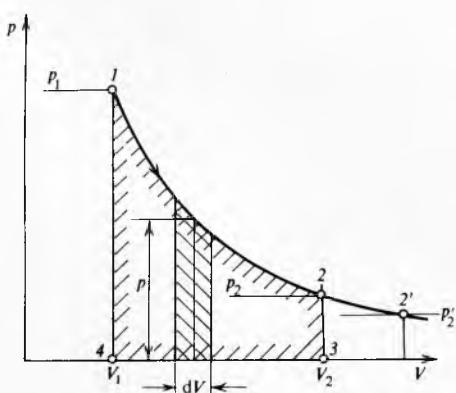
$$W = \frac{F}{d^2 \pi} s \frac{d^2 \pi}{4} = p V, \quad (10a)$$

jer sila F podijeljena površinom daje tlak p , a put s pomnožen s površinom volumen V . Pomoću relacije (10a) može se mehanička energija prikazati kao površina A u dijagramu koji ima na ordinati tlakove p , a na apscisi volumene V (sl. 7), pa se zove p, V -dijagram.



SL. 7. Prikaz mehaničke energije u p, V -dijagramu

U motoru s unutrašnjim izgaranjem dobiva se mehanička energija ekspanzijom radnog medija uvedenog u volumen V_1 cilindra (sl. 3) pod tlakom p , pa se pri tom tlak smanjuje, a volumen povećava. Unošenjem tih promjena u p, V -dijagram (sl. 8)



SL. 8. Krivulja ekspanzije radnog medija u p, V -dijagramu

može se odrediti energija dobivena ekspanzijom radnog medija. Energija je proporcionalna površini ispod krivulje 1-2, (površina 1-2-3-4), odnosno

$$W = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (11)$$

Uz zadanu točku 1 dobit će se to veća mehanička energija što je manji tlak na kraju ekspanzije (točka 2'). Kad je plin radni medij, najniži tlak na kraju ekspanzije određen je tlakom zraka u okolišu, pa se energija koja se može dobiti ekspanzijom radnog medija može povećati povišenjem tlaka p_1 na početku ekspanzije. To se postiže zagrijavanjem radnog medija uz konstantni volumen, što se vidi iz jednadžbe stanja plina (v. *Termodinamika*).

$$p V = m R T, \quad (12)$$

gdje je m masa plina, R plinska konstanta, a T termodinamička temperatura (K).

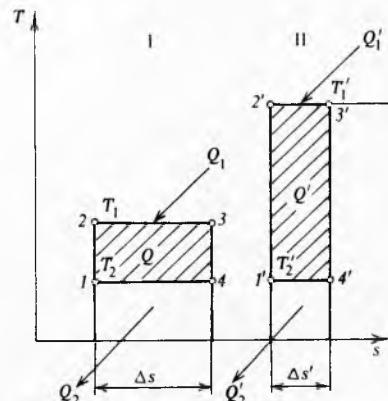
S povišenjem temperature radnog medija povećava se i korisnost procesa. Ako se pretpostavi da je ostvaren Carnotov proces (v. *Termodinamika*), termička je korisnost određena omjerom u rad pretvorene topline Q i u rad uvedene topline Q_1 ,

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1}. \quad (13)$$

Ovdodi li se iz procesa toplina Q_2 , bit će $Q = Q_1 - Q_2$, te je

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (14)$$

Na sl. 9 prikazana su u T, s -dijagramu dva Carnotova procesa s jednakim dovedenim toplinama Q_1 . U T, s -dijagramu toplina je predviđena površinom jednakom umnošku temperature T (na ordinati) i prirasta entropije Δs (na apscisi). T, s -dijagram crta se za jedinicu mase 1 kg ili molekulsku masu, pa površine koje predstavljaju dovedenu toplinu Q_1 u oba procesa moraju biti jednakе.



SL. 9. T, s -dijagram za dva Carnotova procesa

Za proces I je $Q_1 = T_1 \Delta s$, za proces II je $Q_1 = T_1' \Delta s'$. Ovdodi li se toplina Q_2 kod jednakih temperatura T_2 , za proces I bit će $Q_2 = T_2 \Delta s$, a za proces II bit će $Q_2 = T_2 \Delta s'$. Prema izrazu (14) termička je korisnost procesa I

$$\eta_{tI} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2 \Delta s}{T_1 \Delta s} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (14a)$$

a procesa II

$$\eta_{tII} = 1 - \frac{Q_2'}{Q_1} = 1 - \frac{T_2 \Delta s'}{T_1' \Delta s'} = 1 - \frac{T_2}{T_1'}. \quad (14b)$$

Korisnost ovisi, dakle, o ulaznoj temperaturi T_1 i izlaznoj temperaturi T_2 ; što je temperatura T_1 veća, a temperatura T_2 manja, to će korisnost biti veća. Iz dijagrama na sl. 9 vidi se da proces II s višom ulaznom temperaturom T_1 ima manji prirast entropije, tj. $\Delta s' < \Delta s$. Iz toga slijedi da je toplina dovedena u proces s višom temperaturom vrednija od topline uvedene u proces pod nižom temperaturom, te da je prirast entropije manji u procesu bolje termičke korisnosti.

Zato što imaju bolju termičku korisnost, motori s unutrašnjim izgaranjem istisnuli su stupne parne strojeve. U cilindru motora gorivo izgara na temperaturi 1800...2400 K. U

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

stapnom parnom stroju gorivo izgara izvan cilindra, a u cilindar ulazi para temperature do 600 K. Zato je iskoristivost goriva u motoru mnogo veća nego u stapnom parnom stroju. To vrijedi i kad se uzme u obzir donja temperatura T_2 procesa, koja je u stapnom parnom stroju 333...380 K, a u motoru s unutrašnjim izgaranjem 700...1000 K.

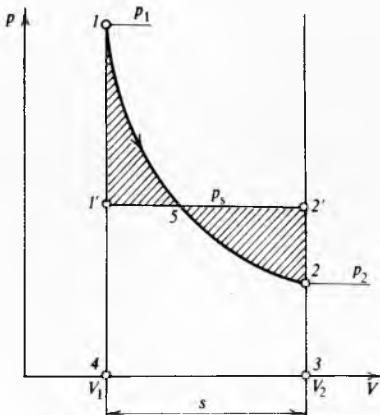
Temperature izgaranja u cilindru motora više su od temperature taljenja sivog lijeva od kojeg je izrađen cilindar. Ipak se cilindar ne rastali, jer visoke temperature traju kratko (0,001...0,05 s), već prema brzini vrtnje, i jer se plasti cilindra, a po potrebi i drugi dijelovi oko prostora izgaranja trajno hlade vodom ili zrakom, pa se stalno dio topline odvodi iz motora.

Tok krivulje ekspanzije na sl. 8 precrtao je na sl. 10 krivuljom od 1 do 2, a određen je jednadžbom promjene stanja

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n, \quad (15)$$

gdje je n eksponent politrope (v. *Termodinamika*). Površina 1—2—3—4 ispod te krivulje proporcionalna je energiji dobivenoj radom stapa. Ta se površina može zamijeniti pravokutnikom 1'—2'—3—4, pa visina tako dobivenog pravokutnika pretpostavlja zamišljeni konstantni srednji tlak p_s tijekom cijelog stapa s. Izvršeni je rad tada

$$W = p_s V_s = p_s \left(\frac{d^2 \pi}{4} s \right) = p_s (V_2 - V_1). \quad (16)$$

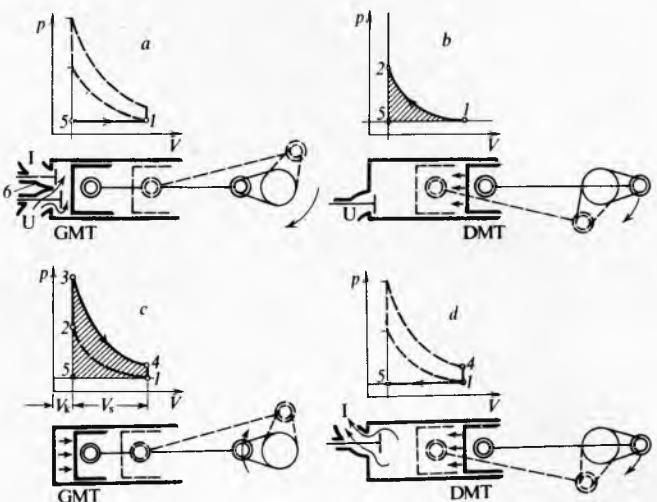


Sl. 10. Srednji tlak u cilindru

Načini rada motora s unutrašnjim izgaranjem. Da bi u volumenu V_1 (sl. 3) nastao visoki tlak i visoka temperatura, potrebno je u cilindar dovesti gorivo i zrak za izgaranje, te zapaliti tu gorivu smjesu.

U Ottovu motoru goriva se smjesa stvara izvan cilindra, a u Dieselsovu motoru u cilindru. U Ottovu motoru goriva se smjesa upaljuje električnom iskrom, a u Dieselsovu motoru gorivo se upaljuje zbog visoke temperature komprimiranog zraka. U obje vrste motora treba uvesti radni medij: u Ottove motore gorivu smjesu, a u Dieselsove motore zrak. Postoje dva načina rada motora s unutrašnjim izgaranjem: četverotaktni i dvotaktni.

Za proces u četverotaktnom Ottovu motoru potrebna su četiri stapa. U prvom (stapaj usisavanja) klip se kreće od gornje prema donjoj mrtvoj točki i pri tom kroz otvoreni usisni ventil U ulazi u cilindar radni medij (sl. 11a). Taj je stupaj predočen u p, V -dijagramu pravcem 5—1. Kad klip dođe u donju mrvu točku, zatvara se usisni ventil, a klip se počne kretati prema gornjoj mrvu točki, pokretan rotacijom koljenastog vratila preko ojnica. Počinje stupaj kompresije tijekom kojeg se radni medij komprimira po politropi 1—2 (sl. 11b). Rad utrošen za kompresiju predočen je površinom ispod politrope. U trenutku kad klip dođe u gornju mrvu točku, zapali se goriva smjesa električnom iskrom. Zbog izgaranja goriva tlak u cilindru naglo poraste (od 2 do 3 na sl. 11c), pa se klip djelovanjem tlaka počne kretati prema donjoj mrvu točki. Pri tom radni medij ekspandira po politropi 3—4 (stapaj ekspanzije)



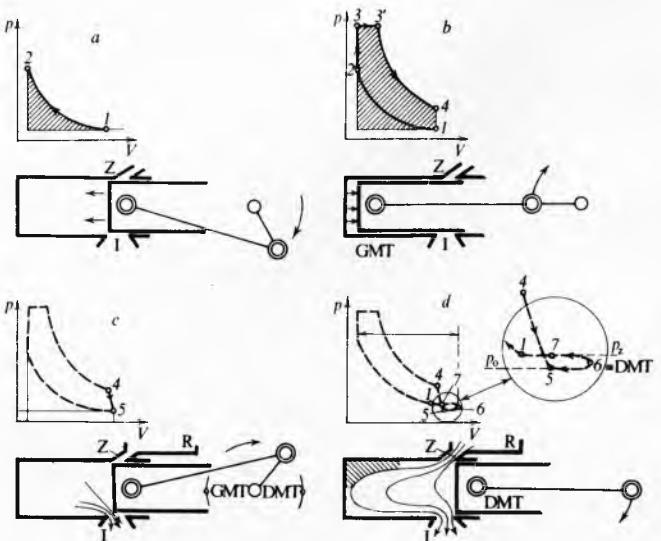
Sl. 11. Rad četverotaktnog motora. a usisavanje, b kompresija, c upaljivanje i ekspanzija, d ispuh

i obavlja rad razmjeran površini ispod te politrope. Samo se tijekom stapa sja ekspanzije dobiva mehanička energija koja se prenosi na koljenasto vratilo. U donjoj mrvu točki (točka 4) cilindar je pun radnog medija koji je izvršio rad pa ga treba zamijeniti svježim medijem. To se postiže stupajem ispuha kad se djelovanjem koljenastog vratila stup kreće prema gornjoj mrvu točki, pa istiskuje (pravac 1—5, sl. 11d) istrošeni radni medij kroz ispušni ventil I.

Tako radi i četverotaktni Dieselov motor. Razlika je, međutim, u dovodu goriva i paljenju gorive smjese. U Dieselovu motoru gorivo se počne uštrcvati na kraju stapa kompresije (točka 2, sl. 11b), a zapali se zbog visoke temperature komprimiranog zraka.

Pomak klipa od jedne do druge mrvne točke za jedan stupaj naziva se *taktom*. Budući da su za jedan radni ciklus potrebna četiri takta, takvi se motori zovu *četverotaktni*. Za jedan takt ekspanzije tijekom kojeg se jedino dobiva mehanička energija, a koji je jedan od četiri takta radnog ciklusa, potrebna su dva okretaja koljenastog vratila.

Ako je motor tako konstruiran da se takt ekspanzije dobije za svaki okret koljenastog vratila, povećava se rad motora. Zato što su tijekom jednog okretaja koljenastog vratila izvršena dva stupaja, odnosno dva takta, takvi se motori zovu *drotaktni* motori. Na sl. 12 prikazan je rad drotaktnog Dieselova motora. U točki 1 (sl. 12a) počinje politropska kompresija zraka u cilindru. U točki 2, a to je gornja mrvna točka, komprimirani



Sl. 12. Rad drotaktnog motora, a kompresija, b upaljivanje i ekspanzija, c ispuh, d ispiranje i punjenje cilindra

zrak postigne temperaturu upaljivanja goriva, pa se uštecano tekuće gorivo zapali i počne izgarati. Pri tom poraste temperatura, a s njom i tlak do visine točke 3 (sl. 12 b). Gorivo izgara dalje uz konstantni tlak od 3 do 3', a nakon toga ekspandira po politropi 3'-4. Do tada je sve jednako kao i u četverotaktnom motoru. U točki 4 (na sl. 12c) klip otkrije ispušni otvor I na donjem dijelu cilindra, pa plinovi iz cilindra, koji se u njemu nalaze pod višim tlakom (razmerno visini točke 4 iznad osi apscise) naglo jurnu u okoliš nižeg tlaka p_0 , pa se na dijelu 4-5 iz cilindra ispraznjuje ekspandirani radni medij. Neposredno nakon što se u točki 5 otvori gornji rub otvora I za ispuh, klip otvara i gornji rub otvora Z za ulaz zraka koji se nalazi u spremniku R pod tlakom $p_z > p_0$. Budući da je tada tlak plinova u cilindru već niži od p_z , zrak iz spremnika jurne u cilindar (sl. 12d). Kroz otvore Z zrak treba voditi tako da struja zraka prodre do poklopca cilindra, pa zatim skrene u ispušni otvor I i kroz njega isteče iz cilindra. To razdoblje strujanja zraka zove se *ispiranje*, jer se cilindar ispirje od zaostalih plinova izgaranja. Od točke 5 do točke 6, tj. donje mrtve točke, klip otvori sav presjek otvora Z za zrak, a nakon toga klip se počne gibati prema gornjoj mrtvoj točki, te u točki 7 zatvori sve otvore za zrak. Na putu klipa od točke 7 do točke 1, i kad se otvori za ispuh I zatvore, izade nešto zraka iz cilindra. Preostali zrak u cilindru klip počne komprimirati u točki 1.

Prema tome, dio stupaja s dvotaktog motora služi za kompresiju i ekspanziju, a dio uz donju mrvu točku za ispuh, ispiranje i punjenje cilindra Dieselova motora zrakom, a Ottova motora gorivom smjesom.

Snaga motora

Snaga dvoradnog motora, koji u jednom okretaju koljenastog vratila načini dva stupaja, jednaka je u vatom

$$P = \frac{W}{t} = p_s \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{2sn}{60} = p_s \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30}, \quad (17)$$

gdje je W rad dobiven tijekom jednog stupaja s (izraz 16), a $t = n/60$ vrijeme jednog okretaja koljenastog vratila.

Snaga motora ovisi o tome da li je on dvoradni ili jednoradni, te da li je četverotaktni ili dvotaktni.

Taktnost motora. Izraz (17) vrijedi za snagu dvoradnoga dvotaktog motora. Jednoradni dvotaktni motor ima jedan radni stupaj za jedan okretaj vratila, a jednoradni četverotaktni motor za dva okretaja vratila. Zbog toga treba u izraz (17) uvesti faktor koji uzima u obzir taktnost motora i da li je motor jednoradan ili dvoradan. Taj faktor, nazvan *taktnost* i , iznosi za dvoradne dvotaktne motore $i = 1$, za jednoradne dvotaktne motore $i = \frac{1}{2}$, a za jednoradne četverotaktne motore $i = \frac{1}{4}$. Nekada su se gradili i dvoradni četverotaktni motori; za njih je $i = \frac{1}{2}$.

Kad se uvrsti faktor taktnosti, izraz (17) glasi

$$P = p_s \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30} i. \quad (18)$$

Iz (18) slijedi da je snaga po cilindru jednoradnoga dvotaktog motora dva puta veća od snage po cilindru četverotaktog motora istih dimenzija cilindra, stupaja, brzine vrtnje vratila i srednjeg tlaka. Međutim, srednji tlak p_s dvotaktnih motora niži je od srednjeg tlaka četverotaktnih motora, pa je snaga po cilindru dvotaktog manja od polovice snage po cilindru četverotaktog motora.

Promjer cilindra. Prema izrazu (18) snaga ovisi o kvadratu promjera d cilindra, što znači da se udvostručenjem promjera snaga cilindra učetverostručuje. No, s povećanjem promjera cilindra povećava se sila tlaka plinova na površini stapa, odnosno klipa, pa zbog toga oni moraju biti jače dimenzionirani i teži. To isto vrijedi i za poluže koje prenosi silu na koljenasto vratilo. Zbog toga se povećava masa m u izrazu (9) kojim je određena sila masa stupnog mehanizma. Ali, ako se masa m poveća, sila F masa može se smanjiti ako se smanji brzina vrtnje n motora, koja se u izrazu (9) kvadrira. Iz tog slijedi

da motori većeg promjera cilindra moraju imati manje okretaja n koljenastog vratila, i obrnuto, motori s više okretaja n moraju imati male promjere cilindra.

Dio topline Q oslobođene izgaranjem goriva prelazi na plohe što omeđuju prostor izgaranja. Ako je površina tih ploha A , toplinsko opterećenje iznosi $q = Q/A$. S povećanjem volumena cilindra, koji raste s trećom potencijom promjera, povećava se toplinsko opterećenje. Međutim, površina ploha na koje prelazi toplina raste s drugom potencijom promjera cilindra. Prema tome, omjer toplinskih opterećenja dvaju cilindara s promjerima d_1 i d_2 iznosi

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{d_1^3/d_1^2}{d_2^3/d_2^2} = \frac{d_1}{d_2}, \quad (18a)$$

tj. cilindar dvostrukog promjera ima dvostruko toplinsko opterećenje. Zbog toga se cilindar manjeg promjera lakše hlađi pa se i radni medij u cilindru manjeg promjera intenzivnije hlađi. Posljedica je toga da se u Dieselovim motorima malog promjera cilindra mora uzeti viši kompresijski omjer ϵ , o kojem ovisi temperatura na kraju kompresije zraka (stanje 2 na sl. 12a), negoli u motorima velikog promjera. Za male je motore $\epsilon = 14\dots18$, a za velike $\epsilon = 11\dots13$.

Stapaj. Stupajni volumen V_s ovisi o stupaju s i promjeru cilindra d , a snaga po cilindru ovisi o stupajnom volumenu V_s , jer se izraz (18) može pisati

$$P = p_s V_s \frac{n}{30} i. \quad (19)$$

Odnos stupaja i promjera cilindra izražava se omjerom s/d , koji iznosi $0,8\dots2,5$. Za brzokretne je motore $s/d = 1$. Motori kojima je $s = d$ zovu se *kvadratični*, a oni sa $s/d < 1$ *potkvadratični*. Za Ottove motore s velikim brojem okretaja ($n > 6000 \text{ min}^{-1}$) potrebno je da sile akceleracije masa budu što manje, a to se postiže ako se smanji i polujem koljena r , koji se takođe nalazi u izrazu (9) za sile masa, a jednak je $r = s/2$. Za takve brzokretne motore dobro je da promjer cilindra d bude veći od s radi boljeg punjenja stupajnog volumena V_s četverotaktnih motori, kad je vrijeme stupaja usisavanja, zbog velike brzine vrtnje n , vrlo kratko. Veliki dvotaktni Dieselovi motori za pogon brodova imaju malo okretaja jer je stupanj djelovanja brodskog vijka to bolji što je brzina vrtnje manja ($90\dots120 \text{ min}^{-1}$). Zato tim motorima treba, zbog smanjenja n , za jednaku snagu P povećati stupaj, pa je $s = 2,2\dots2,5d$.

Brzina vrtnje. Brzina vrtnje koljenastog vratila motora iznosi $90\dots6000 \text{ min}^{-1}$. Za motore su uvedeni nazivi: *sporokretni* motori, imaju brzinu vrtnje $90\dots250 \text{ min}^{-1}$, *srednjekretni* motori, koji imaju brzinu vrtnje $250\dots800 \text{ min}^{-1}$, i *brzokretni* motori s brzinom vrtnje većom od 1000 min^{-1} . Za pogon brodova i velikih električnih generatora upotrebljavaju se sporokretni i srednjekretni motori. Za brze brodske jedinice, male električne generatore te za pogon svih vozila na kopnu i u zraku upotrebljavaju se brzokretni motori koji razvijaju veliku snagu s malim stupajnim volumenom V_s .

Osim pojma brzokretnosti postoji i pojам *brzohodnost*. Brzohodnošću se naziva srednja brzina c_s stapa ili klipa dana izrazom

$$c_s = \frac{2sn}{60} = \frac{sn}{30}. \quad (20)$$

Ta brzina iznosi za sporohodne motore $6\dots8 \text{ m/s}$, za srednjehodne $9\dots12 \text{ m/s}$, a za brzohodne $12\dots16 \text{ m/s}$, dok za motore trkačih automobila može biti i više od 20 m/s .

Prema izrazu (20) brzohodnost ovisi samo o umnošku sn , što znači da se povećanjem n može smanjiti s , i obrnuto, a da se brzohodnost ne promjeni. Zbog toga ima sporokretnih, srednjekretnih i brzokretnih motora slične brzohodnosti.

Broj cilindara. Snaga motora može se povećati ako se poveća broj cilindara u motoru tako da se jednaki cilindri nanižu na isto koljenasto vratilo. Ako je broj cilindara c , snaga motora bit će, prema izrazu (18),

$$P = p_s \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30} ic. \quad (21)$$

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Povećanjem brzine vrtnje n i broja cilindara c (do 20) može se dobiti velika koncentracija snage u malom ukupnom volumenu mnogocilindarskog motora razmjerno male mase.

Motori snage do 15 kW grade se s jednim cilindrom; to su brzokretni motori za motorne kotače i mopede. Motori za cestovna vozila imaju 4...6 cilindara; za osobne automobile najčešći su motori sa 4 cilindra. Za pogon električnih generatora grade se motori sa 6...9 cilindara. Svi su ti cilindri smješteni jedan do drugoga u liniji (sl. 13a). Da bi se skratila duljina motora s parnim brojem cilindara većim od 8, cilindri se postavljaju u dva niza (sl. 13b), razmaknuta za kut α , pa se kaže da su cilindri položeni u obliku slova V. Kut α je 45°, 60° ili 90°. Kad je $\alpha = 180^\circ$, cilindri leže jedni nasuprot drugima. Takvi se motori zovu *bokser-motori* (sl. 13c) i prikladni su za ugrađivanje ispod poda, npr. autobusa. Za lokomotive grade se motori s cilindrima u dvije linije i sa dva koljenasta vratila (sl. 13d); takav položaj cilindara zove se *U-položaj*. U razvoju aviona tražilo se od pogonskih klipnih motora da budu što veće snage, pa su se neki gradili kao *dvostruki V-motori* i kao *dvostruki U-motori*, i tako su nastali *X-motori* (sl. 13e) i *H-motori* (sl. 13f). Većina avionskih klipnih motora danas se gradi kao zvezdasti motori (sl. 13h) sa 5, 7 ili 9 cilindara. Na sl. 13g prikazan je trokutasti motor sa 3 koljenasta vratila. Takvi motori sa 18 cilindara ugrađivani su u brze ratne brodove.

Za propulziju brodova grade se sporokretni i srednjekretni Dieselovi motori sa 4...12 cilindara u liniji, a srednjekretni i brzokretni sa 8...20 cilindara položenih u obliku slova V. Za pogon brzih ratnih jedinica postoje i brzokretni Dieselovi motori sa 32 cilindra postavljena u obliku slova X, te motori sa 42 cilindra raspoređena u 6 zvjezdica po 7 cilindara. Na ribarske brodove i čamce ugrađuju se motori sa 1...6 cilindara.

Isprekidani (intermitirani) rad u pojedinim cilindrima uzrokuje nemiran rad motora koji se prenosi na objekt u kojemu je motor ugrađen. Najnemirnije radi motor s jednim cilindrom, a povećanjem broja cilindara i prigradjnjom zamašnjaka na koljenasto vratilo motora postiže se sve jednoličniji pogon.

Srednji tlak. Srednji tlak p_s u izrazu (18) ovisi o energiji sadržanoj u gorivoj smjesi koja se uvodi u cilindar. Promjenom te energije mijenja se p_s , a time i snaga motora.

Ogrjevna moć gorive smjese. Goriva se smjesa sastoji od goriva i zraka. Potrebna količina zraka za izgaranje 1 kg goriva određuje se jednadžbama izgaranja goriva (v. *Termodinamika*). Ta se količina zraka naziva *stehiometrijskom*.

Za izgaranje 1 kg krutog ili tekućeg goriva kojemu je sastav određen masenim udjelima ugljika (c), vodika (h), sumpora (s) i kisika (o) potrebna je stehiometrijska masa zraka

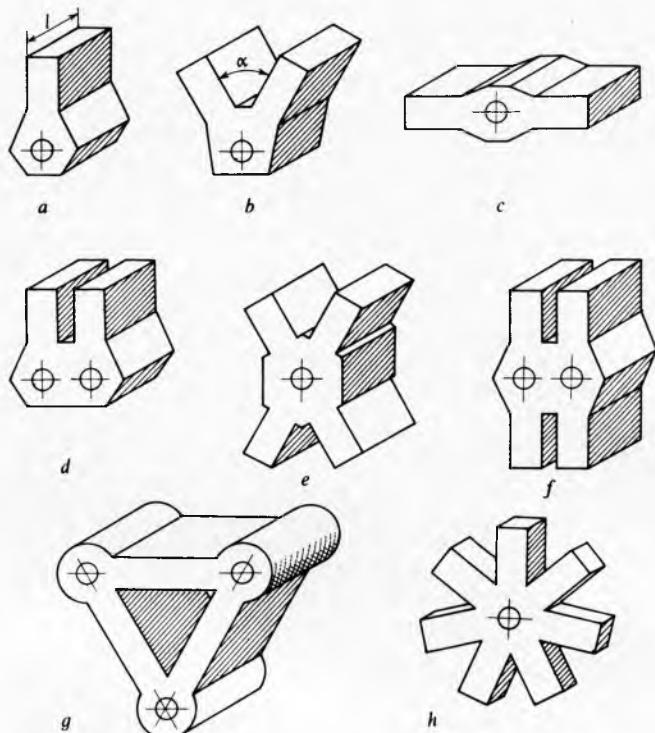
$$Z_0 = 11,5c + 34,4h + 4,31s - 4,31o \text{ kg}, \quad (22)$$

a za izgaranje 1 m³ plinovitog goriva kojemu je sastav određen volumenim udjelima vodika (h_v), ugljik-monoksida (co_v), metana (m_v) i kisika (o_v) potreban je stehiometrijski volumen zraka

$$Z_{0v} = 2,38h_v + 2,38co_v + 9,55m_v - 4,75o_v \text{ m}^3. \quad (23)$$

Treba spomenuti da su svi volumeni izraženi u m³ uz standardne okolnosti, tj. u m³ koji su se nazivali normalni, normirani ili norma-kubni metri.

Za tekuća goriva koja se upotrebljavaju za motore Z_0 je ~15 kg/kg, a za plinovita se goriva Z_{0v} veoma mijenja, već



Sl. 13. Smještaj cilindara. a cilindri u nizu, b smještaj u obliku slova V, c bokser-motor, d smještaj u obliku slova U, e smještaj u obliku slova X, f smještaj u obliku slova H, g smještaj u obliku grčkog slova delta, h zvezdasti motor

prema sastavu plina. U tabl. 1 navedeni su stehiometrijski volumeni Z_{0v} za neke plinove i mase Z_0 za neka tekuća goriva.

Stehiometrijska goriva smjesa ima ogrjevnu moć 1 kg goriva, odnosno 1 m³ plina, i masu $Z_0 + 1 \text{ kg}$, odnosno volumen $Z_{0v} + 1 \text{ m}^3$. Kao ogrjevna moć goriva uzima se donja ogrjevna moć H_d , jer iz cilindra motora plinovi izgaranja izlaze s temperaturom višom od 100 °C, te se izgaranjem nastala vodena para ne kondenzira. U tabl. 1 uz stehiometrijske količine zraka navedene su i donje ogrjevne moći nekih plinovitih i tekućih goriva.

Prema tome je ogrjevna moć 1 kg gorive smjese

$$H_s = \frac{H_d}{Z_0 + 1}, \quad (24a)$$

odnosno 1 m³ gorive smjese

$$H_{sv} = \frac{H_d}{Z_{0v} + 1}. \quad (24b)$$

Pretičak zraka. Za određivanje ogrjevne moći H_s gorive smjese pretpostavilo se da je ona stehiometrijska. Za dobro izgaranje goriva u cilindru potrebno je, međutim, više zraka od stehiometrijske količine. Goriva smjesa u četverotaktnom Ottovu motoru stvara se tijekom stupaja usisavanja i stupaja komprezije, dakle za vrijeme dvaju stupaja, odnosno jednog okretaja

Tablica 1
DONJE OGRJEVNE MOĆI H_d I STEHIOMETRIJSKE KOLIČINE ZRAKA Z_0 I Z_{0v} NEKIH GORIVA

Plinovito gorivo	H_d MJ/m ³	Z_{0v} m ³ /m ³	Tekuće gorivo	H_d MJ/kg	Z_0 kg/kg
Vodik (H_2)	10,76	2,38	Pentan (C_5H_{12})	44,59	15,33
Ugljik(II)-oksid (CO)	12,64	2,38	Heksan (C_6H_{14})	44,51	15,22
Metan (CH_4)	35,80	9,53	Heptan (C_7H_{16})	44,42	15,33
Etan (C_2H_6)	64,35	16,7	Oktan (C_8H_{18})	44,25	15,25
Propan (C_3H_8)	93,57	23,8	Benzen (C_6H_6)	40,28	13,75
Butan (C_4H_{10})	123,55	31	Metilni alkohol (CH_3OH)	28,10	6,52
Gradski plin	~15,50*	~3,7*	Etilni alkohol (C_2H_5OH)	26,76	9
Generatorski plin	~4,60*	~1*	Benzini	41,9...44,8	14,9
Plin visokih peći	~4,20*	~0,7*	Plinsko ulje	42,3...43,5	14,6

* Ovisi o sadržaju CO, N₂, CH₄, O₂.

koljenastog vratila. U Dieselovu motoru goriva se smjesa stvara na kraju kompresije uštrcavanjem tekućeg goriva u veoma ugrijan zrak. To je uštrcavanje kratkotrajno, npr. $20^\circ\cdots36^\circ$ kruga klijena, tj. da bi se gorivo u cilindru Diesela raspršilo, isparilo, došlo u dodir s kisikom iz zraka, zapalilo i izgorjelo, na raspolažanju je $10\cdots18$ puta kraće vrijeme nego u Ottovu motoru iste brzine vrtnje. Kad bi u cilindru bila samo stehiometrijska količina zraka Z_0 , gorivo ne bi stiglo izgorjeti. Zbog toga u cilindru treba postojati višak zraka, tj. masa zraka Z u cilindru mora biti veća od Z_0 . Omjer

$$\frac{Z}{Z_0} = \lambda \quad (25)$$

zove se *pretičak zraka za izgaranje*.

Uvede li se pretičak zraka λ u izraz (24a), ogrjevna će moći goriva biti

$$H_s = \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1}. \quad (24c)$$

Ottovi motori rade sa $\lambda = 0,8\cdots1,2$. Veći pretičak zraka smanjuje u gorivoj smjesi Ottova motora brzinu izgaranja, pa se pojavljuju smetnje pri radu. Dieselovi motori pri punom opterećenju rade sa $\lambda = 1,4\cdots2,2$, već prema stvaranju gorive smjese. U neopterećenom Dieselu motoru pretičak zraka λ može porasti do 8.

Toplina uvedena u cilindar i dobivena snaga. U stupajni volumen V_s usisava se goriva smjesa, odnosno zrak, i zato u cilindru vlada neki podtlak. U cilindru je zaostalo nešto plinova od prethodnog izgaranja koji imaju višu temperaturu od okoliša. Zbog toga se cilindar Ottova motora može napuniti s nešto manje gorive smjese a cilindar Dieselova motora s nešto manje zraka no što to odgovara tlaku p_s i temperaturi T_0 okoliša. To se uzima u obzir tako da se stupajni volumen V_s pomnoži faktorom $\eta_v < 1$, nazvanim *volumetrijskim stupnjem punjenja cilindra*.

Toplinska energija sadržana u gorivoj smjesi usisanoj u cilindar iznosi

$$Q = \left(\frac{d^2 \pi}{4} s \right) \eta_v \rho_s \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1}, \quad (26a)$$

gdje je ρ_s gustoća gorive smjese. Volumen zraka u gorivoj smjesi dobije se ako se podijeli masa zraka λZ_0 gustoćom zraka $\rho_z = 1,293$, a volumen para goriva ako se podijeli molekulski volumen $22,4 \text{ m}^3$ molekulskom masom M goriva. Ako se masa gorive smjese u cilindru $(\lambda Z_0 + 1)$ podijeli tim volumenima, gustoća je smjese

$$\rho_s = \frac{\lambda Z_0 + 1}{\frac{\lambda Z_0}{1,293} + \frac{22,4}{M}}. \quad (27)$$

Ako se uvrsti taj izraz za ρ_s u izraz (26a), dobije se

$$Q = \left(\frac{d^2 \pi}{4} s \right) \eta_v \frac{H_d}{\frac{\lambda Z_0}{1,293} + \frac{22,4}{M}}. \quad (26b)$$

Za Dieselove je motore $\lambda \approx 2$, a $M > 200$, pa je udio para goriva u nazivniku izraza (26b) manji od 0,5%, te se može zanemariti, i tako izraz (26b) za Dieselov motor prelazi u oblik

$$Q = \left(\frac{d^2 \pi}{4} s \right) \eta_v \frac{H_d}{\lambda Z_0} \rho_z, \quad (28)$$

gdje je gustoća zraka $\rho_z = 1,293$ iz nazivnika prenesena u brojnik.

Ottov motor radi sa $\lambda \approx 1$, a molekulsa masa goriva je $M = 100\cdots140$, pa udio para goriva u izrazu (26b) iznosi ~2%, što se ne može zanemariti. Zato za Ottove motore vrijedi izraz (26b).

Motor sa n okretaja u minuti načini u jednoj sekundi $n/60$ okretaja, odnosno $2n/60$ stupaja. Ako se s faktorom taktnosti i uzme u obzir taktnost motora i da li je motor jednoradni ili dvoradni, u jednoj će sekundi u cilindar Dieselova motora ući

u gorivu sadržana energija

$$Q_1 = \left(\frac{d^2 \pi}{4} s \right) \eta_v \frac{H_d}{\lambda Z_0} \rho_z \frac{n}{30} i. \quad (29)$$

Od energije uvedene u cilindar samo se jedan dio pretvori u mehaničku energiju, što pokazuje *stupanj korisnosti* η kojim treba pomnožiti izraz (29) da bi se dobila iskorištena energija. Prema tome, snaga razvijena u cilindru Dieselova motora iznosi

$$P_D = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{s n}{30} \cdot \frac{H_d}{\lambda Z_0} \rho_z \eta_v i \eta, \quad (30a)$$

a u cilindru Ottova motora

$$P_O = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{s n}{30} \cdot \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1} \rho_s \eta_v i \eta. \quad (30b)$$

Da li je dobivena snaga teorijska, indicirana ili efektivna, ovisi o primjenjenom stupnju korisnosti, koji može biti termički, indicirani ili efektivni.

Srednji tlak u Ottovu i Dieselovu motoru. Jednadžbe snage (18) i (30) mogu se izjednačiti, pa kad se skrate jednake veličine s obje strane, dobije se izraz za veličinu *srednjeg tlaka*

$$p_s = \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1} \rho_s \eta_v \eta. \quad (31)$$

Ako se uvrsti u (31) *efektivni stupanj korisnosti* η_{eO} , dobije se za Ottov motor *srednji efektivni tlak*

$$p_e = \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1} \rho_s \eta_v \eta_{eO}. \quad (32a)$$

Analogno za Dieselov motor, uz izraz (28) i *efektivni stupanj korisnosti* η_{eD} , srednji će efektivni tlak biti

$$p_e = \frac{H_d}{\lambda Z_0} \rho_z \eta_v \eta_{eD}. \quad (32b)$$

Izraz (31) pokazuje o čemu sve ovisi srednji tlak p_s . Već je rečeno da je pretičak zraka za Ottov motor $\lambda \approx 1$, a za Dieselov motor $\lambda \approx 2$. Kad se izračuna ρ_s koji ovisi o tlaku okoliša jer se u smjesi nalazi oko 96% zraka, vidi se da je također $\rho_s \approx \rho_z$, te uz jednake η_v slijedi da je srednji efektivni tlak Ottovih motora veći negoli Dieselovih motora, iako je $\eta_{eD} > \eta_{eO}$. Za Ottove motore koji usisavaju gorivu smjesu srednji efektivni tlak iznosi $p_e \approx 0,9 \text{ MPa}$, a za Dieselove motore koji usisavaju zrak $p_e \approx 0,6 \text{ MPa}$. Znači da je snaga Ottova motora jednakog stupajnog volumena V_s i jednakih brzina vrtnje n veća ~50% negoli Dieselova motora. Zbog toga su gotovo svi klipni motori za zrakoplove bili Ottovi, jer su, uz manju težinu (zbog manjih najviših tlakova izgaranja), imali i veću snagu nego Dieselovi motori.

U izrazu (32b) za Dieselov motor nalazi se gustoća zraka koja iznosi

$$\rho_z = \frac{p_z}{R_z T_z}, \quad (33)$$

tj. ovisi o tlaku zraka p_z kojim se puni cilindar. Povećanjem tog tlaka pomoću puhalja izvan cilindra može se srednji tlak p_e , izraz (32b), veoma povisiti, pa se danas u Dieselovim motorima postiže $p_e = 1,5\cdots2,2 \text{ MPa}$. Punjenje cilindra zrakom većeg tlaka od okolišnog zove se *nabijanje*.

Kad su se Ottovi motori počeli graditi tako da usisavaju samo zrak, a tekuće gorivo da se uštrcava u cilindar, kao u Dieselovim motorima, uvelo se nabijanje i Ottovih motora, iako s nižim p_e nego u Dieselovim motorima.

Regulacija snage promjenom p_e . Srednji efektivni tlak p_e u Ottovim motorima, izraz (32a), regulira se promjenom volumetrijskog stupnja punjenja η_v . Ako se polazi od najveće snage motora, u motorima s usisavanjem gorive smjese snaga se smanjuje tako da se zaklopka u rasplinjaču pritvori. Time se smanjuje punjenje cilindra gorivom smjesom. Dakle, smanjuje se uvedena toplina (26a), a s njome srednji efektivni tlak p_e i snaga P (18).

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Srednji efektivni tlak p_e u Dieselovim motorima (32b), regulira se promjenom pretička zraka λ . Budući da cilindar volumena V_s usisava uvijek jednaku masu zraka, pretičak zraka mijenja se promjenom uštrcane količine goriva; manje goriva u jednakoj masi zraka povećava λ .

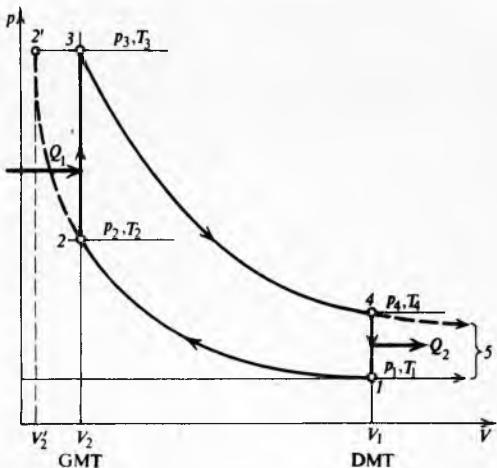
Srednji efektivni tlak p_e može se regulirati smanjenjem pretička zraka samo do $\lambda = 1$, jer tada ne bi bilo dovoljno zraka za potpuno izgaranje. Ottovi motori ipak ponekad rade sa $\lambda < 1$, ali samo u posebnim pogonskim prilikama.

PROCESI U MOTORIMA

Procesi u motorima s unutrašnjim izgaranjem odvijaju se tako da se toplina dovodi pri konstantnom volumenu, ili pri konstantnom tlaku, ili kombinirano: pri konstantnom volumenu i pri konstantnom tlaku. Ti se procesi mogu prikazati u teorijskim indikatorskim dijagramima i T,s -dijagramima.

Teorijski indikatorski dijagram. U Ottovu procesu toplina se dovodi pri konstantnom volumenu, a goriva se smjesa stvara izvan cilindra i upaljuje električnom iskrom.

Na sl. 14 prikazan je Ottov proces u teorijskom p,V -dijagramu za četverotaktni motor. Kad je stup (ili klip) u gornjoj mrvjoj točki, otvor se otvor za punjenje cilindra, pa stup, gibajući se prema donjoj mrvjoj točki, usisava u cilindar radni medij. U donjoj mrvjoj točki, točka 1, radni medij ima volumen V_1 , tlak p_1 i temperaturu T_1 . Ako je m masa, a R plinska konstanta radnog medija, početno stanje određeno je jednadžbom stanja $p_1 V_1 = m R T_1$.



Sl. 14. Teorijski indikatorski dijagram Ottova četverotaktnog motora

Kad je cilindar napunjen radnim medijem, stup se giblje od donje prema gornjoj mrvjoj točki. Time se volumen V_1 smanjuje, a radni medij se komprimira. U točki 2 volumen se smanji na V_2 , tlak poraste na p_2 , a temperatura na T_2 , pa je jednadžba stanja radnog medija $p_2 V_2 = m R T_2$.

Teorijski se kompresija 1–2 obavlja izentropski (v. *Termodynamika*) prema jednadžbi

$$p_1 V_1^\kappa = p_2 V_2^\kappa, \quad (34)$$

gdje je eksponent izentropne

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}. \quad (35)$$

U izrazu (35) c_p je specifični toplinski kapacitet radnog medija uz konstantni tlak, a c_v je specifični toplinski kapacitet uz konstantni volumen. Izentropskom promjenom stanja toplina se ne dovodi niti odvodi.

Iz kvocijenta jednadžbi stanja u točkama 1 i 2 (sl. 14) dobiva se

$$\frac{p_1 V_1}{p_2 V_2} = \frac{m R T_1}{m R T_2}, \quad (36)$$

iz čega slijedi da je

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 V_2}{p_1 V_1}. \quad (37)$$

U tom je izrazu omjer V_1/V_2 određen dimenzijama cilindra. Smanjenjem volumena V_1 na V_2 radni se medij komprimira, pa se taj omjer zove *kompresijski omjer*

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}. \quad (38)$$

Ako se uvrsti (38) u jednadžbu (34), slijedi

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa = p_1 \varepsilon^\kappa, \quad (39)$$

odnosno, kad se uvrsti (39) u izraz (36), dobije se

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{\kappa-1}. \quad (40)$$

Na kraju kompresije (točka 2 na sl. 14) preskoči električna iskra i zapali gorivu smjesu. Time se dovodi toplina Q_1 , pa temperatura T_2 poraste na temperaturu T_3 . Toplina se dovodi uz konstantan volumen te se može odrediti izrazom

$$Q_1 = c_v (T_3 - T_2). \quad (41)$$

Odatle slijedi da je na kraju izgaranja temperatura

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_1}{c_v}. \quad (42)$$

Budući da se toplina dovodi uz konstantan volumen, pomoću jednadžbe stanja dobiva se tlak u točki 3 iz izraza

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2}. \quad (43)$$

Za rad motora važan je porast tlaka od p_2 na p_3 , te je uveden omjer

$$\xi = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}. \quad (44)$$

Tlok p_3 djeluje na plohu stapa te ga potiskuje. Volumen se povećava, pa radni medij ekspandira, a tlak se i temperatura smanjuju. Ako se pretpostavi da se ekspanzija zbiva izentropski, bit će, analogno izrazu (34),

$$p_3 V_2^\kappa = p_4 V_1^\kappa, \quad (45)$$

pa slijedi

$$p_4 = p_3 \frac{1}{\varepsilon^\kappa}. \quad (46)$$

Postave li se jednadžbe stanja u točkama 3 i 4, te se napiše njihov kvocijent, dobije se

$$T_4 = T_3 \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (47)$$

U točki 4 (sl. 14) otvor se u poklopcu cilindra otvor, pa istrošeni radni medij, zbog toga što je $p_4 > p_1$, naglo struji iz cilindra uz $V_1 = \text{const.}$, te odvodi iz procesa toplinu

$$Q_2 = c_v (T_4 - T_1). \quad (47a)$$

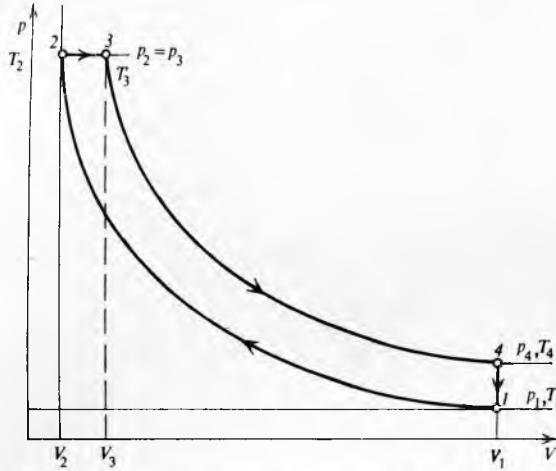
Radni medij što istječe iz cilindra mogao bi izvršiti rad prikazan površinom trokuta 4–5–1, koji bi se dobio ako se produži krivulja ekspanzije 3–4 sve dok ne presijeće horizontalu $p_1 = \text{const.}$ u točki 5 (koja na sl. 14 nije nacrtana). Taj krajnji volumen, označen sa V_5 , bio bi mnogo veći od V_1 . Zbog toga što je $V_5 > V_1$ morao bi se stupanj s veoma povećati, što znači da bi cilindar bio mnogo veći i skuplji. Takva se konstrukcija ne primjenjuje jer bi povećanje iskorištene energije bilo razmjerno malo, a i viši tlak p_4 (0,3...0,4 MPa) potreban je za brzo pražnjenje cilindra.

Nakon završene ekspanzije u četverotaktnom motoru slijedi stupanj ispuha (sl. 11d).

U osnovnom Dieselovu procesu (često nazvanom i klasičnim Dieselovim procesom) toplina se dovodi uz konstantan tlak, a goriva se smjesa stvara u cilindru tako da se teško hlapivo

gorivo (temperature isparivanja iznad 200 °C) uštrcava u kompresijom veoma ugrijani zrak. Zbog visoke temperature komprimiranog zraka uštrcano se gorivo zapali i izgori.

Osnovni Dieselov proces nacrtan je na sl. 15 pod istim pretpostavkama kao Ottov proces na sl. 14, tj. da se kompresija i ekspanzija obavljaju izentropski. Bitna je razlika u tome što je volumen V_2 na kraju kompresije mnogo manji negoli u Ottovu motoru, pa je kompresijski omjer ε veći. Da bi se to prikazalo, produžena je na sl. 14 krivulja kompresije 1—2 crtanjem krivuljom do točke 2', gdje volumen $V_2' < V_2$ pokazuje to smanjenje kompresijskog volumena.



Sl. 15. Teorijski indikatorski dijagram osnovnog Dieselova motora

Na sl. 15 u točki 1 jednadžba stanja zraka usisanog u četverotaktni Dieselov motor glasi $p_1 V_1 = m R T_1$. Gibanjem stapa od donje prema gornjoj mrvoj točki povećavaju se tlak i temperatura prema izrazima (39) i (40) na $p_2 = p_1 \varepsilon^x$ i $T_2 = T_1 \varepsilon^{x-1}$.

Temperatura T_2 mora biti 500–600 °C da bi se u točki 2 uštrcano gorivo zapalilo i počelo izgarati. Za sve vrijeme uštrcavanja gorivo izgara uz konstantan tlak p_2 koji potiskuje stup prema donjoj mrvoj točki, od točke 2 do 3. Pri tom se volumen poveća od V_2 na V_3 , a radni medij tijekom izgaranja uz konstantan tlak $p_3 = p_2$ obavlja rad. Postave li se jednadžbe stanja za točke 2 i 3 i načini njihov kvocijent, dobije se za $p_2 = \text{const.}$

$$V_3 = V_2 \frac{T_3}{T_2}. \quad (48)$$

Da bi se povećala temperatura od T_2 na T_3 i obavio rad uz $p_2 = \text{const.}$, dovedena je toplina

$$Q_1 = c_p(T_3 - T_2). \quad (49)$$

Prema tome je

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_1}{c_p}, \quad (50)$$

što uvršteno u (48) daje

$$V_3 = V_2 \left(1 + \frac{Q_1}{c_p T_2}\right). \quad (51)$$

Kad se razmatra rad Dieselovih motora, često se uzima *omjer povećanja volumena* od V_2 na V_3

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}. \quad (52)$$

U točki 3 (sl. 15) prestaje dovod i izgaranje goriva, pa radni medij u cilindru ekspandira izentropski do točke 4. Ekspanzija traje od V_3 do V_1 , tj. kraće nego što je trajala kompresija (od V_1 do V_2). Zbog toga je uveden *omjer ekspanzije*

$$\delta = \frac{V_1}{V_3}. \quad (53)$$

Ako se upotrijebi omjer δ za izračunavanje p_4 i T_4 , kao što je to učinjeno za kraj ekspanzije u Ottovu motoru, izrazi (46) i (47), dobije se

$$p_4 = p_3 \frac{1}{\delta^x} = p_2 \frac{1}{\delta^x}, \quad (54)$$

$$T_4 = T_3 \frac{1}{\delta^{x-1}}. \quad (55)$$

Budući da je $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$, a $\varphi = \frac{V_3}{V_2}$, slijedi da je

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\varphi}. \quad (56)$$

Kad se uvrsti (56) u (54), dobije se

$$p_4 = p_1 \varepsilon^x \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^* = p_1 \varphi^x. \quad (57)$$

Iz izraza (52) proizlazi da je $T_3 = T_2 \varphi$, a jer je $T_2 = T_1 \varepsilon^{x-1}$, može se (55) pisati

$$T_4 = T_2 \varphi \frac{1}{\delta^{x-1}} = T_2 \varphi \left(\frac{\varphi}{\varepsilon}\right)^{*-1} = T_1 \varphi^x. \quad (58)$$

U točki 4 (sl. 15) otvori se u poklopcu cilindra otvor za ispust plinova, te se uz konstantan volumen V_1 , po izohori 4—1, odvodi toplina

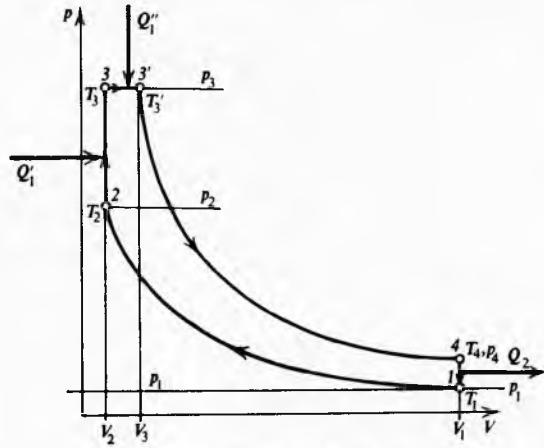
$$Q_2 = c_v(T_4 - T_1). \quad (59)$$

Jednako kao u Ottovu, i u Dieselovu procesu gubi se dio rada zato što se izentropa 3—4 ne produžuje do početnog tlaka p_1 .

Nakon završene ekspanzije u četverotaktnom Dieselovu motoru slijedi stepaj ispuha.

Suvremeni Dieselov proces (Seiligerov ili Sabathéov proces). U razvoju Dieselova procesa došlo je do važnih promjena kad je osnovni Dieselov proces kombiniran s principom rada Ottova procesa, tako da se u proces dovodi toplina dijelom po izohori uz konstantan volumen, a dijelom po izobari uz konstantan tlak, ali je stvaranje gorive smjese i njeno upaljivanje ostalo jednakako kao za osnovni Dieselov proces. Time se postigla veća termička korisnost motora.

Na sl. 16 prikazan je teorijski indikatorski proces koji se, pojednostavljeno, zove Dieselov proces.



Sl. 16. Teorijski proces u Dieselovu motoru

Zrak usisan u cilindar ima u točki 1 jednadžbu stanja: $p_1 V_1 = m R T_1$. Izentropskom kompresijom od V_1 do V_2 povećaju se tlak i temperatura prema izrazima (39) i (40) na p_2 i T_2 te je u točki 2 jednadžba stanja $p_2 V_2 = m R T_2$. U točki 2 počinje uštrcavanje goriva od kojeg dio Q'_1 izgori uz konstantan volumen. Dovedena toplina, koja povisi temperaturu od T_2 na T_3 , iznosi

$$Q'_1 = c_v(T_3 - T_2), \quad (60)$$

te je

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

$$T_3 = T_2 + \frac{Q'_1}{c_v} = T_1 \varepsilon^{x-1} + \frac{Q'_1}{c_v}. \quad (61)$$

Pri tom povišenju temperature poraste tlak od p_2 u točki 2 na p_3 u točki 3 (sl. 16), pa je prema izrazu (43)

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = p_2 \xi = p_1 \varepsilon^x \xi. \quad (62)$$

Drugi dio goriva Q''_1 uštrcava se u već zapaljeno gorivo kad se stap počne gibati iz gornje mrtve točke (točka 3) prema donjoj mrtvoj točki. Tijekom dovoda topline Q''_1 povećava se volumen od V_2 na V_3 , a tlak ostaje konstantan. Toplina se dovodi po izobari, pa je

$$Q''_1 = c_p(T_3 - T_3'), \quad (63)$$

a pri tom temperatura poraste od T_3 u točki 3 na T'_3 u točki 3', gdje je

$$T'_3 = T_3 + \frac{Q''_1}{c_p}. \quad (64)$$

Izraz (52) za porast volumena i temperature sada glasi

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T'_3}{T_3},$$

pa se može pisati i

$$T'_3 = T_3 \varphi. \quad (65)$$

Ukupna toplina Q_1 dovedena sa 1 kg radnog medija jednaka je zbroju parcijalnih toplina

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1 = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T'_3 - T_3). \quad (66)$$

Gibanjem stapa od točke 3' prema donjoj mrtvoj točki povećava se volumen, a tlak i temperatura padaju po izentropi 3'-4 prema izrazima (54) i (55). Na kraju je ekspanzije

$$p_4 = p_3 \frac{1}{\delta^{x-1}},$$

što za vrijednost p_3 iz (62) i za δ iz (56) daje

$$p_4 = p_1 \xi \varphi^x. \quad (67)$$

Na kraju ekspanzije temperatura, prema izrazu (55), iznosi

$$T_4 = \frac{T'_3}{\delta^{x-1}}.$$

Ako se uvrsti vrijednost za T'_3 iz (65), a za $T_3 = T_2$ (izraz 44), dobije se

$$T_4 = \frac{T_1 \varepsilon^{x-1} \xi \varphi^x}{\delta^{x-1}} = T_1 \xi \varphi^x. \quad (68)$$

Kad završi ekspanzija (točka 4), otvor se u cilindru četverotaktnog motora izlaz za plinove izgaranja, te se uz konstantan volumen V_2 odvodi, po izohori, toplina

$$Q_2 = c_v(T_4 - T_1). \quad (69)$$

Nakon završene ekspanzije slijedi stapaj ispuha.

U suvremenim Dieslovin motorima snage iznad 300 kW po motoru odvode se ispušni plinovi tlaka p_4 u plinsku turbinu, gdje eksplandiraju na tlak okoliša p_1 . Time se iskorišćuje dio rada predočen trokutnom površinom iz izohore 4-1, a dobivena energija služi za nabijanje motora.

Srednji tlak teorijskog indikatorskog dijagrama. U teorijskom indikatorskom dijagramu površina unutar izentrope, izohora i izobara na slikama 14, 15 i 16, tj. površina omeđena točkama stanja 1, 2, 3, 3' i 4, razmjerna je energiji pretvorenoj u rad. Ako se podijeli ta površina stupnjem volumenom $V_s = V_1 - V_2$, dobije se teorijski srednji indicirani tlak p_{st} . Kad se uvrsti p_{st} u jednadžbu (18), dobije se teorijska snaga procesa P_t .

Teorijska snaga motora. Ako se u izraze (30) za snagu jednog cilindra motora uvrsti vrijednost termičke korisnosti η_t , dobije se teorijska snaga Ottova motora

$$P_{tO} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30} \cdot \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1} Q_s \eta_t i \eta_{tO}, \quad (30c)$$

odnosno Dieselova motora

$$P_{tD} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30} \cdot \frac{H_d}{\lambda Z_0} Q_s \eta_t i \eta_{tD}. \quad (30d)$$

Sva tri procesa opisana su za četverotaktne motore, no oni vrijede i za dvotaktne. Razlika je samo u izmjeni radnog medija (sl. 12d).

T,s-dijagram. U p,V -dijagramu prikazane su promjene volumena i tlakova radnog medija, dok se temperature, te dovedene i odvedene topline izračunavaju prema nekoj od navedenih formula. Zato je izrađen T,s -dijagram u kojemu se vide temperature procesa, te dovedene i odvedene topline, a u njega su ucrtane i izohore ($v = \text{const.}$) i izobare ($p = \text{const.}$).

T,s-dijagram crta se za jedinicu mase, npr. 1 kg, te se u njemu ucrtane izohore v odnose na m^3/kg , a ne kao u teorijskim indikatorskim dijagramima gdje su volumeni V u m^3 . Ako se u jednadžbi (12) obje strane podijele masom m , dobije se jednadžba stanja sa specifičnim volumenom v

$$pv = RT \quad (70)$$

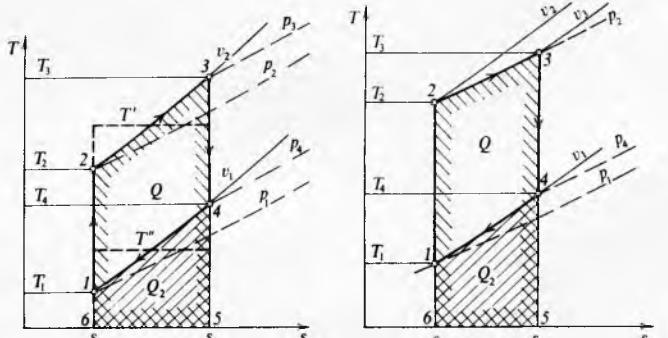
Ta je jednadžba osnova T,s -dijagrama za 1 kg radnog medija.

T,s-dijagram ima na ordinati temperaturu T , a na apscisi entropiju. Veza između topline i entropije određena je izrazom

$$dQ = Tds, \quad (71)$$

gdje je dQ prirast topline. Pri izentropskoj promjeni stanja toplina se ne dovodi niti odvodi, pa je $dQ = 0$, a izentropa je u T,s -dijagramu vertikala 1-2 na sl. 17. Kad se toplina dovodi, integriranjem omjera dQ/T iz izraza (71) dobije se prirast entropije Δs između temperatura T_2 i T_3 . Od mnogih promjena stanja važne su promjene po izohorama i izobarama. Tok izohore $v_2 = \text{const.}$ određen je prirastom entropije između temperatura T_2 i T_3 (sl. 17), što je dano izrazom

$$\Delta s_v = s_3 - s_1 = c_v \ln \frac{T_3}{T_2}. \quad (72)$$



Sl. 17. T,s -dijagram teorijskog Ottova procesa

Sl. 18. T,s -dijagram teorijskog osnovnog Dieselova procesa

Tok izobare $p_2 = \text{const.}$ između T_3 i T_2 (sl. 18) određen je također prirastom entropije

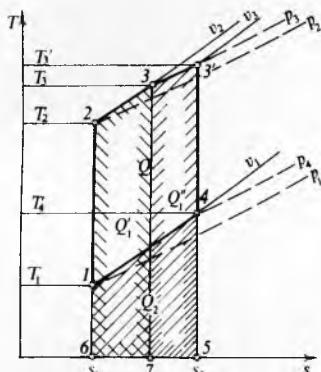
$$\Delta s_p = s_3 - s_1 = c_p \ln \frac{T_3}{T_2}, \quad (73)$$

gdje su c_v i c_p srednji specifični toplinski kapaciteti između temperatura T_3 i T_2 .

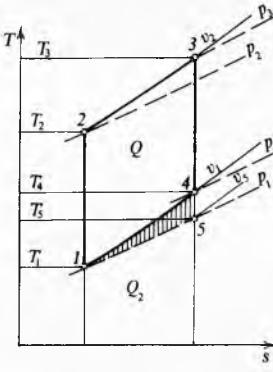
Ottov proces prikazan T,s -dijagramom (sl. 17) ima točke 1-2-3-4 koje odgovaraju onima u p,V -dijagramu (sl. 14). Vertikala 1-2 predstavlja izentropsku kompresiju prema izrazima (39) i (40). Odsječak 2-3 na izohori $v_2 = \text{const.}$ prikazuje dovod topline Q_1 koja je na sl. 17 predviđena plohom 2-3-5-6, a analitički dana izrazom (41). Vertikala 3-4 predstavlja izentropsku ekspanziju prema izrazima (46) i (47). U točki 4, na kraju ekspanzije, ispuhom se odvodi toplina Q_2 , izraz (47a). Odvedena toplina razmjerna je ispruganoj plohi 1-4-5-6 na sl. 17. Nakon završenog izgaranja entropija je porasla od s_1 na s_3 .

Osnovni Dieselov proces prikazan je T,s -dijagramom (sl. 18) gdje točke 1—2—3—4 odgovaraju onima u p,V -dijagramu (sl. 15). Vertikala 1—2 je izentropska kompresija kao u Ottovu motoru, dok odsječak 2—3 na izobari $p_2 = \text{const}$. predstavlja dovod topline Q_1 , izraz (49). Površina 2—3—5—6 razmjerna je dovedenoj toplini. Temperatura poraste od T_2 na T_3 , a specifični volumen od v_2 na v_3 , izrazi (50), (51) i (52). Vertikala 3—4 je izentropska ekspanzija prema izrazima (54), (55), (57) i (58). Kad se u točki 4 otvoriti ispušni ventil, odvodi se toplina Q_2 , izraz (59), razmjerno površini 1—4—5—6. Entropija poraste od s_1 na s_3 .

Suvremeniji Dieselov proces prikazan je u T,s -dijagramu (sl. 19). Točke 1—2—3—3'—4 odgovaraju onima na indikatorskom dijagramu (sl. 16). Vertikala 1—2 prikazuje izentropsku kompresiju. Po izohori $v_2 = \text{const}$. od 2 do 3 dovodi se toplina Q'_1 prema izrazu (60), te tlak poraste na p_3 , a temperatura na T_3 , prema izrazima (61) i (62). Toplina Q'_1 razmjerna je plohi 2—3—7—6. U točki 3 prestaje dovod topline Q'_1 po izohori i počinje dovod topline Q'_1 po izobari $p_3 = \text{const}$. Toplina Q'_1 određena je izrazom (63), a razmjerna je površini 3—3'—5—7. Pri tom temperatura poraste na T'_3 , a volumen na v_3 , prema izrazima (52) i (65). Vertikala 3'—4 predstavlja izentropsku ekspanziju prema izrazima (67) i (68). U točki 4 počinje odvod topline Q_2 prema izrazu (69); ta je toplina razmjerna površini 4—5—6—1. Entropija poraste od s_1 na s_3 .



Sl. 19. T,s -dijagram teorijskog suvremenog Dieselova procesa



Sl. 20. Prikaz nepotpune ekspanzije

Dio odvedene topline Q_2 mogao bi se iskoristiti u cilindru kad bi radni medij stanja u točki 4 (sl. 17, 18 i 19) od tlaka p_4 ekspandirao na tlak p_1 . Na sl. 20 u T,s -dijagramu isprugana trokutasta ploha 1—4—5 predstavlja taj dio topline koji bi se još mogao iskoristiti izentropskom ekspanzijom od točke 4 do točke 5, tj. do početnog tlaka p_1 i povećanog volumena v_5 . Ako se 3—4 nazove prvim stupnjem ekspanzije, tada je 4—5 drugi stupanj ekspanzije. U cilindru se ne isplati izvesti taj drugi stupanj ekspanzije jer bi se suviše povećala duljina cilindra. Danas se često drugi stupanj ekspanzije obavlja u plinskoj turbini smještenoj u struji ispušnih plinova, koja služi za nabiranje cilindara zrakom većeg tlaka.

Termička korisnost procesa. Termička je korisnost procesa određena omjerom iskoristene i dovedene topline.

Termička korisnost Ottova procesa. Izrazom (41) određena je dovedena toplina Q_1 , a izrazom (47a) odvedena toplina Q_2 . Ako se uvrste te vrijednosti u izraz (14), dobije se

$$\eta_{\text{tO}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (74)$$

Iz opisa Ottova procesa mogu se sve temperature izraziti početnom temperaturom T_1 , i to:

iz izraza (40): $T_2 = T_1 e^{\kappa-1}$,

iz izraza (44): $T_3 = T_2 \xi = T_1 e^{\kappa-1} \xi$,

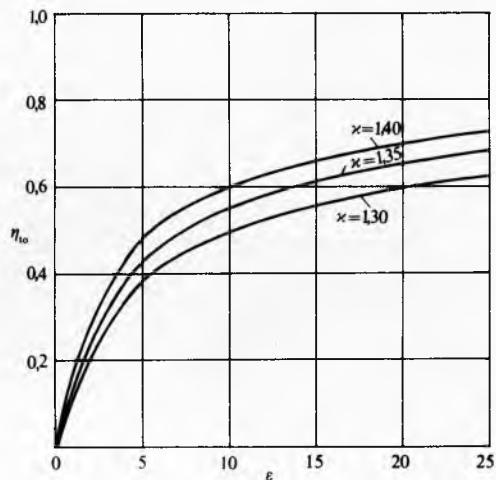
iz izraza (47): $T_4 = T_3 \frac{1}{e^{\kappa-1}} = T_1 \xi$.

Kad se uvrste te vrijednosti u (74), slijedi

$$\eta_{\text{tO}} = 1 - \frac{T_1(\xi - 1)}{T_1 e^{\kappa-1}(\xi - 1)} = 1 - \frac{1}{e^{\kappa-1}}, \quad (75)$$

tj. termička korisnost Ottova procesa ovisi samo o kompresijskom omjeru κ : što je κ veće, to je i η_{tO} veće. U Ottovim je motorima $\kappa = 8\dots10$.

Na sl. 21 prikazana je funkcija $\eta_{\text{tO}} = f(\kappa)$ do $\kappa = 25$ za različite vrijednosti eksponenta izentrope. Tok krivulje je u početku strm, a kasnije je položitiji. Povećanjem κ od npr. 4 na 5 termička korisnost se više povisi negoli za povećanje κ od 9 na 10. Miješanjem para goriva sa zrakom u gorivoj smjesi eksponent izentrope se nešto snizi, pa i to utječe na termičku korisnost.



Sl. 21. Termička korisnost procesa u Ottovu motoru u ovisnosti o eksponentu izentrope

Termička korisnost osnovnog Dieselova procesa. Izrazima (49) i (59) definirane su dovedena toplina Q_1 i odvedena toplina Q_2 , te je

$$\eta_{\text{tKD}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}. \quad (76)$$

Kad se podijeli brojnik i nazivnik sa c_v , dobije se

$$\eta_{\text{tKD}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{\kappa(T_3 - T_2)}.$$

Ako se izraze sve temperature početnom T_1 :

iz izraza (40): $T_2 = T_1 e^{\kappa-1}$,

iz izraza (52): $T_3 = T_2 \varphi = T_1 e^{\kappa-1} \varphi$,

iz izraza (58): $T_4 = T_1 \varphi^\kappa$,

dobije se

$$\eta_{\text{tKD}} = 1 - \frac{1}{e^{\kappa-1}} \cdot \frac{\varphi^\kappa - 1}{\kappa(\varphi - 1)}. \quad (77)$$

Taj izraz odgovara izrazu (75) za Ottov proces tako da se suptrahend množi faktorom koji je veći od 1: za $\varphi = 2,2$ vrijednost je drugog razlomka 1,2. Uz jednak stupanj kompresije κ bilo bi $\eta_{\text{tKD}} < \eta_{\text{tO}}$. No, kako se za Dieselov motor može uzeti veći κ (12 do 20), suptrahend je manji, te je $\eta_{\text{tKD}} > \eta_{\text{tO}}$.

Termička korisnost suvremenog Dieselova procesa. Izrazom (66) određena je dovedena toplina Q_1 , a izrazom (69) odvedena toplina Q_2 . Prema tome je

$$\eta_{\text{tSD}} = 1 - \frac{Q_2}{Q'_1 + Q''_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T'_3 - T_3)}.$$

Ako se podijeli brojnik i nazivnik sa c_v , dobije se

$$\eta_{\text{tSD}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{(T_3 - T_2) + \kappa(T'_3 - T_3)}. \quad (78)$$

Ako se sve temperature izraze kao funkcije početne temperature T_1 , bit će

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

iz izraza (40): $T_2 = T_1 \varepsilon^{x-1}$,
 iz izraza (44): $T_3 = T_2 \xi = T_1 \varepsilon^{x-1} \xi$,
 iz izraza (65): $T'_3 = T_3 \varphi = T_1 \varepsilon^{x-1} \xi \varphi$,
 iz izraza (68): $T_4 = T_1 \xi \varphi^x$,

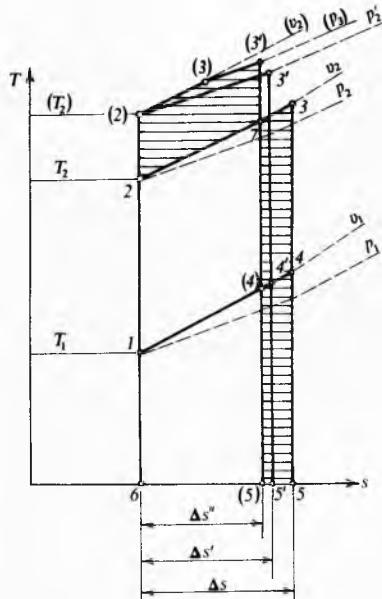
pa je

$$\eta_{SD} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \cdot \frac{\xi \varphi^x - 1}{(\xi - 1) + \varepsilon \xi (\varphi - 1)}. \quad (79)$$

Termička korisnost suvremenog Dieselova procesa ovisi o kompresijskom omjeru ε kao i Ottova procesa, odnosno osnovnog Dieselova procesa. No, suprahend u izrazu (79) sadrži osim kompresijskog omjera ε još faktor porasta tlaka ξ izgaranja po izohori i faktor porasta volumena φ izgaranja po izobari.

Postavi li se u izrazu (79) da je $\varphi = 1$, dobije se izraz (75) termičke korisnosti Ottova procesa. Postavi li se da je $\xi = 1$, dobije se izraz (77) termičke korisnosti osnovnog Dieselova procesa.

Usporedba procesa. U T,s -dijagramu topline su predviđene plohami, pa ako se sva tri procesa, Ottov, osnovni i suvremeni Dieselov, nacrtaju na zajedničkom T,s -dijagramu, jasno se vide njihove razlike koje dovode i do različitih termičkih korisnosti. Da bi se procesi mogli međusobno uspoređivati, treba pretpostaviti da se u sva tri procesa dovodi jednaka toplina Q_1 .



Sl. 22. Usporedba Ottova i Dieselova osnovnog i suvremenog procesa

Na sl. 22 točka 1 je početno stanje: p_1 , v_1 , T_1 , za sva tri procesa. Vertikalom 1–2 predviđena je izentropa kompresije u Ottovu procesu. Zatim slijedi 2–3, što je dovod topline Q_1 po izohori $v_2 = \text{const.}$, ekspanzija 3–4 po izentropi, te 4–1, što je odvod topline Q_{2O} po izohori $v_1 = \text{const.}$

Vertikala 1–(2) predstavlja kompresiju u osnovnom Dieselovu procesu. Budući da se kompresijski omjer može uzeti veći, krajnji je volumen (v_2) manji nego v_2 za Ottov proces, pa se postigne i viša temperatura (T_2) nego za Ottov proces. Od (2) do 3' dovodi se po izobari p'_2 toplina Q_1 . Od 3' do 4' je ekspanzija, a od 4' do 1 odvod topline Q_{2KD} .

Vertikala 1–(2) predstavlja kompresiju i za suvremeni Dieselov proces. Nakon točke (2) dovodi se prvi dio topline Q'_1 po izohori (v_2) do točke (3). U točki (3) počne dovod drugog dijela topline Q''_1 po izobari (p_3) do točke (3'). U (3') počinje izentropska ekspanzija do (4), a od (4) do 1 odvod topline Q_{2SD} .

Budući da je pretpostavljeno da su sve dovedene topline Q_1 jednake, moraju biti jednake i površine dijagrama koje predstavljaju te topline, tj. površina 2–3–5–6 za Ottov proces mora biti jednaka površini (2)–3'–5'–6 za osnovni Dieselov proces, koja je jednaka površini (2)–(3)–(3')–(5)–6 za su-

vremenim Dieselov proces. Tim površinama zajednička je površina 2–7–(5)–6. Iz toga slijedi da je vodoravno isprugana ploha 7–3–5–(5) dijela topline dovedene Ottovu procesu jednak vodoravno ispruganoj površini 2–(2)–(3)–(3')–7 dijelu topline dovedene suvremenom Dieselovu procesu. To znači da se dovodom topline Q_1 u suvremenom Dieselov procesu smanjuje prirast entropije na $\Delta s''$, koji je za razliku (5)–5 manji od prirasta entropije Δs u Ottovu procesu. Smanjenjem prirasta entropije smanjuje se odvedena toplina Q_2 iz Ottova procesa, razmjerne površini 1–4–5–6, na toplinu Q'_2 odvedenu iz osnovnog Dieselovog procesa, razmjerne površini 1–4'–5'–6, odnosno na toplinu Q''_2 odvedenu iz suvremenog Dieselovog procesa, razmjerne površini 1–(4)–(5)–6. Smanjenjem odvedene topline Q_2 poveća se termička korisnost prema izrazu (14). Odatle slijedi da je

$$\eta_{SD} > \eta_{KD} > \eta_O. \quad (80)$$

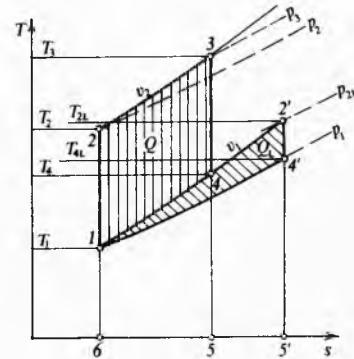
Uz veću korisnost prirast je entropije manji, pa je, kao što se vidi iz sl. 22,

$$\Delta s'' < \Delta s' < \Delta s. \quad (80a)$$

Utjecaj kompresije na termičku korisnost. Termička korisnost motora s unutrašnjim izgaranjem ovisi o kompresiji radnog medija izraženoj sa ε . Taj se utjecaj osobito dobro vidi u T,s -dijagramu ako se usporedi s Lenairovom motorom (sl. 1) bez kompresije i s Ottovim motorom. Ta je usporedba prikazana na sl. 23.

Izgaranjem goriva u Lenairovu motoru uz konstantan volumen v_1 temperatura poraste od T_1 na T_{2L} , a tlak od p_1 na p_{2L} (sl. 2). Taj tlak potiskuje stup do donje mrtve točke uz izentropsku ekspanziju radnog medija od 2' do 4'. Dovedena energija Q_1 razmjerne je površini 1–2'–5'–6, a odvedena Q_{2L} površini 1–4'–5'–6. U rad pretvorena energija $Q_L = Q_1 - Q_{2L}$ predviđena je koso ispruganom površinom 1–2'–4'. Promatrana je termička korisnost Lenairova motora $\eta_{L} = Q_L/Q_1$.

Jednaka količina energije Q_1 dovedena je Ottovu motoru uz konstantni volumen v_2 . No, početak dovoda topline u točki 2 podignut je izentropskom kompresijom 1–2 na temperaturu T_2 , pa se na kraju dovoda topline postigne visoka temperatura T_3 , koja se može izračunati izrazom (42). Izentropskom ekspanzijom 3–4 obavlja se rad. Dovedena energija Q_1 u Ottov procesu razmjerne je površini 2–3–5–6, a odvedena toplina Q_{2O} površini 4–5–6–1. U rad pretvorena energija $Q_O = Q_1 - Q_{2O}$ predviđena je okomito ispruganom površinom 2–3–4–1, te je $\eta_O = Q_{2O}/Q_1$.



Sl. 23. Poredbeni T,s -dijagram Lenairova i Ottova procesa

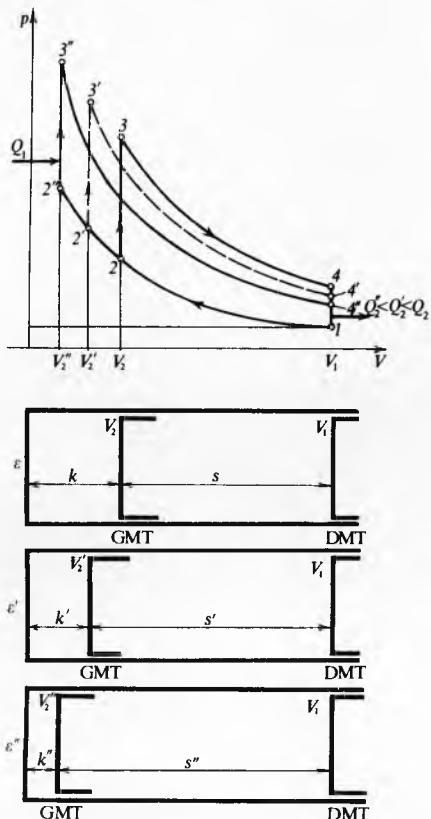
Iz dijagrama (sl. 23) vidi se da je $Q_O \gg Q_L$. U oba procesa dovedena je jednaka toplina Q_1 , pa je očito da će biti $\eta_O \gg \eta_L$. Prirast entropije Δs_L u Lenairovu procesu jednak je razlici 5'–6 na apscesi, a za Ottov proces prirast Δs_O jednak je razlici 5–6. Vidi se da je $\Delta s_L > \Delta s_O$, jer je u termički lošijem procesu prirast entropije veći.

Kompresijski omjer. Ovisnost termičke korisnosti o kompresijskom omjeru ε može se prikazati i u p,V -dijagramu, kao što je učinjeno na sl. 24 za Ottov proces. Na donjem su dijelu

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

13

slike tri cilindra s jednakim početnim volumenom V_1 , ali sa tri različita kompresijska prostora $V_2 > V'_2 > V''_2$, pa su im kompresijski omjeri $\varepsilon < \varepsilon' < \varepsilon''$. Zbog toga se na kraju kompresije postignu različiti tlakovi $p_2 < p'_2 < p''_2$ i temperature $T_2 < T'_2 < T''_2$. Ako se u sva tri procesa dovede jednaka toplina Q_1 ,



Sl. 24. Utjecaj kompresijskog omjera na termičku korisnost Ottova procesa

tlakovi se podignu do vrijednosti predočenih točkama $3''$, $3'$, 3 , tj. $p''_3 > p'_3 > p_3$. Od tih točaka počinje ekspanzija do točaka 4 , $4'$, $4''$. Dobiveni rad razmjeran je plohamu između krivulja ekspanzije i krivulje kompresije. Prema izrazima (13) i (75) energija pretvorena u rad iznosi

$$Q = Q_1 \eta_h = Q_1 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}\right),$$

koja je to veća što je ε veći, odnosno odvedena toplina

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\varepsilon^{\kappa-1}}, \quad (81a)$$

koja je to manja što je kompresijski omjer veći. Za suvremeni Dieslov proces vrijedi

$$Q_2 = \frac{Q_1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\xi \varphi^\kappa - 1}{(\xi - 1) + \kappa \xi (\varphi - 1)}. \quad (81b)$$

U motorima se volumen V_2 često zove kompresijski. Ako je kompresijski prostor cilindričan, kompresijski omjer ε može se izraziti i omjerom stapa s i visine kompresijskog prostora k

$$\varepsilon = 1 + \frac{s}{k}. \quad (82)$$

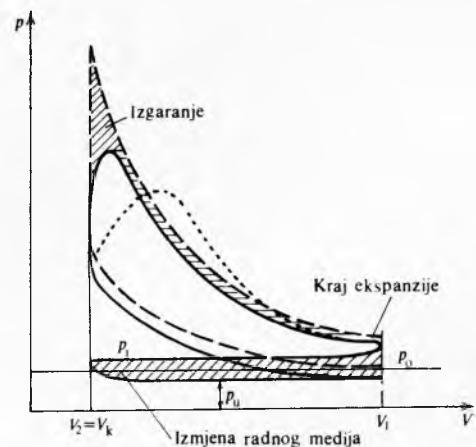
Ako se povećanjem kompresijskog omjera povećava termička korisnost procesa, trebalo bi za sve motore odabratи što veći kompresijski omjer. To se, međutim, ne može ostvariti u svim motorima s unutrašnjim izgaranjem.

U Ottovim motorima upotrebljavaju se lako hlapljiva tekuća goriva (benzin, alkohol) i plinovita goriva. Goriva smjesa stvara se izvan cilindra motora tako da se tekuće gorivo rasprši u struji zraka s kojim se pomiješa. Toplinom zraka

tekuće gorivo se ispari. Ako dio goriva nije prije ulaska u cilindar potpuno ispario, taj će se dio ispariti u cilindru preuzimanjem topline sa stijenki cilindra. Nakon što je cilindar napunjen gorivom smjesom, počinje kompresija (krivulja 1—2 na sl. 14), te temperatura dostigne vrijednost T_2 prema relaciji (40). Temperatura T_2 ne smije postati toliko visoka da se gorivo upali. Smjesa goriva i zraka nije homogena, bez obzira na to da li se upotrebljavaju tekuća ili plinovita goriva, pa temperatura samozapaljenja nije ni definirana, već ovisi o lokalnom sastavu smjese. Zbog toga bi se gorivo upalilo u različitim položajima stapa, pa bi motor radio neravnomerno. Da bi se to spriječilo, odnosno da bi se osigurao ravnomerni rad motora neovisan o nepredvidljivim i promjenljivim uvjetima, Ottov motor gradi se s malim kompresijskim omjerom da se gorivo zbog povišenja temperature ne zapali. U Ottovu motoru gorivo se pali električnom iskrom, pa se trenutak paljenja može vrlo točno regulirati. Ta je regulacija vrlo važna s obzirom na brzinu vrtnje i s obzirom na upotrijebljeno gorivo.

U Dieselovu motoru goriva se smjesa stvara u cilindru uštrcavanjem goriva u komprimirani zrak. Budući da se komprimira samo zrak, može se odabrati po volji visok kompresijski omjer i postići željena temperatura T_2 . Tako se mogu upotrijebiti i goriva koja imaju visoke temperature isparivanja, i koja se ne mogu upotrijebiti u Ottovu motoru jer bi za njihovo isparivanje izvan cilindra trebalo zagrijati zrak. Time bi se smanjila gustoća zraka, odnosno masa zraka koja se uvodi u cilindar, a smanjila bi se i snaga motora jer u manje zraka manje goriva.

Stupanj savršenosti procesa. Stvarni indikatorski dijagrami razlikuju se od teorijskih, prikazanih na slikama 14, 15 i 16. Razlike nastaju zbog izmjene topline između gorive smjese, odnosno zraka i stijenki cilindra i stapa tijekom kompresije i tijekom ekspanzije, zbog toga što gorivo ne izgara uz konstantan volumen ni uz konstantan tlak, što gorivo djelomično izgara u tijekom ekspanzije, što se otvara prije donje mrtve točke, zbog toga što je za izmjenu radnog medija potrebna energija i zbog toga što kompresija počinje uz tlak i volumen različit od onog u teorijskom dijagramu. Razlika između teorijskog Ottova procesa (crtkane krivulje) i stvarnog indikatorskog dijagrama (pune krivulje) vidi se na sl. 25. Gubici nastaju tijekom izgaranja (razlike su na slici povećane), na kraju ekspanzije i tijekom izmjene radnog medija.



Sl. 25. Usporedba teorijskog i stvarnog indikatorskog dijagrama

Označi li se površina teorijskog dijagrama sa A_t , a površina stvarnog dijagrama sa A_i , stupanj savršenosti η_s dobiva se iz relacije

$$\eta_s = \frac{A_i}{A_t}. \quad (83a)$$

Površina A_i odredi se planimetrimanjem stvarnog indikatorskog dijagrama, a površina A_t planimetrimanjem teorijskog dijagrama.

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Budući da je snaga motora proporcionalna površini dijagrama, može se umjesto A_i uvrstiti snaga P_i , koja je nazvana *indicirana snaga*, a umjesto A_t teorijska snaga P_t , koja odgovara teorijskom procesu, pa je

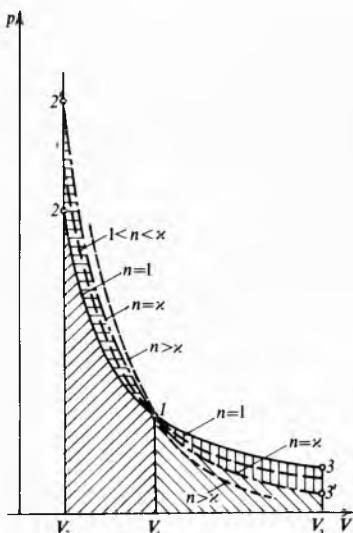
$$\eta_s = \frac{P_i}{P_t}. \quad (83b)$$

Stupanj savršenosti iznosi $0,60 \dots 0,90$.

Eksponent politrope kompresije i ekspanzije. U izrazima (75), (77) i (79) za termičku korisnost pojavljuje se veličina α (35). Tom veličinom određena je promjena stanja tijekom kompresije i ekspanzije (34). Veličina $\alpha = 1,4$ pojavljuje se u eksponentu samo kad je promjena stanja izentropska. Stvarne promjene stanja u motoru nisu izentropske, jer tijekom kompresije i ekspanzije toplina prelazi s radnog medija na cilindar i stup, odnosno s cilindra i stapa na radni medij. Zbog toga se stvarna promjena stanja u motoru karakterizira eksponentom n , koji se više ili manje razlikuje od α . Takva promjena stanja naziva se *politropskom* (v. *Termodinamika*), a njezin tok određen je relacijom

$$p V^n = \text{const.} \quad (84)$$

U koordinatnom sustavu p, V to su hiperbole koje su to strmije što je veća vrijednost eksponenta n (sl. 26). Ako je $n = 1$, dobiva se istostranična hiperbola koja odgovara promjeni stanja uz konstantnu temperaturu (izotermu), što slijedi iz jednadžbi stanja (12) i (36).



Sl. 26. Utjecaj eksponenta politrope na tok krivulja ekspanzije i kompresije

Ako se promatra kompresija po dvjema krivuljama (krivulja 1—2 i krivulja 1—2' na sl. 26) s različitim eksponentom n , vidi se da je površina ispod krivulje 1—2, koja odgovara manjoj vrijednosti eksponenta n , manja od površine 1—2'. To znači da je uz manji politropski eksponent potrebna manja energija za kompresiju, pa je s obzirom na potrebnu energiju za kompresiju poželjno da vrijednost eksponenta n bude što bliže jedinici. To se postiže dobrim hlađenjem cilindra. Za vrijeme ekspanzije 1—3 (sl. 26) krivulja promjene stanja s manjom vrijednošću eksponenta n nalazi se iznad krivulje s većom vrijednošću toga eksponenta. Zbog toga se uz manju vrijednost eksponenta $n < x$ dobiva više mehaničke energije, pa bi i s obzirom na prilike tijekom ekspanzije bilo povoljno da eksponent n ima vrijednost što bližu jedinici. To bi se postiglo dovođenjem topline radnom mediju tijekom ekspanzije (npr. naknadnim izgaranjem goriva), ali se u praksi ne primjenjuje jer smanjuje iskoristivost. Kad se pri ekspanziji odvodi toplina iz plinova izgaranja na hladne stjenke cilindra, eksponent n bit će veći od eksponenta x koji odgovara izentropskoj promjeni stanja.

Kad se određuje termička korisnost, računa se s izentropskom kompresijom i ekspanzijom. Zapravo obje promjene stanja zbi-

vaju se po politropama. Za kompresiju vrijednost n politrope iznosi $1,30 \dots 1,39$, a za ekspanziju $1,27 \dots 1,32$.

Raspolaže li se dobro snimljenim krivuljama kompresije i ekspanzije indikatorskog dijagrama, može se vrijednost eksponenta n odrediti iz relacije

$$p_1 V_1^n = p_2 V_2^n, \quad (85)$$

iz koje se logaritmiranjem dobije

$$n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg V_2 - \lg V_1}. \quad (86)$$

Indicirana snaga i indicirana korisnost. Prema izrazu (83b) indicirana snaga iznosi

$$P_i = P_t \eta_s. \quad (87)$$

Ako se uvrsti za P_t vrijednosti izraza (30), dobije se općeniti izraz za indiciranu snagu

$$P_i = Q_1 \eta_i \eta_s = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30} \eta_i \left(\frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1} \rho_s \right) i \eta_i \eta_s. \quad (88)$$

Za Dieselov motor umjesto izraza u zagradi dolazi $\left(\frac{H_d}{\lambda Z_0} \rho_z \right)$. Umnožak

$$\eta_i \eta_s = \eta_i \quad (89)$$

zove se *indicirana korisnost*.

Indicirana snaga P_i odredi se planimetrijom površine stvarnog indikatorskog dijagrama. Danas se indikatorski dijagram brzokretnih motora može snimati elektroničkim uređajem. Sporohodni motori mogu se indicirati i mehanički pokretanim indikatorima, koji su u doba starnih parnih strojeva bili jedini način za određivanje snage P_i . Ako se znađe dovedena toplina Q_1 , može se, prema izrazu (88), jednostavno odrediti indicirana korisnost

$$\eta_i = \frac{P_i}{Q_1}. \quad (90)$$

Efektivna snaga i efektivna korisnost. Dio indicirane snage P_i troši se na svlađavanje trenja u motoru (stap, odnosno klip, cilindar, ležaji) i za pogon pomoćnih uređaja (ventili, pumpe za gorivo, itd.). Ako se označi ta snaga gubitaka sa P_g , raspoloživa *efektivna snaga* na prirubnici motora iznosi

$$P_e = P_i - P_g. \quad (91)$$

To je snaga radi koje je motor građen. Efektivnu snagu određuje proizvođač motora mjerjenjem na kočnicu, npr. Pronyjevom kočnicom ili iz nje izведенim hidrodinamičkim kočnicama, ili električnim kočnicama.

Omjer efektivne i indicirane snage pokazuje koliko se energije u motoru potrošilo na mehaničke gubitke, pa se naziva *mehaničkim stupnjem korisnosti*

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_g}{P_i}. \quad (92)$$

Odatle slijedi da je $P_e = P_i \eta_m$, pa kad se uvrsti vrijednost P_i iz (90), dobije se

$$P_e = Q_1 \eta_i \eta_s \eta_m$$

Umnožak tih triju korisnosti zove se *efektivna korisnost*

$$\eta_e = \eta_i \eta_s \eta_m = \eta_i \eta_{ms}. \quad (93)$$

odnosno

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_1}. \quad (94)$$

Snaga P_e izmjeri se na kočnici, a dovedena toplina Q_1 odredi se vaganjem mase m u određenom vremenu utrošenog goriva poznate ogrjevne moći H_d u MJ/kg. Ako se za 1 kWh mehaničke energije utroši m kg goriva, efektivna korisnost je

$$\eta_e = \frac{3,6}{m H_d}. \quad (95)$$

Od svih spomenutih korisnosti, η_0 , η_s , η_t , η_{m0} efektivna korisnost η_e određuje se najtočnije. Efektivna korisnost Ottovih motora iznosi $\eta_{eO} = 0,22 \dots 0,30$, a Dieselovih motora $\eta_{eD} = 0,32 \dots 0,45$. Iskoristivost je goriva u Dieselovu motoru 1,4 do 1,7 puta veća nego u Ottovu motoru.

Pomoću izraza (30a) i (30b) za teorijske snage P_t i izraza (88) za indiciranu snagu može se pisati da je efektivna snaga Ottova motora

$$P_{eO} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30} \eta_v \left(\frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1} \rho_s \right) i \eta_{eO}, \quad (96)$$

a Dieselova motora

$$P_{eD} = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot \frac{sn}{30} \eta_v \left(\frac{H_d}{\lambda Z_0} \rho_z \right) i \eta_{eD}. \quad (97)$$

Srednji efektivni tlak p_e za obje vrste motora dan je izrazima (32a) i (32b). Danas se grade samo Dieselovi motori koji rade prema suvremenom Dieselovu procesu (sl. 16), jer osnovni Dieselov proces (sl. 15) ima nižu efektivnu korisnost, a teže ga je i ostvariti.

Snaga po jedinici volumena cilindra. Ako se izraz za snagu (30) podijeli stupnjim volumenom cilindra $V_s = (d^2 \pi/4)s$, i uz to uzme u obzir izraz (32) za srednji efektivni tlak p_e , dobije se specifična snaga po jedinici volumena cilindra

$$P_s = \frac{i}{30} p_e n. \quad (98)$$

Faktor taktnosti i određen je konstrukcijom motora, pa je specifična snaga P_s ovisna samo o srednjem efektivnom tlaku p_e i brzini vrtnje motora.

Srednji efektivni tlak ovisi o više faktora, izraz (32). Najvažniji su pretičak zraka λ i način rada motora, tj. Ottov ili Dieselov princip, jer o tome ovisi efektivni stupanj korisnosti η_e . U Ottovu je motoru $\lambda \approx 1$, a u Dieselovu motoru $\lambda \approx 2$. Budući da je ogrjevna moć H_d tekućih goriva za oba motora približno jednak, slijedi da je p_e Ottova motora viši nego Dieselova motora, iako je η_e Dieselova motora viši. To je zato što viši η_e Dieselova motora ipak ne može pokriti smanjenje p_e zbog velikog λ u Dieselovu motoru. Za specifičnu snagu P_s mjerodavna je najveća snaga motora, pa je za izraz (98) mjerodavan najveći p_e . Za Ottove je četverotaktni motore p_e do 0,9 MPa, a za isto takve Dieselove motore do 0,6 MPa. Ottovi motori, dakle, imaju do 50% veći p_e nego Dieselovi motori, ali to vrijedi samo za motore s usisavanjem gorive smjese ili zraka

kada su gustoće ρ_s i ρ_z međusobno gotovo jednake ili su jednake gustoći ρ_0 okolišnog zraka. Kad se u Dieselovu motoru zrak u cilindru nabije, kao što se to danas čini za sve višecilindarske Dieselove motore snage veće od 200 kW, može se efektivni tlak u Dieselovu motoru povisiti do 2,3 MPa.

Drugi faktor u izrazu (98) za specifičnu snagu jest brzina vrtnje n koja ovisi o načinu stvaranja gorive smjese. U Ottovu se motoru goriva smjesa stvara tijekom stapača usisavanja i stapača kompresije, tj. tijekom jednog okretaja koljenastog vratila, a u Dieselovu motoru se ona stvara samo tijekom približno jedne dvanaestine okretaja. Zato Ottovi motori mogu imati mnogo veće brzine vrtnje nego Dieselovi motori, pa se grade s brzinom vrtnje $n = 4000 \dots 6000 \text{ min}^{-1}$, a Dieselovi motori sa $n = 1500 \dots 4000 \text{ min}^{-1}$.

Zbog veće brzine vrtnje Ottov motor može imati za jednaku snagu manji volumen cilindra nego Dieselov motor. Veća specifična snaga Ottova motora i niži najveći tlakovi nego u Dieselovu motoru omogućuju manju težinu Ottova motora. Zato se Ottovi motori nazivaju i lakin motorima.

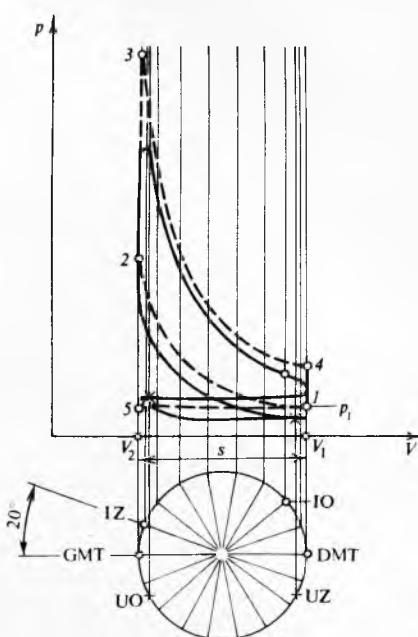
Iz tablice 2, gdje su navedene specifične snage motora s unutrašnjim izgaranjem, vidi se da su specifične snage Ottovih motora 3...10 puta veće nego Dieselovih motora.

Tablica 2
SPECIFIČNA SNAGA MOTORA PO JEDINICI VOLUMENA CILINDRA

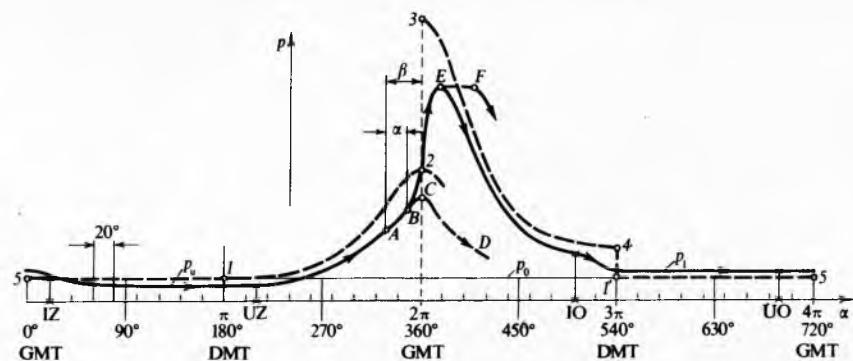
Vrsta motora	Specifična snaga kW/dm ³
Sporokretni dvotaktni nabijani Dieselov motor, $n = 120 \text{ min}^{-1}$	2,4...3,0
Srednjokretni četverotaktni nabijani Dieselov motor, $n = 500 \text{ min}^{-1}$	5...10
Brzokretni četverotaktni nabijani Dieselov motor, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	15...25
Brzokretni četverotaktni Dieselov motor, $n = 2500 \text{ min}^{-1}$	12...19
Četverotaktni nabijani Dieselov motor za osobno vozilo, $n = 4000 \text{ min}^{-1}$	20...28
Četverotaktni Ottov motor za osobno vozilo	30...48
Četverotaktni nabijani Ottov motor za osobno vozilo	50...70

Razvijeni indikatorski dijagram. Na teorijskom indikatorskom dijagramu (sl. 14, 15 i 16) nisu dovoljno izrazito prikazane promjene stanja u okolišu gornje i donje mrtve točke. Budući da su pri razmatranju izgaranja te promjene vrlo važne, crta se dijagram na osnovi razvijenog kruga koljenastog vratila, pa se zove *razvijeni indikatorski dijagram*. Na apsisi razvijenog indikatorskog dijagrama umjesto stapača nanose se kutovi položaja koljena tako da se položaj koljena koji odgovara gornjoj mrtvoj točki (GMT) označi sa 0° ili 360° , a položaj koji odgovara donjoj mrtvoj točki (DMT) sa 180° ili višekratnikom od 180° .

Na sl. 27 prikazan je crtkanim krivuljama teorijski dijagram Ottova motora prema sl. 14. Iz tega se dijagrama dobije razvijeni indikatorski dijagram (sl. 28) tako da se s vertikala povučenih od točaka na krugu koljena (donji krug na sl. 27), razmještenih npr. na $0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ \dots 360^\circ$ koljena, prenesu



Sl. 27. Teorijski i stvarni indikatorski dijagram Ottova motora



Sl. 28. Razvijeni indikatorski dijagram

odsječci od apscise V do krivulje dijagrama na pripadne vertikale na razvijenom krugu apscice (sl. 28) od 0° i svakih 20° pa do 720° . (Razdioba od 0° do 720° odgovara dvama okretajima koljenastog vratila, što znači da se sl. 27 i 28 odnose na četverotaktni motor.) Na crtkanim krivuljama indikatorskog (sl. 27) i razvijenog dijagrama (sl. 28) nalaze se karakteristične točke Ottova procesa sa sl. 14. Zbog nesavršenosti stvarnog dijagrama prema teorijskom na sl. 27 i 28 punim su krivuljama crtani stvarni indikatorski dijagrami.

Na razvijenom dijagramu stvarnog procesa u Ottovu motoru stupaj usisavanja proteže se od 0° do 180° . Tijekom toga stupa tlak je u cilindru (p_u) niži od okolišnog tlaka (p_0). Stupaj kompresije obuhvaća područje od $180^\circ \dots 360^\circ$, a kompresija započinje u točki UZ kad se zatvori usisni ventil. Ona bi trajala sve do točke C u gornjoj mrtvoj točki (360°) kad ne bi nešto prije, u točki A, preskočila električna iskra na svjećici kojom se upali gorivo u cilindru. Kad se ne bi upalilo gorivo, smjesa bi goriva i zraka eksplandirala po krivulji C—D, koja je zrcalna slika krivulje kompresije. Zbog paljenja smjese širi se plamen u njoj, ali se porast tlaka ne zapaža prije točke B. Vrijeme t koje

odgovara kutu α između točaka A i B, a iznosi $\frac{\alpha}{60n}$ s, naziva se se

zakašnjnjem paljenju. Zatim tlak naglo raste prema krivulji između točaka B i E s brzinom od $0,2 \dots 0,4 \text{ MPa}$ za svaki stupanj zakreta koljena. Točka E nalazi se iza gornje mrtve točke, a u njoj se postiže najviši tlak i najviša temperatura procesa. Za dobar rad motora važno je da iskra preskoči u trenutku kad se koljeno nalazi za kut β pred gornjom mrvom točkom i da maksimalni tlak bude dostignut kad je koljeno za $10^\circ \dots 20^\circ$ iza gornje mrtve točke. Kad bi se, naime, najveći tlak pojavio prije nego što je stupanj stigao u gornju mrvu točku, bilo bi zakočeno gibanje stapa, pa bi se smanjila snaga motora, a u nepovoljnim prilikama bio bi onemogućen rad motora. Nakon što je postignut maksimalni tlak počinje ekspanzija radnog medija. Stupaj ekspanzije obuhvaća područje od $360^\circ \dots 540^\circ$, ali prije nego što je stupanj došao u donju mrvu točku otvara se ispušni ventil (točka IO). Tada počinje ispuš radnog medija, koji se nastavlja i u stupaju ispuhu ($540^\circ \dots 720^\circ$) kad se plinovi istiskuju gibanjem stapa. Nakon istiskivanja plinova izgaranja do točke IZ (ispuh zatvara) cilindar je ponovno spremam za novo punjenje jer se u točki UO usisni ventil već otvorio.

Proces u Dieselovu motoru u okolišu gornje mrtve točke prikazan je također u razvijenom indikatorskom dijagramu (sl. 28); razlika je u najvišim tlakovima koji su viši od onih u Ottovu motoru. Nakon što se zatvori usisni ventil (UZ) počinje kompresija zraka usisanog u cilindar. Kad je koljeno u položaju koji odgovara približno točki A i koji za kut β prethodi gornjoj mrtvoj točki, uštrca se gorivo u cilindar. Ono se, međutim, neće odmah upaliti jer je potrebno neko vrijeme da se najprije uštrcane gorivo rasprši u kapljice, ispari i upali. Zbog toga tek u položaju koji odgovara otprilike točki B počinje tlak naglo rasti, da bi u položaju koji odgovara točki E bio postignut maksimalni tlak. Od B do E dovodi se toplina Q'_1 . Nakon što se dostigne maksimalni tlak, izgaranje se nastavlja dovodom drugog dijela topline Q''_1 uz konstantan tlak do položaja koji odgovara točki F. Nakon te točke počinje ekspanzija.

Treba istaknuti da se razvijeni indikatorski dijagram ne može upotrijebiti za određivanje snage motora planimetrimanjem

površina, jer apscise nisu putovi stapa, odnosno klipa, već stupnjevi kruga koljena.

Dijagram tangencijalnih sile. Sili plinova na stup, odnosno klip, $F_p = \frac{d^2 \pi}{4} p_i$, treba pribrojiti i silu F_m akceleracije masa

linearno pokretanih dijelova. Izrazom (9) određena je veličina sile masa kad bi se stup harmonijski gibao. Zbog duljine ojnice l i polumjera koljena r , kojima je stup priključen na koljeno vratila, gibanje stapa nije harmonijsko. Uz osnovni izraz (9) pojavljuju se još viši harmonijski članovi koji se čas pribrajaju, čas odbijaju od osnovnog člana. Uzme li se samo prvi od tih članova, a ostali zanemare, izraz za силу akceleracije linearne pokretanih masa m glasi

$$F_m = mr\omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{r}{l} \cos 2\alpha \right), \quad (99)$$

gdje je ω kutna brzina prema izrazu (7), a α kut što ga zatvara položaj koljena s horizontalom kroz gornju i donju mrvu točku (sl. 4).

Dijagram na sl. 29 ima na ordinati silu F , a na apscisi zakretni kut α koljena, kao što je to u razvijenom indikatorskom dijagramu. Tok krivulje sile plinova F_p jednak je toku krivulje tlaka p u stvarnom indikatorskom dijagramu (sl. 28), dok se tok dijagrama sila masa F_m određuje izrazom (99). Obje krivulje vrijede za četverotaktni Ottov motor. Iz sl. 29 vidi se da su sile masa F_m u području gornje mrtve točke protivne silama tlaka plinova F_p (krivulja F_m je ispod osi apscise), a u području oko donje mrtve točke da su obje sile F_p i F_m istog smjera (iznad osi apscise). Zbroj tih dviju sila daje silu F koja djeluje na stupaju (sl. 4). Zbog takva toka sila F_p i F_m njihov zbroj u okolišu gornje mrtve točke niži je od sile F_p plinova. Budući da je kutna brzina $\omega = n/30$ ovisna o brzini vrtnje n , a u izrazu (99) dolazi na kvadrat, znači da se smanjenjem brzine vrtnje na polovicu sila F_m smanji na četvrtinu.

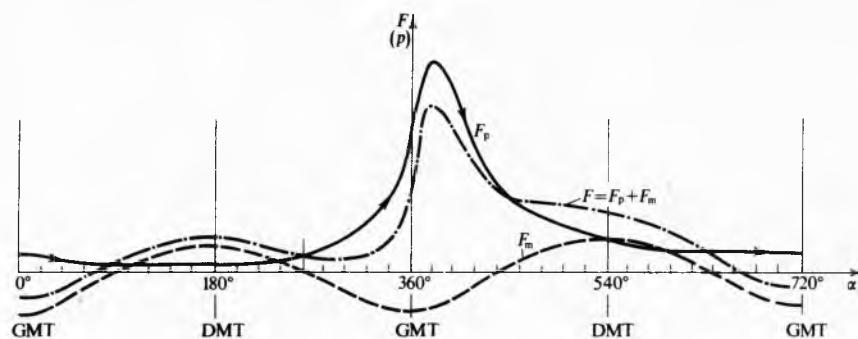
Sila F rastavi se u križnoj glavi (sl. 4), odnosno u zglobovima ojnice u klipu (sl. 5), na vertikalnu silu F_v i u silu F_o u ojnicama. Sila F_o razlaže se u koljenu koljenastog vratila u radialnu komponentu R i tangencijalnu komponentu T . Radialna komponenta R nailazi na reakciju u ležajima, a tangencijalna komponenta T pri svakom okretaju obavlja rad

$$W = 2r\pi T. \quad (100)$$

Sila F_p mijenja se zbog promjene indiciranog tlaka p_i , a sila F_m zbog gibanja stapa. Komponente F_v i F_o sile F mijenjaju se zbog promjene kuta β , a komponente T i R još i zbog promjene kuta α (sl. 5).

Za dvotaktni motor ucrteane su na sl. 30 tangencijalne sile T_p i T_m koje se dobiju razlaganjem sila F_p i F_m na koljenu (sl. 4), a njihov zbroj daje rezultirajuću tangencijalnu silu T . Za tangencijalne sile je karakteristično da su u gornjoj i donjoj mrtvoj točki jednake nuli. Zbrajanjem negativnih i pozitivnih dijelova T_p i T_m može rezultirajuća tangencijalna sila biti jednak nuli i u drugim točkama.

Promjenljiva tangencijalna sila može se zamijeniti zamišljenom srednjom tangencijalnom silom T_s koja siječe krivulju T tako da je zbroj ploha iznad T_s (na sl. 30 isprugane) jednak zbroju ploha ispod T_s . Snaga jednog cilindra može se izraziti

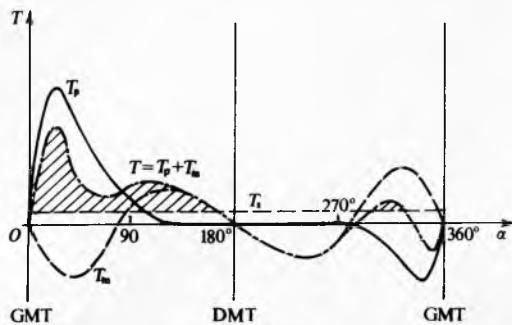


Sl. 29. Sile u mehanizmu motora s unutrašnjim izgaranjem

umnoškom momenta srednje tangencijalne sile T_s i kutne brzine ω

$$P = T_s \frac{2r\pi}{60} n = T_s r \omega = M \omega. \quad (101)$$

Taj izraz vrijedi za jednoradni dvotaktni motor.



Sl. 30. Dijagram tangencijalnih sila u dvotaktnom motoru

Da bi se dobila što jednoličnija sila na koljeno koljenastog vratila, a time i jednoličniji zakretni moment, grade se više-cilindarski motori koji imaju međusobno zakrenuta koljena, pa se sile jednakne intenzivnosti ne pojavljuju u istom trenutku. Što motor ima više cilindara s jednolično raspoređenim koljenima, djelovanje na koljenastom vratilu tangencijalnih sila bit će to jednoličnije. Preostale nejednakosti tangencijalnih sila izjednačuju se pomoću zamašnjaka.

Izmjena radnog medija

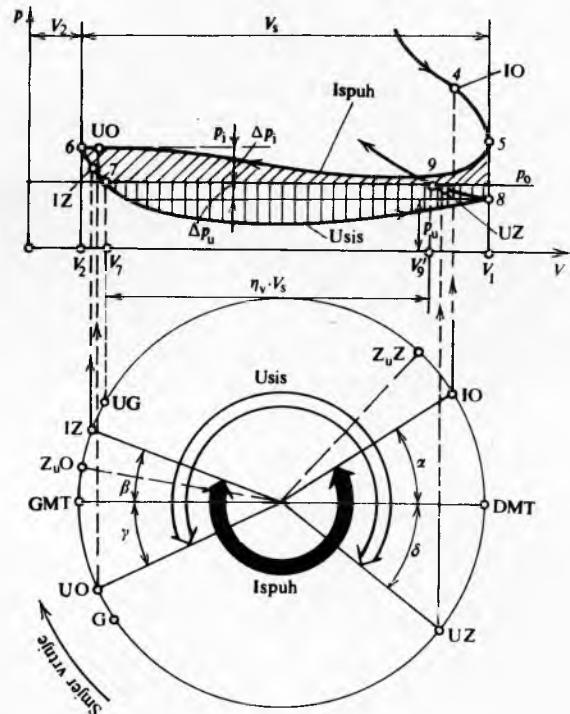
U četverotaktnim motorima plinovi istječu iz cilindra najprije zbog pretlaka koji vlada u cilindru u trenutku otvaranja ispušnog ventila, a zatim ih u taktu ispuha stap, odnosno klip istiskuje iz cilindra. U taktu usisavanja stap, odnosno klip usisava radni medij. U ta dva takta cilindar motora radi kao zračna pumpa.

U dvotaktnom motoru plinovi istječu u prvom trenutku također zbog pretlaka u cilindru, a zatim ih istiskuje struja zraka koju dobavlja zračna pumpa smještena izvan cilindra motora; veći dio tog zraka ostaje u cilindru kao radni medij za sljedeći proces.

Četverotaktni motori. Radi izmjene radnog medija svaki cilindar ima u poklopcu ispušni i usisni ventil. Bregovi na razvodnoj osovini upravljaju radom tih ventila. Trenuci otvaranja i zatvaranja tih ventila vide se iz razvodnog dijagrama (sl. 31). U točki IO otvara se ispušni ventil. Ta se točka nalazi za kut α ispred donje mrtve točke kojoj odgovara točka 4 kraja ekspanzije u teorijskim dijigramima (sl. 14 i 16). U točki IO tlak je veći od okolišnog tlaka p_0 , te plinovi iz cilindra vrlo brzo istječu. Taj dio ispuha na luku kuta α zove se *predispuh*. Ispušni ventil ostaje otvoren kroz cijeli stupaj ispuha, od donje do gornje mrtve točke, i zatvara se u točki IZ koja je za kut β iza gornje mrtve točke. Usisni ventil otvara se u točki UO koja je za kut γ ispred gornje mrtve točke i ostaje otvoren na cijelom luku stapa u usisavanja, a zatvara se u točki UZ koja je za kut δ iza donje mrtve točke. Tada u cilindru počinje kompresija.

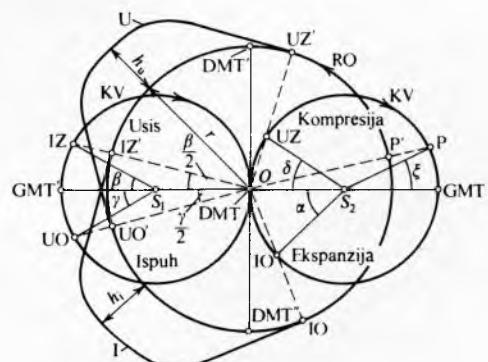
Položaj bregova na razvodnoj osovini određuje se *dvostrukim razvodnim dijogramom* (sl. 32). U tom je dijagramu za svaki od dva okretaja jednog radnog procesa četverotaktnog motora nacrtan po jedan krug. Krugovi se dodiruju u točki O koja predstavlja za oba kruga donju mrtvu točku, dok gornja mrtva točka leži na suprotnoj vanjskoj strani svakog kruga. Kut α na sl. 32 spada u dio ekspanzije, pa se crta na donjem dijelu desne kružnice ispred donje mrtve točke. U točki IO otvara se ispušni, traje 180° od donje do gornje mrtve točke, a zatvara se za kut β iza gornje mrtve točke u točki IZ. U točki UO otvara se usisni ventil za kut γ prije gornje mrtve točke, ostaje otvoren 180° i zatvara se u točki UZ za kut δ iza donje mrtve točke. Ako se krug RO nacrti sa središtem u O , pa kada se na njega projiciraju iz središta O točke IO, IZ, UO i UZ,

dobiju se točke IO', IZ', UO' i UZ' koje daju početke i svršetke bregova za otvaranje ispušnog ventila I i usisnog ventila U. Na sl. 32 visine h_i i h_u tih bregova označuju podizaj jednog i drugog ventila. Strelice na malim krugovima pokazuju da se na njima tok otvaranja i zatvaranja ventila odvija u smjeru rotacije kazaljke na satu. Na krugu RO smjer rotacije je obrnut; najprije se mora otvoriti ispušni ventil I da se cilindar isprazni, a zatim se otvara usisni ventil da uđe svježi radni medij. Krug RO naziva se *krugom razvodne osovine*. Da bi se radni proces u cilindru četverotaktnog motora obavio u dva okretaja, razvodna osovina treba da se okreće samo jedanput. Iz toga slijedi da je brzina vrtnje razvodne osovine jednaka polovici brzine vrtnje koljenastog vratila. Isto su tako svi kutovi α , β itd., preneseni s kruga vratila na krug RO, za polovicu manji.



Sl. 31. Dijagram ispuha i usisavanja četverotaktnog motora

U razvodne se dijagrame može ucrtati i točka G (sl. 32), odnosno P i P' (sl. 32), u kojima se počne uštrecavati gorivo u Dieselsov motor ili inicirati paljenje u Ottovu motoru. Na sl. 32 naznačeno je da se to zbiva za kut ξ prije gornje mrtve točke.

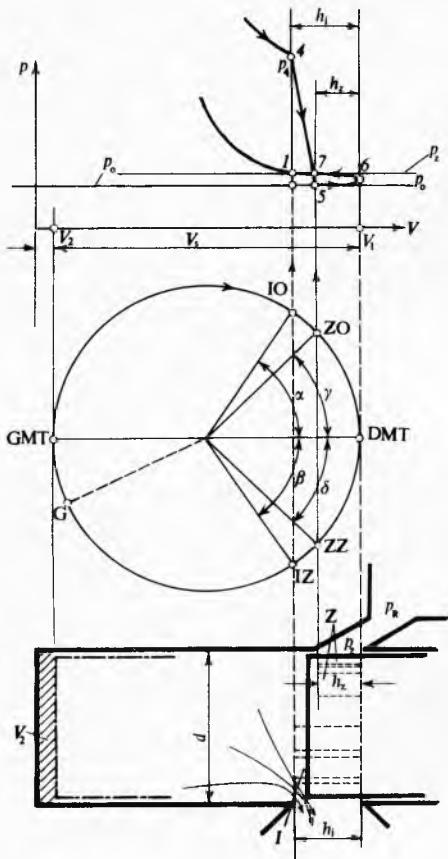


Sl. 32. Dvostruki razvodni dijagram s bregovima za usisni i ispušni ventil četverotaktnog motora

Iz sl. 31 i 32 vidi se da su u blizini gornje mrtve točke ispušni i usisni ventil, za vrijeme koje odgovara kutovima $\beta + \gamma$, istodobno otvoreni, što se naziva *prekrivanjem ventila*.

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Dvotaktni motori. Otvori za izmjenu radnog medija u cilindru dvotaktnih motora raspoređeni su po opsegu kruga na donjem dijelu cilindra (sl. 33). Njih otvara i zatvara stap, odnosno klip, te nema ventila ni razvodne osovine s bregovima za upravljanje ventilima. To pojednostavnjuje i pojednostavljuje gradnju dvotaktnih motora, što je povoljno za Ottove motore malih snaga, npr. za motocikle. Takva izmjena radnog medija pogodna je i za motore velikih snaga po cilindru, te se kao dvotaktni grade i sporokretni Dieselovi motori za pogon brodova.



Sl. 33. Izmjena radnog medija u dvotaktnom motoru s poprečnim ispiranjem

Na sl. 33 prikazani su za dvotaktni Dieselov motor: p, V -dijagram kraja ekspanzije, razvodni dijagram, i shematski presek kroz cilindar. Otvori I za ispuh imaju visinu h_1 , a otvori Z za zrak visinu h_2 . Kad stap kretanjem prema donjoj mrtvoj točki otkrije otvore I, plinovi u cilindru imaju u točki 4 tlak p_4 koji je mnogo viši od tlaka okoliša p_0 , pa plinovi naglo istječu (u početku nadzvučnom brzinom). Kad u cilindru tlak padne ispod tlaka p_z u otvoru Z za zrak, stap može početi otkrivati i otvore Z (točka 5 u p, V -dijagramu, točka ZO u razvodnom dijagramu). Da ne bi zrak kratkim putem prešao u ispušne otvore I, oblikom kanala ispred otvora Z usmjerava se struja zraka koso prema gore, tj. prema dnu cilindra. Daljim kretanjem stapa prema donjoj mrtvoj točki otvaraju se sve više otvori I i Z, pa plinovi izgaranja istječu van, a zrak sve više prodire u cilindar potiskujući ispred sebe zaostale plinove. Pri tom i dio zraka istječe iz cilindra. Taj se zrak zove *zrakom za ispiranje*, jer mu je i zadatak da ispere cilindar od plinova. Pri ispiranju izide $1/4 \dots 1/3$ u cilindar uvedenog volumena zraka. Kad stap u donjoj mrtvoj točki potpuno otvori I i Z, prevlada dotok svježeg zraka te je u točki 6 tlak $p_z > p_0$. Kretanjem stapa od donje prema gornjoj mrtvoj točki počnu se pritvarati otvori I i Z. Kad stap prijeđe put h_2 , zatvori otvor ZZ za zrak (točka 7 u p, V -dijagramu). Nakon toga otvoreni su još malo otvori I, te nešto zraka i dalje istjeće sve dok stap potpuno ne prekrije i otvor IZ (točka 1 u p, V -dijagramu). Tad je cilindar napunjen zrakom tlaka p_z i od tog trena u cilindru počinje kompresija.

Budući da se plinovi izgaranja istiskuju zrakom, dolazi do djelomičnog miješanja zraka i plinova te atmosfera zraka zatvorenog u cilindru dvotaktnog motora nije tako čista kao u četverotaktnom motoru gdje plinove istiskuje stap.

U Ottovu se motoru, umjesto zraka, cilindar ispunjava gorivom smjesom. Prilikom ispiranja cilindra izgubi se kroz otvore ispuhu I i nešto te gorive smjese, što predstavlja gubitak energije goriva.

Na razvodnom dijagramu dvotaktnog motora (sl. 33) ispuh se otvara u točki IO za kut α prije donje mrtve točke, a zatvara u točki IZ za kut β iza donje mrtve točke. Zrak se otvara u točki ZO za kut γ prije donje mrtve točke, a zatvara u točki ZZ za kut δ iza donje mrtve točke. Nakon što se zatvori zrak ZZ, istjecanje zraka iz cilindra može se sprječiti ako je $\beta < \delta$, što se postiže primjenom ispušnog ventila umjesto otvora I za zrak, ili drugim dodatnim uređajima. Iako u principu dvotaktni motori nemaju ventile, postoje izvedbe dvotaktnih motora s ispušnim ventilima u motora s uzdužnim ispiranjem.

Kompresija počinje u točki I koja je udaljena od donje mrtve točke za visinu h_1 ispušnog otvora. Prema tome je od stajnjog volumena V_s oduzet volumen $\frac{d^2 \pi}{4} h_1$ (sl. 33). Kompresijski omjer ε jednak je omjeru volumena na početku i na kraju kompresije

$$\varepsilon = \frac{V_2 + \left(V_s - \frac{d^2 \pi}{4} h_1 \right)}{V_2} \quad (102)$$

Ako se uzme da je $h_1 = \sigma_i s$, a jer je $V_s = \frac{d^2 \pi}{4} s$, dobije se

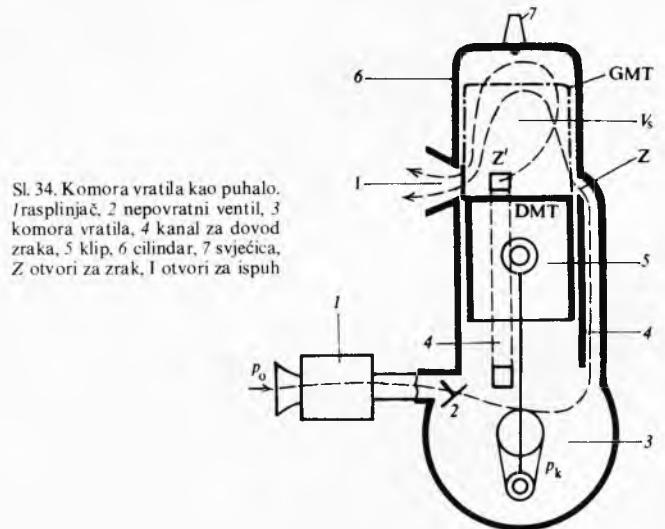
$$\varepsilon = 1 + \frac{V_s}{V_2} (1 - \sigma_i). \quad (102a)$$

Za jednakim V_s i V_2 kompresijski omjer dvotaktnog motora manji je nego četverotaktnoga.

Veličina σ_i iznosi $0,15 \dots 0,2$; veće vrijednosti odgovaraju većim brzinama vrtnje motora. Visina otvora za zrak jednaka je $h_2 = \sigma_z s$, gdje je vrijednost σ_z za $0,03 \dots 0,05$ manja od σ_i .

Puhala zraka za dvotaktnе motore. U prvim su dvotaktnim motorima zračne pumpe koje daju tlak za ispiranje i punjenje cilindra zrakom radile s niskim tlakom $p_z \approx 0,12 \text{ MPa}$, koji je bio samo za $\sim 0,02 \text{ MPa}$ veći od okolišnog tlaka, te su nazvane *puhalima*. Taj naziv je zadržan kad se kasnije tlak zračnih pumpi povećao na $p_z = 0,4 \text{ MPa}$, iako se radi o pretlakovima koji, prema definiciji, odgovaraju kompresorima. To je razlog da se katkada u literaturi Ottovi automobili i avionski motori opskrbljeni puhalima nazivaju *motorima s kompresorom*.

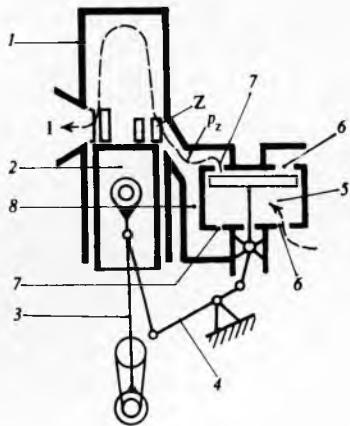
Puhala mogu biti *stapna, rotacijska i centrifugalna*. Stapna i rotacijska puhalna upotrebljavaju se za pretlak $p_z - p_0 = 0,02 \text{ MPa}$, a centrifugalna za veće pretlakove.



Komora vratila kao puhalo. U malim dvotaktnim motorima, npr. za pogon motocikla, komora koljenastog vratila s klipom motora služi kao puhalo (sl. 34), pa tada nešto gorive smjese izade iz cilindra, što povećava potrošak goriva takvih motora. Zbog toga se sve rjeđe upotrebljava dvotaktni način rada za Ottove motore s usisavanjem gorive smjese.

Stapno puhalo. Za dvotaktne Dieselove motore najviše se upotrebljavaju stapna puhalo. Radi većeg kapaciteta dobave zraka ta su puhalo dvoradna. Na sl. 35 prikazana je izvedba sa stapnim puhalom smještenim sa strane svakog cilindra.

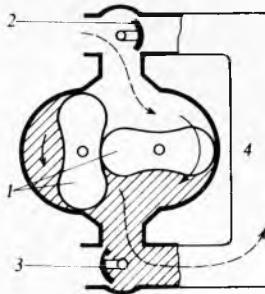
Puhala postavljena pored cilindra proširuju motor. Da bi se smanjila širina motora, postoje izvedbe sa stapnim puhalima smještenim na kraj linije motorskih cilindara, a pokreće ih stapni mehanizam priključen na produžetak koljenastog vratila.



Sl. 35. Pumpa za zrak smještena pored cilindra. 1 cilindar, 2 klip, 3 ognica, 4 dvokraka poluga, 5 pumpa za zrak, 6 usisni ventili, 7 tlačni ventili, 8 spremnik zraka, Z otvor za zrak, I otvor za ispuh

Stapna puhalo mogu dobavljati zrak i za prekretne Dieselove motore.

Rotacijska puhalo. Najčešće su Rootova tipa (sl. 36). Rootovo puhalo ima dva tijela (rotora) u obliku osmice, koja se u kućištu okreću suprotnim smjerovima rotacije. Zrak koji se nalazi između tijela 1 i kućišta rotacijom se prenese s ulazne strane na tlačnu stranu i otuda u cilindar. Crtkane krivulje predstavljaju tok zraka kroz puhalo. Rotirajuća tijela pokreće Gallov lanac sa zupčanikom smještenim na koljenastom vratilu.



Sl. 36. Rotacijsko puhalo. 1 rotor, 2 usisni zasun, 3 tlačni zasun, 4 spremnik zraka

Budući da je dobava Rootova puhalo to bolja što je veća brzina vrtnje, lančanim se prijenosom manja brzina vrtnje koljenastog vratila sporokretnih motora može povećati 3...5 puta.

Osim Rootova puhalo postoje i druge izvedbe rotacijskih puhalaca.

Snaga za pogon puhalo. Sva su puhalo priključena na koljenasto vratilo motora ili stapni mehanizam, pa troše dio indiciранe snage motora. To znači da se povećavaju gubici snage P_g , smanjuje mehanički stupanj korisnosti η_m , pa je i efektivna

snaga motora manja. Za male razlike tlakova $\Delta p = p_z - p_0$ može se potrebna snaga puhalo P_p izračunati prema izrazu za nestlačivi fluid

$$P_p = \frac{V \Delta p}{\eta_p}, \quad (103)$$

gdje je V volumen dobave zraka u m^3/s , a η_p stupanj korisnosti puhalo. Ta snaga iznosi $\sim 4\%$ snage motora kojemu se zrak dobavlja.

Potrošak zraka. Osim zraka volumena V_c koji je u cilindru potreban za sljedeće izgaranje, kroz cilindar mora proći zrak za ispiranje zaostalih ispušnih plinova koji s plinovima odlazi u okoliš kroz otvore za ispuh. Označi li se volumen ukupnog zraka što prođe kroz cilindar sa V_z , omjer

$$\frac{V_z}{V_c} = \lambda_{\text{isp}} \quad (104 \text{a})$$

zove se *pretičak zraka za ispiranje*.

Ukupni potrošak zraka tada iznosi

$$V_z = \lambda_{\text{isp}} \lambda Z_0 g_1 \frac{1}{\varrho_z}, \quad (104 \text{b})$$

a umnožak

$$\lambda_{\text{isp}} \lambda = \lambda_{\text{II}} \quad (104 \text{c})$$

zove se *ukupni pretičak zraka*. U izrazu (104b) je $g_1 = g P/(60 n)$, gdje je g specifični potrošak goriva, P snaga po cilindru, a n broj okretaja u minuti.

Potrošak zraka za 1 kW dobije se ako se izmjeri potrošak V_z' zraka što prođe na sat kroz cilindar i podijeli snagom P . Taj se potrošak analogno potrošku goriva zove *specifični potrošak zraka*

$$Z_s = V_z' \varrho_z = \lambda_{\text{isp}} \lambda Z_0 g. \quad (104 \text{d})$$

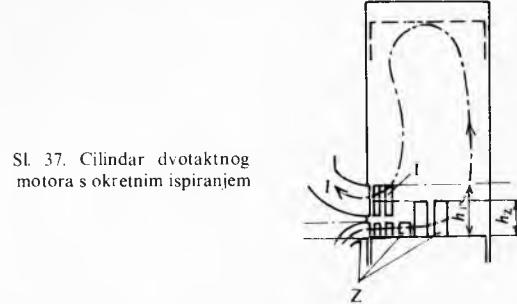
Za dvotaktne je motore specifični potrošak zraka $Z_{s2} = 8\dots11$ kg/kWh. Iz specifičnog potroška zraka Z_s i za poznate veličine Z_0 , g i λ može se iz izraza (104c) izračunati λ_{isp} . Za dobar način ispiranja dobiva se da je $\lambda_{\text{isp}} = 1,3\dots2$.

Primjenom turbopuhala za nabijanje i ispiranje četverotaktnih motorâ specifični je potrošak zraka manji, jer je $\lambda_{\text{isp}} \approx 1,1$, te je $Z_s = 5\dots7$ kg/kWh.

Načini ispiranja. Budući da je snaga za pogon puhalo razmjerna volumenu dobavljenog zraka i padu tlaka $\Delta p = p_z - p_0$, pokušalo se na različite načine poboljšati ispiranje Dieselovih motora.

Prvi je način ispiranja da su otvori za zrak Z nasuprot otvorima za ispuh I , pa zrak struji poprečno kroz cilindar (*poprečno ispiranje*, sl. 33).

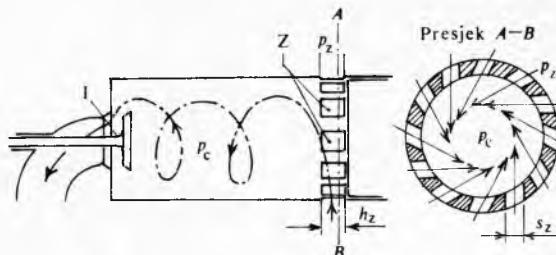
Takvo je ispiranje najlošije, a potrošak zraka najveći. Da bi se smanjio potrošak zraka, postavljeni su i bočni otvori Z' (sl. 34) za dovod zraka s usmjerenjem struje prema poklopцу cilindra. Radi daljeg poboljšanja ispiranja cilindra smješteni su otvori za zrak Z bočno i ispod otvora za ispuh I (sl. 37).



Sl. 37. Cilindar dvotaktnog motora s okretnim ispiranjem

Struja zraka za ispiranje upućuje se prema zidu cilindra nasuprot otvorima, zatim skreće prema gore, prođe ispod poklopca cilindra te se spusti do otvora I i izlazi u okoliš. Takav je način nazvan *okretnim ispiranjem*, jer u cilindru struja zraka načini okretnaj. Većina dvotaktnih Dieselovih motora za brodove ima okretno ispiranje.

Najbolje rješenje ispiranja jest konstrukcija s ispušnim ventilom I u poklopcu cilindra (sl. 38). Otvori za zrak smješteni su, kao i u svim drugim dvotaktnim motorima, na donjem kraju cilindra. Zrak ulazi u cilindar tangencijalno, pa strujeći spiralno uzduž cilindra dobro ispire zaostale ispušne plinove i najkraćim putem, bez promjene glavnog smjera skretanja, istječe kroz ispušni ventil I. Zbog uzdužnog strujanja zraka taj se način zove *uzdužno ispiranje*. Takvim ispiranjem postiže se najmanji gubitak zraka, najmanji λ_{isp}^* i najmanji pad tlaka Δp , pa je i manji potrošak snage za pogon puhalo. Iako je takav



Sl. 38. Cilindar dvotaktnog motora s uzdužnim ispiranjem

način ispiranja očito najbolji, ipak se manje dvotaktnih Dieselovih motori gradi s takvim ispiranjem, jer ispušni ventil i uređaji za upravljanje ventilom čine konstrukciju motora složenjom. Uzdužno ispiranje obično imaju sporohodni brodski Dieselovi motori s povećanom duljinom stapa (omjer $s/d \geq 2,5$) jer je tada duljina cilindra tolika da se okretnim ispiranjem ne mogu iz cilindra potpuno odstraniti plinovi izgaranja.

Otvaranje IO i zatvaranje IZ ispuha na dvotaktnom motoru s uzdužnim ispiranjem ne ovisi o gibanju stapa, nego o radu ispušnog ventila u poklopcu cilindra. Otvaranje i zatvaranje ispušnog ventila može se tako namjestiti da bude najpovoljnije za rad motora. Na primjer, može se točka IZ postaviti ispred točke ZZ, tj. da je kut $\beta < \delta$ (sl. 33), pa se time smanji istjecanje svježeg zraka iz cilindra, odnosno dovod zraka traje duže, te se u cilindar uvede više zraka za sljedeći proces.

Ako se kompresijski omjer ε dvotaktnog motora s uzdužnim ispiranjem određuje prema formuli (102a), treba umjesto $\sigma_i = h_z/s$ uvrstiti $\sigma_z = h_z/s$.

Turbopuhalo. Za pogon puhalo može se iskoristiti energija ispušnih plinova koji u trenutku otvaranja ispuha imaju visoki tlak i visoku temperaturu. Prema sl. 20 dalja je ekspanzija po izentropi od 4 do 5 u plinskoj turbinu koja pogoni centrifugalno puhalo (sl. 39). Taj se sklop zove *turbopuhalo*. Tlak zraka ovisi o obodnoj brzini rotora (do 400 m/s). Zato turbopuhala imaju velike brzine vrtanje: puhalo većeg promjera do 6000 min⁻¹, a malog promjera do 30000 min⁻¹.

Na sl. 39 prikazano je *turbopuhalo s aksijalnom plinskom turbinom* u kojoj plinovi struje u aksijalnom smjeru. Zbog privodnih lopatica i lopatica rotora turbine takva su puhalo skupa i upotrebljavaju se samo za motore snaga većih od 500 kW. Za motore manjih snaga, npr. za Ottove i Dieselove automobilske motore, upotrebljavaju se *turbopuhala s radijalnom plinskom turbinom* u koju plinovi ulaze u radijalnom smjeru na vanjskom obodu rotora, a iz rotora izlaze u njegovoj sredini. Strujanje u radijalnoj turbinu protivno je od strujanja u centrifugalnom puhalu. Takva turbopuhala rade s brzinom vrtanje do 120000 min⁻¹.

Snaga potrebna da se 1 kg zraka komprimira u sekundi od vanjskog tlaka p_0 na tlak p_z jednaka je

$$P_z = \frac{n}{n-1} R_z T_0 \left[\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (105 \text{a})$$

gdje je n eksponent politrope kompresije, R_z plinska konstanta zraka, a T_0 početna temperatura zraka.

Zbog gubitaka strujanja korisnost je puhalo $\eta_p < 1$, a da bi se dobila snaga P_z , puhalo treba predati snagu $P_p = P_z / \eta_p$. Plinska turbinu ima također gubitke, pa ako je stupanj koris-

nosti turbine η_T , mora se turbinu predati snaga

$$P_T = \frac{P_p}{\eta_T} = \frac{P_z}{\eta_T \eta_p} = \frac{1}{\eta_T \eta_p} \cdot \frac{n}{n-1} R_z T_0 \left[\left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (105 \text{b})$$

Ta se snaga dobiva od energije ispušnih plinova koja se inače gubi ispuhom u atmosferu.

Raspoloživa energija ispušnih plinova može se to više iskoristiti za kompresiju zraka što je umnožak $\eta_T \eta_p$ veći. Usavršavanjem plinske turbine i centrifugalnog puhalo postignuto je da taj umnožak iznosi $\eta_p \eta_T = 0,6 \dots 0,64$.

Omjer tlakova p_z/p_0 označuje se sa

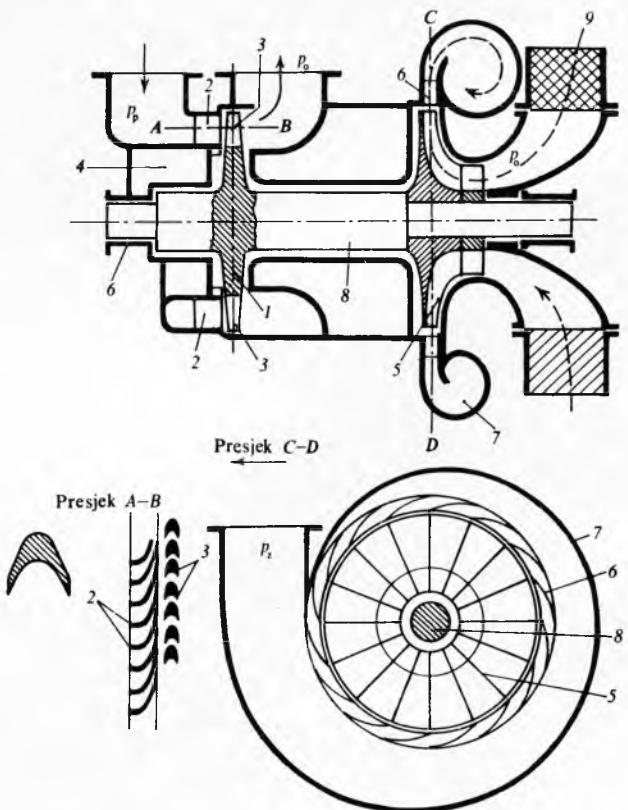
$$\pi = \frac{p_z}{p_0}. \quad (106)$$

Za $\pi = 3$, tj. za tlak podignut od $p_0 = 0,1 \text{ MPa}$ na $p_z = 0,3 \text{ MPa}$, u velikim Dieselovim motorima potrebna snaga plinske turbine turbopuhala iznosi $\sim 25\%$ snage motora.

Najprije su se turbopuhala počela upotrebljavati za nabijanje četverotaktnih Dieselovih motora (Büchi, 1925. god.), i u početku je bio $\pi = 1,5$. Mnogo kasnije, 1952. god., kad je usavršeno ispiranje dvotaktnih motora i smanjen dodatak zraka za ispiranje, tako da je porasla energija sadržana u ispušnim plinovima, počela su se primjenjivati turbopuhala i za dvotaktne motore.

Turbopuhalo je preskupo da bi se upotrijebilo samo za ispiranje, pa za dvotaktnе Dieselove motore služi da poveća omjer π . U početku su turbopuhala na dvotaktnim motorima radila uvrštena u seriju sa stavnim ili rotacijskim puhalima. Neki graditelji motora rade to i danas da postignu što viši p_z . Većina proizvođača dvotaktnih motora primjenjuje samo turbopuhala, jer to pojednostavnjuje konstrukciju motora.

Na Ottovim četverotaktnim motorima počela su se primjenjivati turbopuhala kad je, umjesto dovodenja gorive smješte iz rasplinjača, uvedeno uštrcavanje tekućeg goriva (benzina) ispred usisnog ventila cilindra. Uštrcavanje goriva počinje u točki UG



Sl. 39. Turbopuhalo, 1 rotor plinske turbine, 2 privodne lopdice, 3 rotorske lopdice, 4 prostor za cirkulaciju rashladne vode, 5 centrifugalno puhalo, 6 difuzor, 7 spiralni kanal, 8 vratiilo, 9 filter zraka

nakon što se zatvori ispušni ventil (točka IZ na sl. 31), tj. nakon što se završi prekrivanje, kad su istodobno otvoreni ispušni i usisni ventil. Za vrijeme prekrivanja iz cilindra izlazi i zrak koji iz tek otvorenog usisnog ventila (točka UO na sl. 31) strui kroz kompresijski prostor V_2 (luk $\beta + \gamma$ na sl. 31). To je ispiranje četverotaktnih motora, bilo Ottovih, bilo Dieselovih.

Volumetrijski stupanj punjenja

Zbog zaostalih ispušnih plinova u cilindar motora može se uvesti manji volumen radnog medija od stapačnjeg volumena V_s . Osim toga, za punjenje cilindra četverotaktog motora u cilindru mora biti podtlak da bi okolišni tlak p_0 mogao potisnuti zrak u cilindar. U cilindru dvotaktog motora ostane više ispušnih plinova nego u četverotaktnom, pa je zato volumetrijski stupanj η_v dvotaktnih motora manji nego četverotaktnih. Zbog toga je i srednji efektivni tlak p_e dvotaktnih motora 20...25% niži od efektivnog tlaka četverotaktnih motora. To vrijedi za motore s usisavanjem zraka i za motore s nabijanjem.

Četverotaktni motori. Na volumetrijski stupanj punjenja utječe, osim temperature i količine zaostalih plinova u cilindru, i otpor strujanja u usisnim i ispušnim kanalima.

Što je viša temperatura cilindra i dijelova pored kojih struji goriva smjesa, odnosno zrak, temperatura gorive smjesa, odnosno zraka u cilindru, bit će viša. Budući da se s povišenjem temperature smanjuje gustoća, u cilindar će se moći smjestiti manje gorive smjesa, odnosno zraka. Slično djeluju i zaostali plinovi izgaranja. Što ima više zaostalih plinova i što je njihova temperatura viša, usisana će se goriva smjesa, odnosno zrak, više ugrijati, pa će gustoća postati još manja. U četverotaktnom motoru plinovi izgaranja zaostaju samo u kompresijskom prostoru V_2 , pa je masa tih plinova

$$M_i = V_2 \varrho_i = V_2 \frac{p_i}{R T_i}, \quad 107$$

gdje je p_i tlak, a T_i temperatura zaostalih plinova izgaranja. Volumen kompresijskog prostora V_2 ovisi o kompresijskom omjeru ε , izraz (82), a tlak p_i o otporima strujanja u ispušnim kanalima.

Na sl. 31 prikazan je u indikatorskom dijagramu stvarni tok ispuha i usisavanja koji odgovaraju pravcima 1—5 i 5—1 na sl. 11a i 11d. Tlak u cilindru tijekom ispuha mijenja se prema krivulji 5—6 na sl. 31. Kad je klip u gornjoj mrtvoj točki, tlak u cilindru (stanje 6) iznosi p_i , pa je za Δp_i veći od vanjskog tlaka p_0 . Tijekom ispuha potreban je rad koji je proporcionalan površini između krivulje tlaka u cilindru i okolišnog tlaka (koso iscrtana površina). Da bi tlak u cilindru za vrijeme ispuha bio što manji, ispušni se ventil otvara nešto prije (točka IO), tj. prije nego što klip u taktu ekspanzije dođe do donje mrtve točke (stanje 4).

Pri punjenju cilindra tijekom stapačja usisavanja tlak u cilindru mijenja se prema krivulji 6—8 na sl. 31. Zbog otpora strujanja u dovodu (usisna cijev, usisni ventil, rasplinjač u Ottovu motoru), u cilindru mora biti podtlak ($-\Delta p_u$) u odnosu na vanjski tlak p_0 da bi se cilindar napunio gorivom smjesom, odnosno zrakom. Prije toga mora se tlak zaostalih plinova u kompresijskom prostoru ekspanzijom smanjiti od stanja 6 na 7 kad je u cilindru tlak jednak vanjskom tlaku. Daljom ekspanzijom tlak se još više smanjuje da bi se cilindar mogao puniti gorivom smjesom, odnosno zrakom. Da na kraju ispušnog stapačja (stanje 6) ne bi bio tlak previšok, jer se tada povećava trajanje ekspanzije (6—7), što nepovoljno djeluje na punjenje cilindra, ispušni se ventil ne zatvara u trenutku kad je klip u gornjoj mrtvoj točki, već za kut β kasnije (točka IZ). Tako plinovi potiskivani klipom struje kroz još malo otvoreni ispušni ventil, što ubrzava sniženje tlaka u cilindru. Usisni se ventil ne otvara kad je klip u gornjoj mrtvoj točki, nego za kut γ ranije (točka UO), pa je u početku usisnog stapačja već dovoljno otvoren da goriva smjesa, odnosno zrak, ulazi u cilindar čim u cilindru nastane podtlak.

Usisni se ventil ne zatvara nakon usisnog stapačja kad stigne u donju mrtvu točku, već za kut δ poslije, točka UZ

razvodnog dijagrama (sl. 31). To omogućuje da se nastavi strujanje zraka u cilindar i nakon promjene smjera gibanja klipa. Time se postiže povećanje tlaka na početku stapačja kompresije.

Nakon stapačja usisavanja u cilindru vlada vanjski tlak p_0 , točka 9. Budući da je toliki tlak na početku usisavanja postignut kad je klip bio u položaju koji odgovara točki 7, cilindar se punio svježim medijem samo na dijelu puta klipa koji odgovara razlici volumena $V_9 - V_7$ (sl. 31), pa je volumetrijski stupanj punjenja omjer te razlike volumna i volumena stapačja V_s

$$\eta_v = \frac{V_9 - V_7}{V_s} = \frac{V_9 - V_7}{V_1 - V_2}. \quad (108a)$$

Razlika volumena $V_7 - V_2$ bit će to veća što je veći kompresijski prostor V_2 i što je viši tlak p_i . Razlika volumena $V_1 - V_9$ bit će to veća što je tlak p_u manji, i zbog toga što se kasnije zatvara usisni ventil, odnosno što je kut δ veći. S povećanjem razlike tih volumena smanjuje se volumetrijski stupanj punjenja. S dovoljno velikim kutom δ može se postići da tlak p_u u točki 8 postane dosta visok, pa nekada i jednak tlaku p_0 .

Jedan od matematičkih izraza za volumetrijski stupanj punjenja četverotaktog motora glasi

$$\eta_{v4} = \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_s}{T_s} - \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{p_i}{T_i}, \quad (108b)$$

gdje su T_0 i p_0 okolišna temperatura i okolišni tlak, ε kompresijski omjer, T_s i p_s temperatura i tlak smjesa u cilindru, a T_i i p_i temperatura i tlak zaostalih plinova izgaranja.

U Ottovim se motorima ugrađuje u usisnu cijev zaklopka kojom se mijenja tlak p_s u cilindru. Kad je zaklopka potpuno otvorena, p_s je najveći, a kad je zatvorena, p_s je najmanji (npr. 20 kPa). Tako se smanjuje η_v , pa se prema izrazu (32a) smanjuje i srednji efektivni tlak p_e , a time i snaga.

Stupanj punjenja η_v ovisi o brzini vrtnje, a u Ottovim motorima i o položaju zaklopke. Najveći je η_v za Dieselove motore do 0,92, a za Ottove motore do 0,85.

Dvotaktni motori. Budući da volumetrijski stupanj punjenja η_v ovisi o količini zaostalih ispušnih plinova, on se može poboljšati boljim ispiranjem cilindra. Zbog toga je razvijeno više načina ispiranja dvotaktnih motora, od kojih su sada ostala samo dva: *okretno i uzdužno ispiranje*. Volumetrijski stupanj punjenja može se za svaki način ispiranja poboljšati povećanjem volumena, odnosno mase zraka za ispiranje, ali time se povećava snaga potrebna za dobavu tog zraka. Slično djeluje i povećanje tlaka $\Delta p = p_z - p_0$.

Za volumetrijski stupanj punjenja dvotaktnog motora može se upotrijebiti izraz

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_u}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \frac{1}{1 + i}, \quad (109)$$

gdje je ε kompresijski omjer, p_u tlak u cilindru (točka 1 na sl. 33), p_0 i T_0 tlak i temperatura okoliša, T_1 temperatura smjesa zraka i zaostalih plinova u točki 1, a i postotak zaostalih ispušnih plinova za dvotaktne motore; već prema načinu ispiranja i pretičku zraka ispiranja $i = 0,1 \dots 0,4$.

Izraz (109) može se upotrijebiti i za četverotaktne motore, ali je tada postotak zaostalih ispušnih plinova samo $i = 0,02 \dots 0,06$.

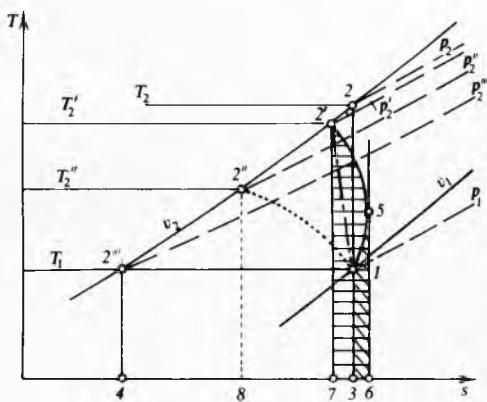
Kompresija radnog medija

Kompresija radnog medija počinje kad se zatvori usisni ventil, odnosno kad se prekriju otvori za ispuh. Teorijski je kompresija izentropska, kao na sl. 14 i 17. U T,s -dijagramu (sl. 40) povučena je takva izentropa od 1 do 2. U početku je radni medij hladniji od stijenke cilindra, pa od nje prima toplinu i zato se krivulja kompresije u T,s -dijagramu savija udesno (krivulja 1—5). Dovedena toplina razmjerna je koso ispruganoj plohi 1—5—6—3. U točki 5 radni medij i stijenke cilindra imaju jednaku temperaturu, pa u toj točki krivulja kompresije dodiruje izentropu. Nakon toga je temperatura radnog medija veća od temperature stijenke, pa toplina s medijima prelazi na stijenkiju,

a krivulja kompresije od točke 5 skreće uljevo do volumena kraja kompresije u točki 2'. Radnom mediju odvedena toplina razmjerna je vodoravno ispruganoj plohi 2'-5-6-7. Prosječni tok krivulje kompresije 1-2' povučen je crta-točkanom spojnicom. Toj spojnicici odgovara eksponent politrope kompresije n_k koji je manji od izentropu $\varkappa = 1,4$. Prema jednadžbi (39), zbog manjeg eksponenta politrope, konačni tlak p_2' mora biti manji od tlaka koji bi se postigao izentropskom kompresijom $p_2' = p_1 e^{n_k} < p_2 = p_1 \varkappa^{-1}$. Kao što je na kraju kompresije $p_2' < p_2$, tako je i temperatura na kraju kompresije, izraz (40), niža

$$T_2' = T_1 e^{n_k - 1} < T_2 = T_1 \varkappa^{-1}.$$

Takav tok procesa vrijedi za topao motor. Kad se motor uputi, cilindar je hladan i ne može zagrijavati radni medij. Komprimacijom se zagrijava radni medij te on predaje mnogo više topline hladnjim stijenkama cilindra nego kad je motor topao. Zbog toga se krivulja kompresije još više savije uljevo (crtkana krivulja 1-2''; odvedena toplina razmjerna je plohi 2''-1---3-8). Eksponent politrope n_k' kompresije još je manji $n_k' < n_k$, pa su konačni tlak p_2'' i temperatura T_2'' još niži. Ekstremni slučaj bio bi da se sva toplina dovedena kompresijom medija odvodi. Tada bi kompresija od v_1 do v_2 tekla po izentropi 1-2'', uz eksponent $n = 1$, te bi se postignuo tlak $p_2''' < p_2''$, a temperatura T_1 ostala bi nepromijenjena.



Sl. 40. Utjecaj toka politrope kompresije na konačni tlak i konačnu temperaturu

U Dieselovim motorima kompresijski omjer, odnosno temperatura T_2' na kraju kompresije mora biti viša od temperature T_u upaljivanja goriva. Time je, prema izrazu (40), određen kompresijski omjer

$$\varepsilon = \sqrt[n_k - 1]{\frac{T_2'}{T_1}}. \quad (110)$$

Ako pri upućivanju hladnog motora temperatura T_2' na kraju kompresije 1-2' (sl. 40) bude niža od T_u , Dieselov motor neće početi raditi. Tada treba prije upućivanja zagrijati prostor izgaranja u cilindru, što se danas najčešće radi pomoću žarne srjećice. Drugi je način da se za vrijeme upućivanja poveća kompresijski omjer ε , a kad motor krene, taj se omjer smanji na normalnu veličinu. Treća je mogućnost da se pri upućivanju poveća temperatura T_1 usisanog zraka, a nakon što motor krene, prekine se zagrijavanje zraka da se ne bi smanjio volumetrijski stupanj punjenja.

U Ottovu motoru goriva smjesa upaljuje se iskrom svjećice za paljenje. Zbog toga temperatura T_2' uvijek mora biti niža od temperature samozapaljivanja gorive smjesa. Nakon što iskra upali gorivu smjesu, može nastati, pri nekom kompresijskom omjeru i nekom gorivu, vrlo naglo izgaranje koje se širi brzinom mnogo većom (i više od deset puta, $\sim 400 \text{ m/s}$) od brzine normalnog izgaranja u Ottovu motoru. Zbog tako velike brzine izgaranja toplina brzo prelazi na stijenke prostora za izgaranje, što povećava gubitak energije, odnosno smanjuje snagu motora. Također s vrlo naglim porastom tlaka plinova izgaranja povećava se opterećenje ležaja klipnog mehanizma, pa će se motor

oštetiti ako duže vremena tako radi. Ta se pojava očituje kao udarci krutim predmetom po cilindru, a zove se detonacija.

Detonacija nastaje u Ottovu motoru nakon što se goriva smjesa zapali iskrom. Oko iskrišta, kao središtu, širi se plameni val u obliku kugle, komprimirajući ispred sebe još nezapaljenu gorivu smjesu. Zbog porasta temperature tom se kompresijom trenutačno zapali preostalo gorivo, pa nastane drugi plameni val suprotan prvome. Nakon refleksije val se vraća i počinje oscilirati, što se očituje kao udaranje. Rezultati mnogih istraživanja pokazali su da je detonacija posljedica zamršenih kemijsko-fizičkih reakcija u prostoru izgaranja. Budući da detonacija može ošteti motor, nastoji se sprječiti prikladnom konstrukcijom prostora izgaranja i posebnom pripremom goriva.

Oktanski broj. Da li će doći do detonacije u motoru određene konstrukcije, ovisi o vrsti upotrijebljene gorive i kompresijskom omjeru ε .

Za usporedbu detonacijskih svojstava odabrane su dvije vrste goriva sličnih fizičkih svojstava: normalni heptan (C_7H_{16}) i izooktan (C_8H_{18}). Normalni heptan lako detonira, pa se to njegovo svojstvo označuje oktanskim brojem 0, a izooktan teško detonira, pa je njegov oktanski broj označen sa 100. Volumni postotak izooktana u smjesi s normalnim heptanom odgovara, prema definiciji, *oktanskom broju*. Smjesa izooktana i normalnog heptana s određenim postotkom izooktana referentno je gorivo, pa se usporedi intenzivnosti lapanja (mjerjenjem jačine zvuka) pri upotrebi ispitivanog i referentnog goriva utvrđuje oktanski broj ispitivanog goriva. Detonatorska svojstva goriva ispituju se u jednocijlindarskom motoru točno određenih dimenzija (promjer cilindra, stapaj s), točno određene brzine vrtnje i temperature rashladne vode. U takvu motoru može se mijenjati kompresijski omjer promjenom kompresijskog prostora k (sl. 24) uz konstantni stapaj s , što se postiže podizanjem i spuštanjem cilindra. Gorivo se ispituje radom u motoru, mijenjajući kompresijski omjer ε dok se ne pojavi detonacija, što se ustanavljuje mjerjenjem jačine zvuka. Nakon toga se dovode različite smjese normalnog heptana i izooktana da bi se dobila jednakna detonacija kao pri upotrebi ispitivanog goriva. Oktanski broj ispitivanog goriva jednak je postotku izooktana u onoj smjesi s normalnim heptanom koja ima ista detonatorska svojstva kao ispitivano gorivo.

U tabl. 3 nalaze se podaci o oktanskim brojevima nekih goriva.

Tablica 3
OKTANSKI BROJEVI NEKIH GORIVA

Gorivo	Oktanski broj
Normalni heptan	0
Prirodni benzin	40-60
Laki primarni benzin	80
Benzin katalitičkog krekovanja	93
Benzin katalitičkog reformiranja	94
Benzin za motore na vozilima	74-98
Rasvjetni plin	90
Izooktan	100
Benzen	108
Propan	120

Prirodni benzini dobiveni destilacijom nafte imaju oktanski broj 40-60. Da bi se dobila goriva s većim oktanskim brojem koja se mogu upotrijebljavati u motorima s većim kompresijskim omjerom radi veće iskoristivosti, dodavali su se benzingu benzol ili alkohol. Benzol, međutim, pri izgaranju čadi, a alkohol se može izlučiti iz benzina, pa su pronađena druga sredstva za povećanje oktanskog broja. Najčešće se kao dodatak benzingu upotrijeljava olovo-tetraetil $Pb(C_2H_5)_4$. Već se malim dodatkom olovo-tetraetila (red veličine 0,1...0,6%) povećava oktanski broj benzina.

Zbog sumnje da olovo djeluje kancerogeno na pluća, raniji veliki dodaci (1%) sve se više smanjuju. U Jugoslaviji je sada dopušteno najviše 0,6%, u Saveznoj Republici Njemačkoj 0,15%, dok je u SAD zabranjeno dodavanje olovo-tetraetila, te se upotrebljavaju visokooktanski benzini proizvedeni posebnim postupcima rafinacije (krekovanje).

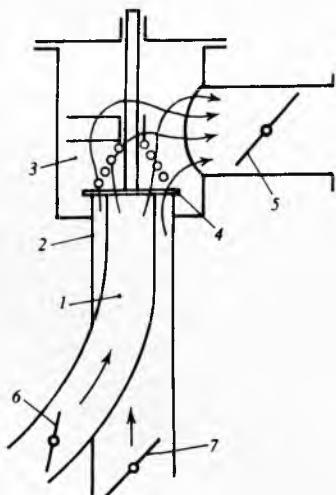
Na detonaciju goriva u motoru može se utjecati oblikom prostora izgaranja, pa će se oktanski broj istog goriva to više povećati što je oblik toga prostora sličniji kugli, odnosno što je zbijeniji. U takvu prostoru gorivo će izgarati bez detonacije i uz kompresijski omjer pri kojem bi gorivo detoniralo u manje zbijenom prostoru.

Na detonaciju u Ottovu motoru utječe i pogonske prilike. Detonaciju pospješuje sve ono što podiže temperaturu u motoru. Prema tome, detonaciju pospješuje povećanje kompresijskog omjera, povećanje opterećenja motora, povećanje tlaka gorive smjese u trenutku preskoka električne iskre, smanjenje brzine vrtnje, povišenje temperature rashladne vode i temperature gorive smjese koja se dovodi u cilindar.

Priprema gorive smjese za Ottov motor

U Ottovu se motoru priprema goriva smjesa tijekom stapa u usisavanju kad tlak p_u u usisnoj cijevi postane niži od okolišnog tlaka p_0 . Tada vanjski zrak ulazi u usisnu cijev i pri tom se u mješalu plina ili rasplinjaču tekućeg goriva pomiješa sa zrakom i tako stvori gorivu smjesu. Ako motor na tekuće gorivo nema rasplinjač, već se gorivo uštrcava ispred usisnog ventila, uštrcavajući goriva može početi nakon što je ispušni ventil u točki IZ zatvoren. Zrak i gorivo mijesaju se međusobno i tijekom kompresije, od točke UZ do točke C (sl. 28).

Miješalica plina. Kad se za rad Ottova motora upotrebljavaju plinovita goriva, priprema je gorive smjese jednostavna. Plin i zrak dovode se u komoru 3 za miješanje (sl. 41). Na cijev dovoda goriva postavljen je nepovratni ventil 4 koji sprečava da se u plinovodu zapali plin ako se zapali smjesa u komoru. Zaklopka 6 i 7 regulira se dovod plina i zraka u komoru za miješanje, a zaklopkom 5 dovod smjese u cilindar.

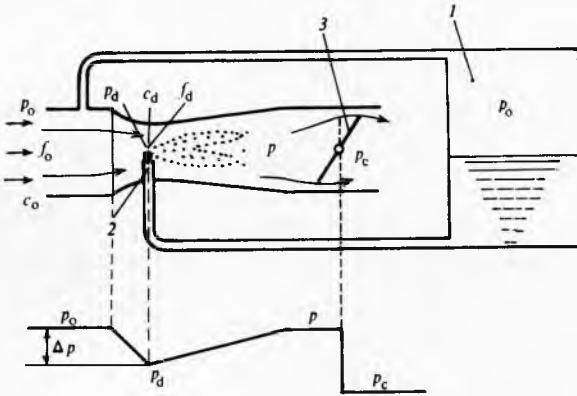


Sl. 41. Miješalica plina. 1 dovod plina, 2 dovod zraka, 3 komora za miješanje, 4 nepovratni ventil, 5 zaklopka za regulaciju dovoda gorive smjese u motor, 6 i 7 zaklopke za regulaciju dovoda plina, odnosno zraka u komoru za miješanje

Na sl. 46 vidi se da je područje upaljivosti gorive smjese plinova i zraka vrlo široko; za generatorski plin to je područje od 35% do 75% plina, za rasvjetni plin od 17% do 25% plina. Prema tome, miješalica plina i zraka ne mora biti komplikirana kao što su rasplinjači.

Osnovni rasplinjač. Tekuće se gorivo mora dovesti u cilindar Ottova motora u plinovitom stanju. To se postiže mehaničkim raspršivanjem tekućeg goriva u što sitnije kapljice uz istodobno isparivanje goriva. Gorivo se raspršuje štrcanjem kroz sitne rupice u struju zraka. Raspršivanje je to bolje što su brzine goriva i zraka veće i što je gorivo manje viskozno. Isparivanje je to potpunije što je viša temperatura zraka, što je niža temperatura vrelista goriva, što je tlak u prostoru mijenjanja niži i što je veća dodirna površina goriva i zraka.

Uređaji za raspršivanje i djelomično isparivanje goriva nazvani su *rasplinjačima*. Naziv nije tehnički ispravan, jer se gorivo ne rasplinjuje, već samo, i to djelomično, isparuje. Dio goriva koji se ne dospije ispariti u rasplinjaču isparuje se u cilindru motora. Ottov motor radi s velikim i brzim promjenama opterećenja, pa se zbog toga moraju brzo mijenjati brzine strujanja, temperature i tlakovi u širokom području. Masa gorive smjese pri tom se mijenja s opterećenjem od 1 (neopterećeni motor) do 40 (puna snaga). Zbog toga je dosta teško ostvariti dobar rad rasplinjača, to više što se uvijek mora pripremiti smjesa koja sadrži 2...8% volumenskih dijelova goriva, pa rasplinjači moraju biti prikladno konstruirani i precizno izvedeni.



Sl. 42. Princip rada rasplinjača. 1 spremnik goriva, 2 cjevčica za dovod goriva, 3 zaklopka za regulaciju dovoda smjese goriva i zraka u cilindar

Brzina potrebna za mehaničko raspršivanje goriva postiže se pomoću podtlaka u dijelu rasplinjača gdje se dovodi gorivo. To se postiže upotrebom *Venturijeve cijevi* (sl. 42) kroz koju struji zrak. U suženi dio cijevi, *difuzor*, dovodi se gorivo. Ako se zanemari trenje i promjena gustoće zraka ρ_z , brzina zraka u difuzoru iznosi

$$c_d = c_0 \frac{f_0}{f_d}, \quad (111)$$

gdje je c_0 brzina u širem dijelu cijevi, f_0 presjek šireg dijela cijevi, a f_d presjek difuzora. Tlak je u difuzoru

$$p_d = p_0 - \frac{1}{2} \rho_z (c_d^2 - c_0^2) = p_0 - \frac{1}{2} c_0^2 \rho_z \left[\left(\frac{f_0}{f_d} \right)^2 - 1 \right], \quad (112)$$

gdje je p_0 okolišni tlak. Razlika tlakova $p_0 - p_d$ predstavlja podtlak u difuzoru koji iznosi

$$\Delta p = p_0 - p_d = \frac{1}{2} c_0^2 \rho_z \left[\left(\frac{f_0}{f_d} \right)^2 - 1 \right]. \quad (113)$$

Ako je gorivo u spremniku 1 (sl. 42) pod tlakom p_0 , a cjevčica spojena sa spremnikom završava sapnicom koja je smještena u difuzoru, iz sapnice će istjecati gorivo brzinom

$$c_g = \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho_g}}, \quad (114)$$

gdje je ρ_g gustoća goriva.

Ako je npr. $c_0 = 30 \text{ m/s}$, $\rho_g = 1,25 \text{ kg/m}^3$ i $f_0/f_d = 4$, podtlak u difuzoru iznosi $\Delta p = 8437,5 \text{ Pa}$, te ako je $\rho_g = 780 \text{ kg/m}^3$ (benzin), brzina je istjecanja goriva $c_g = 4,65 \text{ m/s}$.

Brzina zraka na ulazu u rasplinjač (c_0), pa prema tome i brzina zraka u difuzoru (c_d), ovisi o brzini vrtnje motora. Najbolje raspršivanje goriva postiže se kad je brzina zraka u difuzoru $\sim 110 \text{ m/s}$, a tada se postiže i najbolje punjenje cilindra. Uz manje brzine zraka raspršivanje je slabije, a to se pojavljuje kad je manja brzina vrtnje. S povećanjem brzine zraka naglo rastu otpori strujanja, jer su otpori proporcionalni kvadratu brzine, pa se smanjuje punjenje cilindra. U izrazu (108 b) za volumetrijski stupanj punjenja smanjuje se tlak smjese p_s .

U rasplinjaču uštrcano i raspršeno gorivo dijelom se ispari. Potrebna toplina isparivanja uzima se od zraka u kojem lebde

kapljice goriva. Kad bi se u usisnoj cijevi isparilo sve tekuće gorivo, a upotrijebljen je benzin, temperatura zraka bi se snizila za $\sim 17^{\circ}\text{C}$. No, u usisnoj cijevi ispare se samo lakše frakcije benzina, pa se temperatura manje snizi, ali ipak toliko da se to osjeti kad se dodirne usisna cijev na motoru u radu. Teže frakcije goriva isparit će se u mnogo toplijem cilindru. Upotrijebi li se mjesto benzina metilni alkohol, više će se sniziti temperatura u usisnoj cijevi, jer je toplina isparivanja alkohola mnogo veća. Sniženjem temperature gorive smjese poboljšava se punjenje cilindra.

Snaga motora regulira se zaklopkom 3 (sl. 42) iza difuzora. Tlak p koji vlada ispred zaklopke ovisi o podtlaku p_c iza nje. Što je zaklopka više otvorena, taj se podtlak sve više širi ispred zaklopke, tj. tlak p postaje sve manji, pa uz jednak okolišni tlak p_0 raste brzina zraka c_0 na ulazu u Venturijevu cijev. Zbog povećanja brzine c_0 povećava se i brzina c_d u difuzoru, prema relaciji (111), i razlika tlakova Δp , prema relaciji (113). To znači da se s povećanjem brzine vrtanje i otvaranjem zaklopke povećava brzina strujanja zraka, pa i dodavanje goriva.

Omjer mase goriva G i zraka Z dobiva se relacijom

$$\frac{G}{Z} = \frac{f_g c_g \rho_g \mu_g}{f_z c_z \rho_z \mu_z}, \quad (115)$$

gdje su f površine presjeka dovoda, c brzine strujanja, ρ gustoće, a μ koeficijenti istjecanja za gorivo (indeks g) i zrak (indeks z). Ako se u (115) uvrste vrijednosti za brzine prema relaciji (114), dobiva se nakon skraćivanja

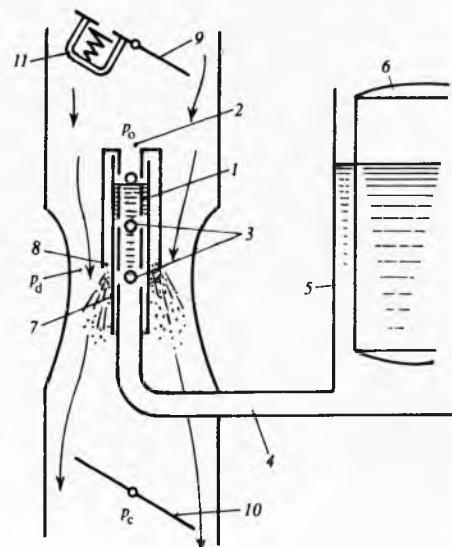
$$\frac{G}{Z} = \frac{f_g \mu_g \sqrt{\rho_g}}{f_z \mu_z \sqrt{\rho_z}}. \quad (116)$$

Budući da je omjer presjeka f_g/f_z konstantan, a omjer koeficijenata istjecanja μ_g/μ_z može se smatrati konstantnim, omjer je goriva i zraka proporcionalan drugom korijenu omjera gustoće goriva i zraka. Podtlak u difuzoru ne utječe na gustoću tekućeg goriva, ali se s njegovim povećanjem smanjuje gustoća zraka. Zbog toga se s povećanjem strujanja kroz rasplinjač, tj. s povećanjem podtlaka Δp povećava i omjer G/Z , pa smjesa postaje bogatija gorivom, odnosno pretičak zraka λ postaje manji. Podesi li se rasplinjač tako da se uz neku brzinu vrtanje motora i položaj zaklopke dobije točan stehiometrijski omjer goriva i zraka, odnosno pretičak zraka $\lambda = 1$, uz manju će se brzinu vrtanje u cilindar dobavljati smjesa siromašnja gorivom ($\lambda > 1$), a uz veću brzinu vrtanje smjesa bogatija gorivom ($\lambda < 1$).

Zbog toga bi se moglo dogoditi, kad motor radi s vrlo različitim brzinama vrtanje (npr. $n_{\max}/n_{\min} = 5$) i s različitim položajima zaklopke, da se dobije takva smjesa goriva i zraka koja se ne može upaliti, jer u njoj ima goriva ispod donje ili iznad gornje granice upaljivosti (sl. 46). Zbog toga treba rasplinjače tako graditi da u svim pogonskim uvjetima daju lako zapaljivu smjesu. Pri tom se veoma pazi na ekonomičnost pogona motora uz optimalno opterećenje, ali i na mogućnost kratkotrajnog povećanja snage motora (npr. za pretjecanje vozila). Rasplinjači za automobilske motore grade se tako da se postiže najveća snaga motora sa smjesom bogatom gorivom ($\lambda = 0,8 \dots 0,9$), ekonomična vožnja sa smjesom siromašnom gorivom ($\lambda = 1,1 \dots 1,2$), a neopterećeni hod motora s vrlo bogatom smjesom ($\lambda = 0,6 \dots 0,7$).

Suvremeni rasplinjač. Da bi se postigao povoljan rad rasplinjača, postoji više mogućnosti. Za održavanje konstantnog omjera goriva i zraka može se, npr., u otvor sapnice postaviti stožasta igla koja s povećanjem brzine vrtanje sve dublje ulazi u sapnicu i tako smanjuje slobodni presjek sapnice, pa i istjecanje tekućeg goriva. Češće se upotrebljavaju rasplinjači u kojima se omjer goriva i zraka regulira pneumatski. Tada se u difuzor uz cijev za dovod goriva dovodi i sekundarni zrak koji smanjuje razliku tlakova Δp i koči istjecanje goriva. Tako se uskladjuje količina zraka s količinom goriva.

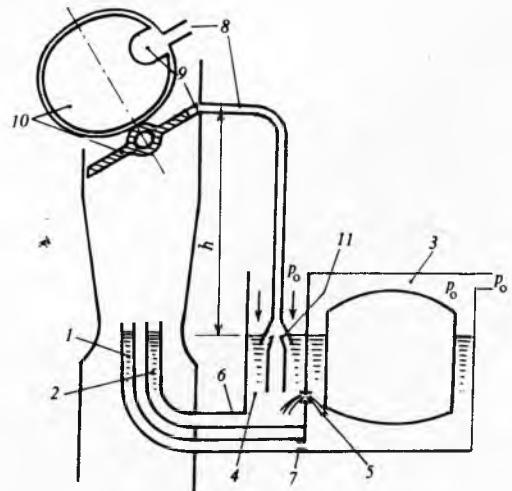
Na tom principu radi rasplinjač Solex (sl. 43). Zrak za kočenje s tlakom p_0 uvodi se kroz otvor 2 u cjevčicu 1 s rupicama 3. Is spremnika 5, s plovkom 6 za regulaciju dotoka goriva u rasplinjač, gorivo pritječe kroz cijev 4 u cijev 7. Usisano gorivo istječe kroz otvor 8 u najužem dijelu difuzora,



Sl. 43. Rasplinjač Solex. 1 cjevčica s rupicama, 2 otvor za dovod zraka, 3 rupice, 4 cijev za dovod goriva, 5 spremnik za gorivo, 6 plovak, 7 cijev za gorivo, 8 otvor za istjecanje goriva, 9 zaklopka pred Venturijevom cijevi, 10 zaklopka iza Venturijeve cijevi za regulaciju dovoda gorive smjese u cilindar motora, 11 ventil za dovod zraka kad je zaklopka 9 zatvorena

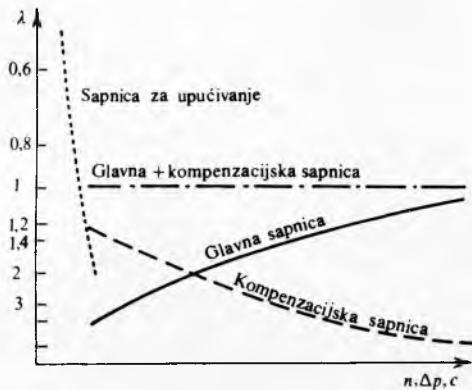
pa se snizuje razina goriva u prostoru između cjevčice 1 i cijevi 7, i otkriju se rupice 3, što omogućuje da zrak kroz njih ulazi u gorivo, te da zajedno s gorivom izlazi kroz otvor 8 u struju zraka. Time se ne samo smanjuje količina goriva koja istječe nego se u prostoru između cjevčice 1 i 7 stvara pjenušava smjesa zraka i goriva, što potpomaže raspršivanje goriva. Što je veća brzina zraka u difuzoru, to se više isisava goriva iz cijevi 7, pa se sve više spušta razina goriva otvarajući sve više rupica 3, tako da se dalje smanjuje količina goriva u smjesi.

U rasplinjaču Zenith (sl. 44) postoje dvije sapnice za gorivo: glavna 1 i kompenzacijnska 2. Glavna sapnica spojena je neposredno s glavnim spremnikom goriva 3, a kompenzacijnska s pomoćnom komorom 4, koja je spojena s glavnim spremnikom preko otvora 5. U pomoćnoj komori i glavnom spremniku vlada okolišni tlak p_0 . S povećanjem brzine zraka u Venturijevoj cijevi snizuje se razina goriva u pomoćnom spremniku, jer kroz otvor 5 ne dođe smanjeno gorivo. Time se smanjuje



Sl. 44. Rasplinjač Zenith. 1 glavna sapnica, 2 kompenzacijnska sapnica, 3 spremnik za gorivo, 4 pomoćna komora, 5 sapnica između glavnog spremnika i pomoćne komore, 6 dovod goriva u kompenzacijnsku sapnicu, 7 sapnica između glavnog spremnika za gorivo i dovoda goriva u glavnu sapnicu, 8 otvor za upućivanje, 9 izrez na zaklopci, 10 zaklopka iza Venturijeve cijevi, 11 ejktor

razlika tlakova Δp za kompenzaciju sapnicu, te ona dobavlja sve manje goriva. Kad razina goriva padne ispod razine ulaza u cijev 6, kroz kompenzaciju sapnicu počinje strujati i zrak koji potpomaže raspršivanje goriva. S povećanjem brzine vrtnje, odnosno brzine strujanja zraka ili podtlaka, povećava se dobava glavne, a smanjuje dobava pomoćne sapnice (sl. 45), tako da zbroj obju dobava održava konstantan omjer goriva i zraka, tj. $\lambda = 1$.



Sl. 45. Dobava goriva glavnim sapnicom, kompenzacijskom sapnicom i sapnicom za upućivanje. n brzina vrtnje, c brzina strujanja zraka, Δp podtlak, λ pretičak zraka

Promjenom goriva (npr. prijelazom s pogona benzinom na pogon smjesom benzina i alkohola) mijenja se potrebni omjer goriva i zraka. Da bi se isti rasplinjač mogao upotrijebiti i za različita goriva, sapnice su 5 i 7 (sl. 44) promjenljive. Za gorivo manje ogrjevne moći potrebne su sapnice s većim otvorima.

Upućivanje motora. Prilikom upućivanja motora on ima malu brzinu vrtnje, pa je brzina zraka kroz difuzor premalena da iz glavne sapnice isiše gorivo. Osim toga, kad bi gorivo i istjecalo, brzina zraka nije dovoljna da se gorivo rasprši. Zbog toga svaki rasplinjač mora imati posebnu sapnicu za pokretanje kojom se dovodi gorivo i za vrijeme neopterećenog rada motora.

U rasplinjaču Zenith gorivo za upućivanje motora dovodi se kroz otvor na kraju cijevi 8 (sl. 44). Tom otvoru odgovara izrez 9 na zaklopici 10. Površina tog izreza tako je malena da kroz njega, i uz malu brzinu vrtnje, struji zrak brzinom dovoljnom da se stvari podtlak koji će podići gorivo iz pomoćnog spremišta goriva 4 na visinu h . Kad se motor uputi i otvor zaklopka 10, smanji se brzina zraka kroz izrez 9, pa prestaje dobava goriva kroz cijev 8.

Za vrijeme upućivanja motor je još hladan, te se u njemu ne mogu ispariti teže hlapljivi sastojci goriva. Zbog toga je potrebno u cilindar dovesti više goriva nego što odgovara steniometrijskoj količini, tako da dovedena veća količina goriva dade više lako hlapljivih sastojaka koji će sa zrakom dati sigurno upaljivu gorivu smjesu. Ovisnost dobave goriva o brzini vrtnje za vrijeme upućivanja motora vidi se iz točkasto povučene krivulje na sl. 45. Ta krivulja naglo pada s povećanjem brzine vrtnje, pa dobavljanje brzo prestane.

Umjesto posebne sapnice za upućivanje, ili kad je vrlo hladno vrijeme, može se ispred Venturijeve cijvi postaviti zaklopka (9 na sl. 43). Ako se pri upućivanju potpuno otvori zaklopka 10 iza Venturijeve cijevi, a zatvori zaklopka 9 ispred Venturijeve cijevi, proširit će se područje niskog tlaka p_c iz cilindra i do otvora 8, pa će zbog velike razlike tlakova odatle obilato štrcati gorivo i dati potrebnu, gorivom bogatu smjesu. Nakon pokretanja motora zaklopka 9 potpuno se otvara i zaklopka 10 preuzima svoju normalnu funkciju. Na zaklopki 9 nalazi se ventil koji, kad je zaklopka zatvorena, propušta potrebn zrak za stvaranje gorive smjesu. Vozači automobila nazivaju primjenu zaklopke 9 »čokom«.

Naglo povećanje snage. Kad je potrebno naglo opteretiti motor, što se događa kad, npr., vozilo mora naglo krenuti, otvara se naglo zaklopka iza Venturijeve cijevi (npr. 10 na sl. 43).

Zbog toga tlak p_c iza zaklopke naglo naraste i već ispareni teže hlapljivi dijelovi goriva ponovno se kondenziraju, pa goriva smjesa što ulazi u cilindar može postati tako siromašna gorivom da se ne može upaliti. Da bi se to sprječilo, može se u rasplinjač ugraditi posebna pumpa, koja, kad je potrebno naglo povećanje snage, uštrecava dodatnu količinu goriva.

Utjecaj broja cilindara na rad rasplinjača. Rasplinjač radi samo tokom usisnog taka kad kroz njega struji zrak što ga usisava cilindar. U četverotaktnom motoru rasplinjač daje gorivu smjesu za svaki drugi okretaj, odnosno svaki četvrti stupaj. Zbog isprekidanog pogona rasplinjač radi vrlo nepovoljno. Dovoljno jednoliko strujanje kroz rasplinjač osigurava se u četverocilindarskom četverotaktnom motoru. Međutim, i u trocilindarskom motoru zadovoljava jednolikost strujanja u rasplinjaču, pa mnogi šesterocilindarski motori imaju dva rasplinjača, po jedan za tri cilindra.

Položaj rasplinjača. Usisna cijev što spaja rasplinjač s cilindrima mora biti što kraća, sa što manje promjena smjera strujanja, da bi otpori strujanju bili što manji. Zbog nejednakih putova od rasplinjača do cilindara ne dobivaju svi cilindri gorivu smjesu jednakog sastava. Zato treba rad rasplinjača tako regulirati da cilindar koji je najnepovoljnije smješten prema rasplinjaču dobije sigurno upaljivu gorivu smjesu. Tada bliže smješteni cilindri dobivaju gorivom bogatiju smjesu, pa se povećava potrošak goriva.

Rasplinjači se grade s horizontalno i vertikalno postavljenom Venturijevom cijevi. Kad je Venturijeva cijev vertikalna, može zrak strujati ili prema dolje ili prema gore. Silazni su rasplinjači povoljniji, jer raspršene kapljice padaju zajedno sa strujom smjese, pa se iz nje ne izdvajaju, što je moguće u uzlaznom rasplinjaču.

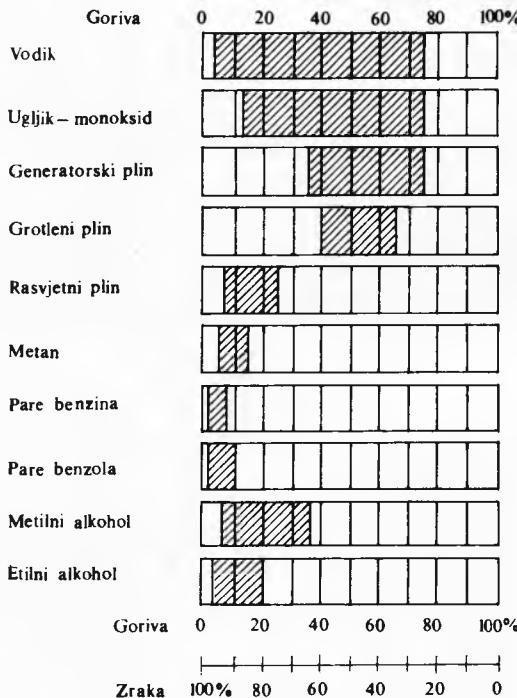
Uštrecavanje tekućeg goriva u Ottov motor. U Ottov motor može se gorivo, osim rasplinjačem, uvesti i uštrecavanjem, slično kao što se to čini u Dieselovim motorima. Tekuće gorivo uštrecava se pred usisni ventil u poklopcu cilindra nakon što je zatvoren ispušni ventil. U usisnu cijev za dovod zraka cilindrima ugrađen je mjerač protoka zraka. Mjerač je u obliku zaklopke, koja se mora to više otkloniti što je veći volumen usisanog zraka. Otklon te zaklopke preko elektroničnog uređaja upravlja otvaranjem i zatvaranjem elektromagnetskog ventila za uštrecavanje goriva koje pred usisne ventile dobavlja posebna pumpa pod tlakom $\sim 0,6$ MPa. Na uređaj za elektronično upravljanje ventilom priključe se i senzori tlaka p_0 i okolišne temperature T_0 , temperature rashladne vode motora i sličnih faktora što utječu na rad motora, tako da se priprema gorive smjesu podesi potrebama pogona. Takav je uređaj skuplji od rasplinjača, pa se malo primjenjuje.

Uštrecavanje benzina počelo se prvi put primjenjivati na motorima zrakoplova, jer je na velikim visinama kondenzirana vлага iz zraka zamrzla rasplinjač, pa on nije pravilno radio. Uštrecavanje benzina u motore osobnih automobila uvedeno je radi štednje goriva, jer se takvim načinom stvaranja gorive smjesu trajno dobavlja svim cilindrima točno određena količina goriva prema stanju pogona motora, što nije moguće s rasplinjačem za višecilindarske motore. Osobito je važno uštrecavanje goriva u Ottove motore nakon što je uvedeno nabijanje tih motora.

Isparivanje težih frakcija goriva. Tekuća goriva za pogon Ottovih motora isparuju se potpuno do temperaturu $\sim 180^\circ\text{C}$. Budući da su ta goriva, osim alkohola, smjese mnogih ugljikovodika različitih temperatura isparivanja, lakše frakcije ugljikovodika ispare u usisnoj cijevi, a teže, u obliku kapljica, lebde u strui zraka i uđu u cilindar kojemu su stijenke tople od prethodnog izgaranja. Preuzimanjem te topline isparuju se i teže frakcije. Najteže će se frakcije ispariti tijekom kompresije koja slijedi nakon usisavanja, kad će temperature porasti iznad 600 K (327°C).

Upaljivost gorive smjesi i brzina izgaranja. Upaljivost goriva ovisi o omjeru zraka i goriva. Na sl. 46 prikazana su područja upaljivosti gorivih smjesa zraka i nekih plinova, odnosno para tekućih goriva. Ako se u smjesi nalazi premali ili preveliki postotak goriva, paljenje nije moguće. Granice upaljivosti pli-

nova (H_2 , CO) i tehničkih plinova (generatorski, grotleni, rasvjetni plin) dosta su široke, dok su granice upaljivosti para ugljikovodika vrlo uske. To pokazuje da uredaji za pripremu gorive smjese, rasplinjači, moraju djelovati vrlo precizno, pogotovo kad se kao gorivo upotrebljava benzин, koji se ne može zapaliti ako u smjesi ima manje od 1,7% ili više od 7% benzina. Pri upotrebi alkohola ili tehničkih plinova kao goriva ne postavljaju se tako strogi zahtjevi, jer su granice upaljivosti nešto šire.



Sl. 46. Upaljivost smjese goriva i zraka

Brzina izgaranja ovisi o sastavu gorive smjese i o vrtloženju, i normalno iznosi $20\text{--}30 \text{ m/s}$. Ta je brzina mnogo veća od brzina izmjerena u kalorimetrijskoj bombi, jer u njoj nema vrtloženja kao u cilindru motora, gdje vrtloženje prenosi jezgre upaljivanja. Mjerenjem u kalorimetrijskoj bombi najbrže izgara vodik ($2,6 \text{ m/s}$), a najsporije ugljik-monoksid ($0,3 \text{ m/s}$). Ako se omjer gorivo-zrak smanji ili poveća s obzirom na optimalni, brzina izgaranja naglo pada.

Trenutak paljenja i izgaranje gorive smjese. Paljenje gorive smjese mora uslijediti tako da najveći tlak izgaranja bude nešto iza gornje mrtve točke, jer će se tada u tangencijalnom dijagramu (sl. 30) dobiti pozitivan moment vrtne. Zbivanja oko gornje mrtve točke prikazana su na isječku razvijenog indikatorskog dijagrama na sl. 47. U kompresijskom prostoru zbijenu gorivu smjesu upali električna iskra kad je goriva smjesa u stanju točke 1. Ta je točka za kut β ispred gornje mrtve točke. Iskra inicira izgaranje gorive smjese u njenom neposrednom okolišu. To je početak dovoda topline, ali istodobno stijenke cilindra oko prostora izgaranja odvode toplinu. Kad se zapali veća masa gorive smjese, prevladat će dovod topline te će se, u stanju točke 2, tlak odvojiti od krivulje kompresije naglim porastom 2–3. Taj porast tlaka posljedica je dovoda topline Q_1 pri $V_2 = \text{const.}$ (sl. 14). Vrijeme t_z koje proteće od stanja 1 do 2 naziva se *zakašnjenjem paljenja* i razmjerno je *kutu zakašnjenja paljenja* α_z , a obrnuto razmjerno brzini vrtne n , pa je

$$t_z = \frac{\alpha_z}{6n}. \quad (117)$$

Vrijeme t_z iznosi $\sim 1/600 \text{ s}$ i malo se mijenja s brzinom vrtne. Ako se ta veličina uvrsti u izraz (117), slijedi da je $\alpha_z \approx n/100$. Označi li se udaljenost točke 3 od gornje mrtve točke kutom γ , izgaranju od 2 do 3 odgovara kut koljena $(\beta + \gamma) - \alpha_z$, odnosno vrijeme izgaranja

$$t_i = \frac{(\beta + \gamma) - \alpha_z}{6n}. \quad (118a)$$

Ako je najudaljenija točka prostora izgaranja od svjećice na udaljenosti l , a brzina je izgaranja c , vrijeme izgaranja mora biti

$$t_i = \frac{l}{c} = \frac{(\beta + \gamma) - \alpha_z}{6n}. \quad (118b)$$

Ako se pretpostavi da je $\alpha_z = 0,01n$, a $\gamma = 10^\circ$, dobije se da je kut β trenutka preskakivanja iskre

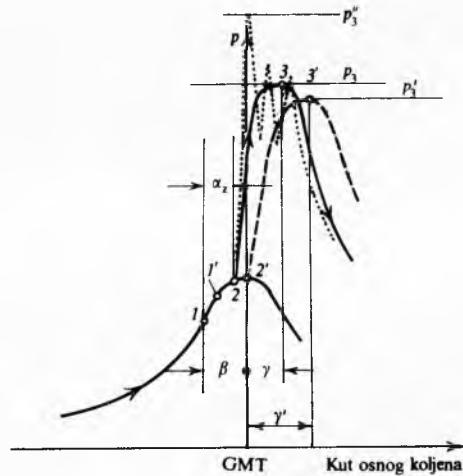
$$\beta = n \left(\frac{6l}{c} + 0,01 \right) - 10. \quad (118c)$$

Da bi motor ispravno radio, mora iskra preskočiti prije nego što klip stigne u gornju mrtvu točku. To se naziva *ranim paljenjem*. S povećanjem brzine vrtne paljenje mora biti sve ranije.

Kad je izgaranje praćeno detonacijom, brzina porasta tlaka 2–3 mnogo je veća, tlak p'_3 izgaranja veći je od tlaka p_3 normalnog izgaranja, a nakon toga nastaju nagle oscilacije tlaka (točkaste krivulje na sl. 47). Takav rad motor ne može podnijeti te detonaciju treba spriječiti.

Ako se upotrijebi gorivo koje trčmo izgara, a motor nije tako građen da se u njemu poveća vrtloženje, potrebno je vrlo rano paljenje. To pogodovo vrijedi za plinovita goriva u kojima ima ugljik(II)-oksida (rasvjetni i generatorski plin). Tada je potrebno da kut β iznosi i do 60° .

Preskoči li iskra kasnije, npr. u položaju koljena koji odgovara točki 1' na sl. 47, zakasnit će i porast tlaka (točka 2'), a maksimalni tlak (p'_3) neće dostići onu vrijednost (p_3) koju bi dostigao da je paljenje bilo pravodobno. Zbog zakašnjivanja maksimalnog tlaka i zbog njegove manje vrijednosti smanjuje se snaga motora.



Sl. 47. Razvijeni indikatorski dijagram Ottova motora u okolini gornje mrtve točke (GMT). Puna crta: normalno rano paljenje, crtkano: zakašnjeno paljenje, točkasta krivulja: detonacija; 1 trenutak preskoka iskre, 2 početak rasta tlaka iznad krivulje kompresije, 3 najviši tlak izgaranja, γ zakašnjivanje paljenja

U Ottovim motorima trenutak paljenja regulira centrifugalni regulator prema brzini vrtne motora.

Kad je goriva smjesa siromašna gorivom, brzina se izgaranja smanjuje i ona može postati tako malena da se izgaranje protegne na cijeli stupanj ekspanzije (točkasta krivulja na sl. 25), pa i tijekom stapaja ispuha. Ako se izgaranje ne dovrši ni kad se otvoriti usisni ventil, upalit će se goriva smjesa pred usisnim ventilom, pa i goriva smjesa u rasplinjaču. Ako se tada naglo poveća brzina vrtne motora, povećat će se brzina strujanja u rasplinjaču, pa motor usiše plamen i tako ugasi vatru u rasplinjaču. Smjese siromašne gorivom nastaju prilikom upućivanja i rada u neopterećenom hodu, jer je tada usisno djelovanje slablo, a motor je hladan. Zbog toga treba, kako je već spomenuto, da se izgaranje provodi u vremenu kada je usisni ventil zatvoren.

nuto, u rasplinjač dobavljači više goriva pomoću uređaja za upućivanje (8 na sl. 44).

U hladnom se motoru teže hlapljivi sastojevi goriva kondenziraju na stijenkama cilindra te ispiru sloj ulja za podmazivanje. Kondenzirano gorivo može prodirjeti u korito (karter) motora gdje razrjeđuje ulje za podmazivanje.

U pregrijanom motoru može se užariti talog na stupu ili poklopac cilindra, pa se na tome žaru goriva smjesa može upaliti i prije preskoka električne iskre.

Najviša temperatura procesa. Prema izrazu (42) temperatura na kraju izgaranja u Ottovu motoru iznosi

$$T_3 = T_2 + \frac{Q_1}{c_v}.$$

Uvrsti li se vrijednost za T_2 (40) i vrijednost za Q_1 (24c), dobije se

$$T_3 = T_1 e^{\lambda - 1} + \frac{H_d}{c_v(\lambda Z_0 + 1)}. \quad (119)$$

Budući da je $\lambda = 1$, ta temperatura teorijski iznosi 2500 do 2700 K. Ona je stvarno ~300 K niža, jer se na temperaturama višim od 1800 K pojavljuje *disocijacija*, za koju je potrebna energija. Disocijacijom se raspada ugljik-dioksid u ugljik-monoksid i kisik, a vodena para u vodik i kisik, a za to se troši energija. Kad se temperatura produkata izgaranja zbog ekspanzije snizi, ponovo se s kisikom spaja vodik u vodenu paru, a djelomično i ugljik-monoksid u ugljik-dioksid. Međutim, tada se toplina dovodi plinovima izgaranja na nižoj temperaturi od one na kojoj je ranije bila odvedena, pa se zbog toga disocijacijom nešto smanjuje korisnost.

Zbog disocijacije u ispušnim se plinovima iz Ottova motora pojavljuje ugljik-monoksid. Ako Ottov motor radi s manjom zrakom ($\lambda = 0.8 \dots 0.9$), kada se postiže najveća snaga, u ispušnim plinovima ima do 6% volumenskih dijelova ugljik-monoksida. Isto je kad Ottov motor radi neopterećen, jer on i tada radi s manjom zrakom. Na otvorenom prostoru taj se plin brzo razrijeti u zraku pa nije štetan. U gradovima s gustim automobilskim prometom ugljik-monoksid može biti štetan za zdravlje. U zatvorenim prostorijama, kao što su garaže bez ventilacije, motor u pogonu bez opterećenja ispušta toliko ugljik-monoksida da djeluje kao otrov, jer hemoglobin u krvi ima veći afinitet prema ugljik-monoksidu nego prema kisiku.

Plinovi iz cilindra motora na avionu izlaze izravno u atmosferu. Kad avion uzlijeće, potrebna je najveća snaga, pa motor radi s pretičkom zraka $\lambda = 0.85$. Pri tom ugljik-monoksid na izlasku iz cilindra odmah izgara zbog visokih temperatura i dovoljno zraka, tako da iz cilindra sukija plamen. Plamen nestane kad avion postigne željenu visinu i prijeđe na ekonomični pogon sa $\lambda \approx 1.2$.

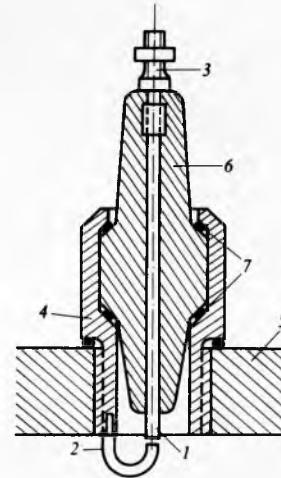
Uredaj za paljenje. U Ottovim motorima, bez obzira da li je gorivo tekuće ili plinovito, goriva smjesa pali se iskrom što preskače među elektrodama svjećice.

Svjećica (sl. 48) ima srednju i jednu ili više vanjskih elektroda. Neposredno prije preskoka iskre između elektroda vlada napon 10–20 kV. Zbog toga su dovodi struje elektrodama odijeljeni porculanskim izolatorom koji je uložen u čelično kućište. Pomoću nareza na kućištu svjećica se učvrsti u poklopac cilindra. Između krtog porculana i čelika nalaze se bakrene brtve. Dovod struje je preko priključka na svjećici i preko tijela (tzv. mase) motora.

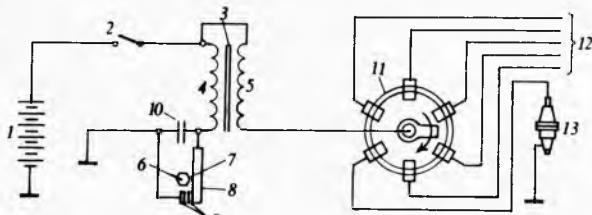
U prostoru među elektrodama na svjećici može se sakupiti čada ili neki sastojevi ulja za podmazivanje, što omogućuje prolaz struje bez pojave iskre. Zbog toga je važno da se svjećica u pogonu toliko ugrije (~500 °C) da bi sakupljene nečistoće izgorjele i da bi se svjećica očistila. Ako se svjećica suviše ugrije (~800 °C), ona će se užariti, pa će se goriva smjesa upaliti i prije preskoka električne iskre. Upotrebljivost svjećica mora se ispitati za svaki tip motora.

Dobivanje napona za svjećicu. Za dobivanje visokog napona potrebnog da među elektrodama na svjećici cilindra preskoči električna iskra i upali smjesu goriva i zraka u Ottovim motorima upotrebljavaju se baterijski i magnetski sustav.

Većina Ottovih motora ima *baterijsko paljenje* (sl. 49). Baterijski se sustav sastoji od akumulatorske baterije, svitka za paljenje, prekidača, kondenzatora i razdjelnika. Akumulatorska baterija obično ima napon od 6 ili 12 V i služi kao izvor električne energije. Na vozilima, za vrijeme rada motora, akumulatorsku bateriju nabija istosmjerni generator (dinamo). Svitak za paljenje transformira niski napon akumulatorske baterije u visoki napon. Jezgra je svitka kao i u transformatoru sastavljena od limova mekog željeza, visokonaponska (sekundarna) zavojnica ima do 50000 navoja omotanih oko jezgre, a niskonaponska (primarna) zavojnica do 500 navoja omotanih oko visokonaponske zavojnice i jezgre. Prekidač periodičkim otvaranjem i zatvaranjem platinских kontakata prekida i zatvara strujni krug i tako se u visokonaponskoj zavojnici inducira visoki napon koji je potreban da preskoči iskru među elektrodama svjećice. Grebenasta osovina pogonjena motorom otvara i zatvara kontakte prekidača u ritmu preskakanja iskre na svjećicama u pojedinim cilindrima motora. Kontakti prekidača paljenja premošteni su kondenzatorom koji ih štiti da ne pregore. Razdjelnik paljenja je rotirajuća sklopka pogonjena istom grebenastom osovinom kao i prekidač paljenja. Rotirajući kontakti prst razdjelnika raspoređuju određenim redom paljenje na pojedine svjećice višecilindarskog motora.



Sl. 48. Svjećica za paljenje gorive smjesa u Ottovu motoru. 1 srednja elektroda, 2 vanjska elektroda, 3 priključna stezaljka, 4 čelično tijelo svjećice, 5 poklopac cilindra, 6 izolator, 7 bakrene brtve



Sl. 49. Shema baterijskog paljenja. 1 akumulatorska baterija, 2 sklopka za uključivanje, 3 svitak za paljenje, 4 primarna zavojnica, 5 sekundarna zavojnica, 6 grebenasta osovina prekidača paljenja, 7 greben, 8 opruga prekidača paljenja, 9 platinški kontakti, 10 kondenzator, 11 razdjelnik paljenja, 12 vodovi k svjećicama, 13 svjećice

U sustavu paljenja najčešći uzrok kvarova jesu platinški kontakti u prekidaču paljenja. Zato se u posljednje vrijeme za automobiliške motore sve više primjenjuje tzv. *električno paljenje*, gdje su platinški kontakti zamijenjeni tranzistorom koji prekida primarnu struju a da se pri tom sam ne troši i ne izgara. Prednosti su električnog paljenja u tome da se dobije struja višeg napona nego konvencionalnim kontaktnim prekidačem, elektrode svjećica ostaju čiste i traju duže, što sve doprinosi boljem i sigurnijem radu motora.

Magnetski sustav paljenja razlikuje se od baterijskog po tome što se struja potrebna za napajanje niskonaponske zavojnice svitka za paljenje ne dobiva iz akumulatorske baterije,

nego je proizvodi rotirajući sklop s permanentnim magnetima. Takav se uređaj sastoje od generatora s permanentnim magnetima što ga pogoni motor, svitka za paljenje, prekidača paljenja, kondenzatora i razdjelnika paljenja.

Magnetski sustav paljenja obično imaju mali motori za motocikle, mali vanbrodski motori, motori za vrtne kosilice, motorne lančane pile i sl., gdje se zbog skućena prostora ne može smjestiti akumulatorska baterija s generatorom za njeno punjenje, te svi avionski motori.

Ispuh Ottova motora. Ispušni se plinovi sastoje najvećim dijelom od dušika, ugljik-dioksida, neizgorjela ugljik-monoksida i vodene pare. Usprkos visokim temperaturama procesa mali dio goriva ne izgori te izlazi s ispušnim plinovima u atmosferu dajući im karakterističan miris. Neizgorjelih ugljikovodika C_nH_m ima u ispuhu motora vrlo malo, svega do 500 dijelova na milijun (500 ppm).

Iako dušik teško oksidira, temperature izgaranja toliko su visoke da se stvaraju dušični oksidi. Udio tih oksida u ispušnim plinovima mjeri se u ppm.

Dušični oksidi i neizgorjeli ugljikovodici uzrok su stvaranju smoga. Zbog toga se u državama gustog automobilskog prometa donose propisi za najveću dopuštenu emisiju ugljik-monoksida, dušičnih oksida i ugljikovodika iz motora automobila. Da bi se sastav ispuha doveo u propisane granice, mogu se na kraju ispušne cijevi motora ugraditi uređaji nazvani *katalitičkim reaktorima* u kojima izgaraju ugljik-monoksid i ugljikovodici. Uklanjanje dušičnih oksida mnogo je teže.

Sada se radi na razvoju Ottova motora u kojem goriva smjesa izgara u slojevima: najprije bogata ($\lambda \approx 0,8$), a zatim smjesa siromašna gorivom ($\lambda \approx 2$). U ispuhu takva motora bilo bi manje štetnih plinova.

Ottovi motori sa slojevitim gorivim smjesama. Ottovi automobilski motori imaju jedinstveni prostor izgaranja volumena V_2 (sl. 14). Tijekom razvoja motora taj se volumen smanjujući da bi kompresijski omjer ϵ dostigao vrijednost 9...9,5 kako bi termička korisnost η_e bila što veća. Međutim, time su porasle najviše temperature procesa, a zbog toga i disocijacije, odnosno emisija ugljik-monoksida koji je štetan za zdravlje. Zato se smanjujući kompresijski omjer na $\epsilon \approx 8$, što je smanjilo termičku korisnost i povećalo potrošak goriva.

Zbog toga su potražena nova rješenja kojima bi kompresijski omjer ϵ ostao i dalje visok, a smanjila bi se emisija ugljik-monoksida. To se može postići podjeljom prostora izgaranja kao što ga imaju neki manji Dieselski motori. U tako podjeljenom prostoru manji od njih (pretkomora) služi za smještaj bogate gorive smjesa ($\lambda \approx 0,8$) koja će se uvijek sigurno zapaliti svjećicom. Drugi, po volumenu veći prostor služi za siromašnu gorivu smjesu ($\lambda \approx 1,7$) koja u normalnom Ottovu motoru ne bi mogla izgorjeti.

Iskra svjećice zapali bogatu gorivu smjesu u pretkomori, pa smjesa dijelom izgori i tlak u pretkomori naglo poraste. Taj tlak izbaci plamen (baklju) u veći prostor gdje je siromašna goriva smjesa, te se ona zbog velike površine plamene baklje brzo zapali i izgori. Pri tom izgori i ugljik-monoksid što je izašao iz pretkomore gdje je nastao zbog disocijacije. Zbog manjeg kompresijskog omjera ϵ u Ottovu je motoru kompresijski prostor V_2 relativno veći nego u Dieselskom motoru, te se baklja može usmjeriti tako da ne dodiruje stijenke koje omeđuju prostor izgaranja (npr. klip). To je važno jer je temperatura baklje visoka (do 2400 K).

Budući da postoje dva sloja gorive smjese različitih svojstava izgaranja, takvi se motori zovu i motori sa *slojevitim izgaranjem*.

Za Ottov proces pretkomora i komora imaju nešto drugačiji razmjestaj, oblik i volumenske odnose nego u Dieselskom motoru (usp. sl. 52). Umjesto da se tekuće gorivo uštrcava u pretkomoru, može se ispred nje postaviti mali usisni ventil koji se otvoriti istodobno kad i normalni usisni ventil velikog prostora izgaranja. Kroz mali ventil ulazi bogata goriva smjesa ($\lambda \approx 0,8$), a kroz normalni usisni ventil siromašna goriva smjesa ($\lambda \approx 1,7$).

Zbog dodatnih uređaja skuplja je proizvodnja takvih motora, a imaju i nešto veći potrošak goriva nego normalni Ottovi motori. Zato se motori sa slojevitim gorivim smjesama zasad još ne grade za tržište.

Stvaranje gorive smjese u Dieselovu motoru

Goriva smjesa u Dieselovu motoru stvara se u kompresijskom prostoru V_2 cilindra uštrcavanjem goriva u kompresijom ugrijani zrak. Temperatura zraka mora biti 500...600 °C da se uštrcano teško hlapljivo gorivo brzo ispari. Za to potreban kompresijski omjer ϵ određuje se izrazom (110). Za stvaranje gorive smjese na raspolaganju je vrijeme koje odgovara približno desetini okretaja, ili $\sim 36^\circ$ kruga. Zbog tako kratkog vremena uvjeti su za stvaranje gorive smjese mnogo složeniji nego u Ottovu motoru, pa je tijekom osam desetljeća razvoja Dieselova motora upotrebljavano više postupaka za stvaranje gorive smjese.

Uštrcavanje goriva zrakom. U prve Dieselove motore uštrcavalo se gorivo pomoću komprimiranog zraka. Uštrcavanje goriva počelo je u gornjoj mrtvoj točki (sl. 15, točka 2), te je gorivo uvedeno u cilindar uz konstantan tlak p_2 . To je osnovni Dieselov proces. Zrak za izgaranje komprimirao se u cilindru na tlak $p_2 \approx 4$ MPa, a zrak za uštrcavanje goriva dobavlja je posebni kompresor zraka s tlakom ~ 6 MPa. Zrak za uštrcavanje goriva bio je hladan, pa je daljom ekspanzijom rashlađivao prostor izgaranja, što je za stvaranje gorive smjese i njeno izgaranje bilo nepovoljno. Zato je pneumatsko uštrcavanje goriva zamjenjeno hidrauličkim.

Hidrauličko uštrcavanje goriva. Hidrauličkim uštrcavanjem pumpa gorivo dobavlja u cilindar pod vrlo visokim tlakom, tako da se gorivo dobro rasprši i sigurno ispari i zapali.

Prema obliku prostora izgaranja hidrauličko ili izravno uštrcavanje goriva može se svrstati u dvije skupine: uštrcavanje u jedinstveni prostor izgaranja i uštrcavanje u podijeljeni prostor izgaranja.

Masa goriva koju treba u cilindar uštrcati za svaki radni proces određena je specifičnim potroškom goriva.

Iz izraza (95) slijedi da je potrošak goriva

$$g = \frac{3,6}{\eta_e H_d} \text{ kg/kW h}, \quad (120)$$

gdje je η_e efektivna korisnost, a H_d MJ/kg donja ogrjevna moć goriva. Cilindar snage P kW troši Pg kg/h goriva. U dvotaktnom jednoradnom motoru svaki je okretaj radan, te je broj procesa u jednom satu

$$B_2 = 60n \text{ procesa/h}, \quad (121a)$$

a u četverotaktnom motoru svaki je drugi okretaj radan, te je

$$B_4 = \frac{60n}{2} \text{ procesa/h}. \quad (121b)$$

Masa goriva g_1 koju treba uštrcati u cilindar za jedan proces dobije se ako se produkt snage P kW i izraza (120) podijeli brojem procesa, pa se dobiva

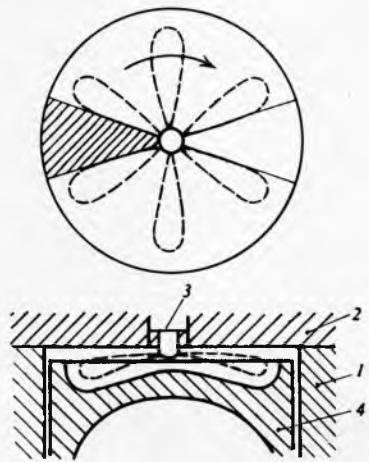
$$\text{za dvotaktni motor: } g_{1,2} = P \frac{3,6}{\eta_e H_d} \cdot \frac{1}{60n} \text{ kg/proces}, \quad (122a)$$

$$\text{za četverotaktni: } g_{1,4} = P \frac{3,6}{\eta_e H_d} \cdot \frac{2}{60n} \text{ kg/proces}. \quad (122b)$$

Potrebno gorivo razmjerno je snazi cilindra, pa su volumeni goriva koje treba uštrcati u cilindar vrlo različiti. Očito je da je za tako različite volumene goriva, koje treba uštrcati, trebalo naći različita stvaranja gorive smjese.

Jedinstveni prostor izgaranja. Prvi Dieselovi motori imali su razmjerno velik promjer cilindra, te im je kompresijski prostor izведен kao jedinstveni prostor (sl. 50). U sredini poklopca cilindra smješten je ventil za gorivo gdje se na njegovu vrhu nalazi kapica s više rupica kroz koje se uštrcava gorivo. Broj rupica i njihov promjer (0,2...1 mm) ovisi o volumenu goriva koje se uštrcava brzinom od 200...300 m/s. Postoje izvedbe sa tri do dvanaest rupica. Više mlazova iz više rupica raspoređeni gorivo u cilindru tako da se što bolje iskoristi raspoloživi zrak. Zrak između mlazova goriva (isprugani trokut na sl. 50) rotacijski se giba oko uzdužne osi cilindra i tako mijesha s gorivom. Na donjoj projekciji sl. 50 prikazana je udubljena gornja ploha klipa ili stapa, što omogućuje da se mlaz goriva slobodno

razvije a da nigdje ne udari o plohe, jer bi se tada sitne kapljice goriva sakupile u velike kaplje i nepotpuno izgorjele. U dvotaktnim motorima s uzdužnim ispiranjem, s ispušnim ventilom na sredini poklopca, postavljuje se 2-3 ventila za uštrcavanje oko ispušnog ventila, s mlazovima goriva usmjerenim tako da se međusobno ne ometaju.

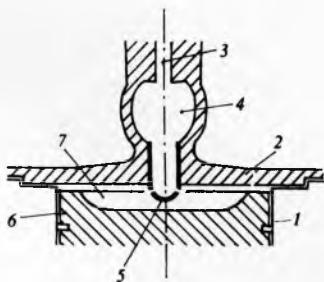


Sl. 50. Izravno uštrcavanje goriva sa šest mlazova. 1 cilindar, 2 poklopac, 3 sapnica za gorivo, 4 klip

Opisano uštrcavanje goriva naziva se često i *izravnim uštrcavanjem* za razliku od neizravnog, kad cilindar ima podijeljene prostore izgaranja.

Podijeljeni prostori izgaranja. U Dieselovim motorima malih snaga, koji moraju biti lagani pa zato imaju veliku brzinu vrtnje i male promjere cilindara, ne može se primijeniti izravno uštrcavanje goriva u jedinstveni prostor, jer je udaljenost od ventila goriva do stijenki koje omeđuju prostor izgaranja suviše malena. Zbog toga su razvijene konstrukcije cilindra s podijeljenim prostorom izgaranja.

Pretkomore. Kad se u cilindar malog promjera (100-200 mm) treba uštrcati mala količina goriva, ugrađuje se u poklopac cilindra (sl. 51) pretkomora u koju ventil za gorivo uštrcava

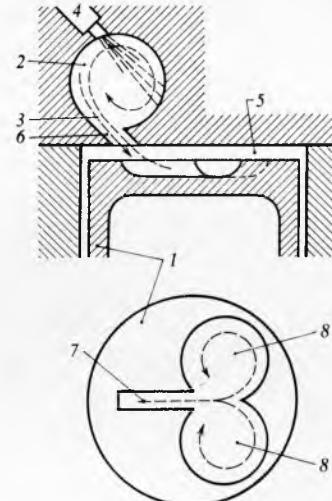


Sl. 51. Pretkomora za stvaranje gorive smjesi. 1 cilindar, 2 poklopac cilindra, 3 ventil za gorivo, 4 pretkomora, 5 kapica pretkomore s rupicama, 6 klip, 7 prostor izgaranja

gorivo u jednom mlazu. Nasuprot ventilu za gorivo nalazi se na dnu pretkomore kapica s više većih otvora. Kapica je postavljena tako da se slabo hlađi, pa u pogonu postigne temperaturu od $\sim 500^{\circ}\text{C}$, što je dovoljno da se dospiele kapljice uštrcanog goriva ispare. Za vrijeme stupanja kompresije kroz rupice u kapici utisne zrak u pretkomoru, pa dio uštrcanog goriva u pretkomori izgori. Zato u pretkomori poraste tlak i postane veći od tlaka p_2 u glavnom prostoru izgaranja, pa kroz otvore u kapici iz pretkomore naglo istječe smjesa neizgorjelih para goriva i plinova djelomično izgorjelog goriva u glavni prostor izgaranja. U glavnom prostoru izgaranja pare goriva najdu na kisik iz zraka i izgore.

Na sl. 51 smještena je pretkomora u središtu cilindra promjera 200 mm. U cilindrima manjih promjera, npr. 100 mm, pretkomora se nalazi na rubu kruga cilindra, a rupice na kapici tako su raspoređene da usmjeri strujanje prema sredini, odnosno drugoj strani cilindra.

Vrtložne komore. Na sl. 52 prikazan je sustav podijeljenih prostora izgaranja, od kojih je jedan namijenjen stvaranju vrtloga. Tijekom stupanja kompresije klip potiskuje zrak iz glavnog prostora izgaranja u vrtložnu komoru. Kanal koji spaja vrtložnu s glavnom komorom postavljen je tangencijalno na kuglastu šupljinu vrtložne komore tako da u njoj nastaju vrtlozi zraka.

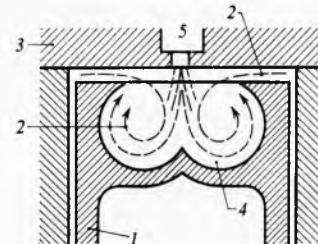


Sl. 52. Vrtložna komora. 1 klip, 2 kuglasta vrtložna komora, 3 trajektorija plinova na izlazu iz vrtložne komore, 4 dovod goriva, 5 prostor izgaranja, 6 kanal između vrtložne komore i prostora izgaranja, 7 i 8 udubljenja u klipu

U određenom trenutku uštrca se gorivo u zračni vrtlog. Dio uštrcanog goriva sa zrakom iz vrtložne komore izgori, tlak u vrtložnoj komori poraste iznad tlaka u glavnom prostoru izgaranja, te smjesa plinova izgorjelog goriva i para goriva struji u glavni prostor izgaranja. Da bi se iskoristilo za izgaranje što više zraka (jer Dieselov motor radi sa $\lambda \approx 1,5$), mlaz ulazi u dva kružna udubljenja u klipu, gdje neizgorjeli pare goriva potpuno izgore u vrtlogu zraka.

Takvo se stvaranje gorive smješte najviše upotrebljava za brzokrette Dieselove motore s promjerom cilindra 70-200 mm.

Izravno uštrcavanje i vrtloženje. Izravno uštrcavanje goriva sa stvaranjem virova u glavnom prostoru izgaranja koji je izdubljen u klipu motora vidi se na sl. 53. Na kraju stupanja kompresije zrak između klipa i poklopca istiskuje se u udubljenje u klipu, gdje se miješa s kapljicama goriva koje se uštrcava u više mlazova.

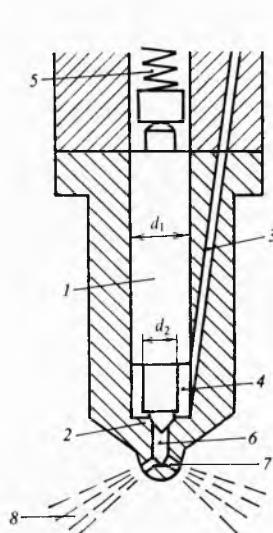


Sl. 53. Vrtložne komore u klipu. 1 klip, 2 mlazovi goriva i strujanje zraka, 3 poklopac cilindra, 4 vrtložne komore, 5 sapnica za gorivo

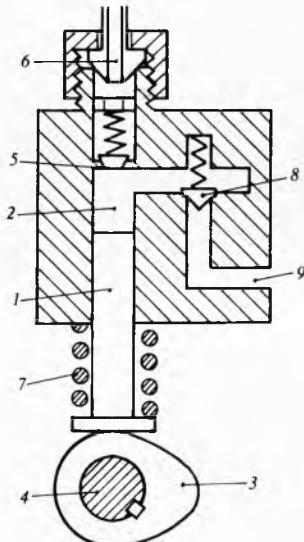
Umjesto udubljenja u obliku grčkog slova omega (sl. 53) postoje izvedbe samo s jednim kuglastim udubljenjem. U takvim izvedbama najbolje se iskorištava raspoloživi zrak, jer

takvi motori rade sa $\lambda = 1.4$. Zbog visoke efektivne korisnosti (32b) srednji je tlak p_e jednak visok kao u Ottovim motorima.

Ventil za gorivo (sl. 54) uštrcava gorivo u cilindar. Pumpa za gorivo tlači gorivo kroz prvot u prstenasti prostor. Kad tlak goriva u tom prostoru postane veći od sile opruge, podigne se igla ventila i gorivo uđe u kanal pa odatle kroz rupice u više mlazova u cilindar. U motorima s pretkomorama i vrtložnim komorama ventili za gorivo uštrcavaju samo jedan mlaz u produženi kanal koji završava rupicom prema komori. Različitim oblikovanjem vrha igle, koji završava u rupici kanala, može se djelovati na oblik mlaza goriva, a time i na stvaranje gorive smjese.



Sl. 54. Ventil za gorivo. 1 igla, 2 stožasto sjedalo, 3 kanal za dovod goriva, 4 međuprostor za gorivo, 5 opruga, 6 kanal za odvod goriva, 7 otvor za uštrcavanje goriva, 8 mlaz goriva



Sl. 55. Klipna pumpa s ventilima za gorivo Dieselova motora. 1 cilindar, 2 greben, 3 razvodna osovina, 4 tlačni ventil, 5 odvod goriva, 6 povratna opruga, 7 usisni ventil, 8 usisni ventil, 9 dovod goriva

Pumpe za gorivo. U Dieselovu motoru gorivo dobavlja klipna pumpa za gorivo (sl. 55). Greben na razvodnoj osovini podiže klip i pri tom stlačuje gorivo. Kad tlak goriva nadvlasta silu opruge tlačnog ventila, gorivo odlazi kroz cijev u ventil za gorivo. Kad vrh grebena prođe ispod klipa, opruga vraća klip u njegovu donju mrtvu točku. Zbog toga se volumen slobodnog prostora povećava te u njemu nastaje podtlak koji otvara usisni ventil, te novo gorivo ulazi u pumpu.

Za rad Dieselova motora važan je trenutak kad pumpa goriva počinje dobavljati gorivo ventilu za gorivo i trenutak kad dobava prestaje. O putu koji klip prevali između tih dvaju trenutaka ovisi volumen dobavljenog i uštrcanog goriva, a time i snaga što je razvija motor.

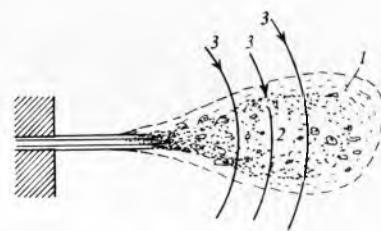
Za regulaciju dobave goriva postoji više načina. Najčešće se upotrebljava *pumpa goriva sa zakretnim klipom*. Takva pumpa nema usisni ventil, već su na klipu urezani kanali koji otvaraju i zatvaraju dovod goriva u pumpu (slično kao što stup dvotaktnog motora otvara i zatvara otvore za ispuh i zrak). Jedan je od tih kanala spiralno urezan na opsegu klipa, pa se zakretanjem klipa oko njegove osi, za vrijeme pogona, može dobava pumpe regulirati.

Neki dvotaktni motori imaju *pumpe goriva s ventilima* (kao ventil 8 na sl. 55), koji se pomoću posebnog mehanizma otvaraju i zatvaraju neovisno o usisnom djelovanju klipa pumpe. Tako se dobava pumpe može vrlo dobro regulirati, ali takve su pumpe skupе, pa se ugrađuju samo u motore velikih snaga. U cilindre motora malih snaga, s podijeljenim prostorima za izgaranje, pumpe goriva tlače gorivo na 8...15 MPa. U motorima s izravnim uštrcavanjem goriva u jedinstveni prostor izgaranja pumpe rade s tlakovima od 60...100 MPa.

Za svaki cilindar potrebna je posebna pumpa goriva, što je jedan od razloga da su Dieselovi motori skuplji od Ottovih koji rade s rasplinjačem. Na osnovi iskustava s elektronički

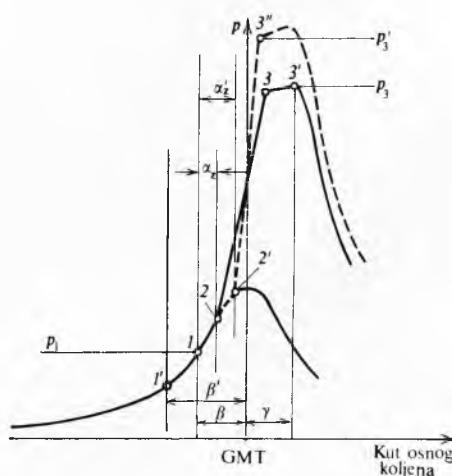
upravljanim uštrcavanjem goriva u Ottove motore, u posljednje se vrijeme počinju graditi veliki Dieselovi motori sa samo jednom visokotlačnom pumpom koja dobavlja gorivo za sve cilindre, a elektronički uređaj upravlja magnetima na ventilima za uštrcavanje goriva.

Raspršivanje goriva i upaljivanje. Mlaz goriva uštrcan kroz rupice ventila za gorivo nailazi na otpor komprimiranog zraka u prostoru izgaranja, te se raspršuje u kapljice. Kapljice na rubu mlaza ugrijavaju se toplinom komprimiranog zraka, isparuju i miješaju sa zrakom. Budući da je temperatura komprimiranog zraka jednaka ili viša od temperature upaljivanja goriva, rubovi mlaza se zapale. Izgaranjem ljsuske mlaze goriva osloboda se toplina, pa se u sredini mlaza naknadno uštrcano gorivo naglo isparuje i povećava volumen mlaza. Budući da se za prvo izgaranje potrošio rasploživi kisik iz neposrednog okoliša, treba vrtloženjem poprijeko na mlaz (sl. 56) dovesti novi zrak za izgaranje novo naišlih para goriva.



Sl. 56. Prikaz paljenja goriva u Dieselovu motoru. 1 vanjski rub mlaza raspršenog goriva, 2 jezgra mlaza, 3 smjer strujanja zraka

Kao i u Ottovu motoru, od upaljivanja goriva u točki 1 (sl. 57) do porasta tlaka u točki 2 proteče vrijeme zakašnjenja koje odgovara kutu zakašnjenja α_z . To zakašnjenje traje od trenutka ulaska goriva u cilindar, točka 1, sve do trenutka kad izgaranjem goriva dovedena toplina postane veća od topline odvedene na hladnije stijenke oko prostora izgaranja. U tom kratkom vremenu mora se mlaz goriva raspršiti u što više sitnih kapljica da bi se povećala dodirna površina goriva i zraka, jer se time povećava brzina prijelaza topline sa zraka na gorivo. Na izgaranje goriva, dakle, mnogo utječe vrtloženje zraka u prostoru izgaranja i zapaljivost goriva.



Sl. 57. Razvijeni indikatorski dijagram Dieselova motora u okolini gornje mrteve točke (GMT). Puna crta: normalno rano paljenje, crtkano: zakašnjeno paljenje: 1 početak uštrcavanja goriva, 2 početak izgaranja, 3 svršetak izgaranja pri $v = \text{const.}$, 3' svršetak izgaranja pri $p = \text{const.}$

Razlijevanje goriva na veliku plohu. Raspršivanje je uštrcanog goriva važno kad se gorivo uštrcava izravno u prostor izgaranja koji ima veću duljinu. Izravnim uštrcavanjem goriva u mali prostor izgaranja (sl. 53) gorivo se ne stigne raspršiti u sitne

kapljice, nego se razlije po plohamu udubljenja u klipu. Preko goriva razlivenog u vrlo tankom sloju vrtloženje donosi topao zrak, pa se površina razlivenog goriva vrlo naglo isparuje, nastale pare se zapale i svojom toplinom isparuju sloj goriva ispod sebe tako da je isparivanje dovoljno brzo za brzine vrtnje $2000\ldots2400 \text{ min}^{-1}$. Takvo se isparivanje goriva zbiva djelomično u prostorima izgaranja s vrtložnim komorama (sl. 52), osobito ako je, zbog slabijeg hlađenja, ploha nasuprot ventila za gorivo dovoljno vruća. Dakle, goriva se smjesa stvara dovodom zraka gorivu, za razliku kad se raspršeno gorivo dovodi zraku.

Izgaranje. Upaljeno gorivo naglo izgara praktički uz konstantan volumen, pa se time dovodi toplina Q'_1 (sl. 16). Tlak naglo poraste od stanja p_2 u točki 2 (sl. 57) na tlak p_3 u točki 3. Točka 3 je iza gornje mrtve točke, pa se toplina Q''_1 dovodi tijekom ekspanzije od 3 do 3' uz konstantni tlak p_3 . Ako je kraj izgaranja za kut γ iza gornje mrtve točke, a gorivo se uvede u točki 1, koja leži za kut β ispred gornje mrtve točke, trajanje je izgaranja određeno izrazom (118a). Porast tlaka od 2 do 3, nazvan gradijentom porasta tlaka, karakterističan je za izgaranje u Dieselovu motoru i iznosi $0,3\ldots0,6 \text{ MPa}$ za 1° kruga koljena. U motoru s izravnim uštrcavanjem gradijent je veći, pa motor radi tvrde, a u motoru s podijeljenim prostorima izgaranja gradijent je manji, pa motor radi mekše. Tvrđ rad motora može prijeći u udaranje koje se, kao i u Ottovim motorima, naziva detonacijom. Detonacija nastaje kad se u cilindar uštrcane gorivo nedovoljno brzo zapali, te je zakašnjenje paljenja t_t (117), odnosno kut zakašnjenja paljenja α_z veći nego razmak od 1 do 2' na sl. 57. Zbog toga se u mlazovima goriva, odnosno razlivenom gorivu na kuglastu plohu, u trenutku upaljivanja nalazi veća masa goriva, koja naglo izgori, te tlak poraste još naglijie od točke 2' do 3'', s gradijentom porasta tlaka većim od $0,6 \text{ MPa}$ za 1° kruga koljena. Da bi se detonacija spriječila, treba takvo gorivo uštrcati ranije (na sl. 57 u točki 1' za kut $\beta' > \beta$ prije gornje mrtve točke), tako da porast tlaka počne u točki 2 i završi u točki 3, uz normalni gradijent porasta tlaka.

Najviša temperatura procesa. Prema izrazima (64) i (61) najviša temperatura procesa u suvremenom Dieselovu motoru iznosi

$$T'_3 = T_1 \varepsilon^{\gamma-1} + \frac{Q'_1}{c_v} + \frac{Q''_1}{c_p}. \quad (123)$$

Raspored toplina Q'_1 i Q''_1 može biti vrlo različit, a ovisi o porastu tlaka $\xi = p_3/p_2$ i porastu volumena $\varphi = V_3/V_2$, tj. ovisi o tome da li se više topline doveđe od točke 2 do 3 ili od 3 do 3' (sl. 16 i 19). Prema izrazu (66) slijedi da je

$$Q'_1 + Q''_1 = Q_1 = \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1}.$$

Budući da je $\lambda = 1,8\ldots2,2$, najviša temperatura nije veća od 1800 K . Zbog toga se u Dieselovim motorima ne pojavljuje disocijacija. Ako bi, međutim, zbog nepotpuna izgaranja goriva i nastalo nešto ugljik-monoksida, on će zbog velikog pretička zraka brzo izgorjeti.

Zbog velikog pretička zraka u Dieselovim se motorima stvara više dušičnih oksida nego u Ottovim motorima. Količina neizgorjelih ugljikovodika ovisi o pretičku zraka. U ekstremnim slučajevima manjka zraka (npr. $\lambda < 1,4$) izgara iz ugljikovodika samo vodik, a ugljik se izlučuje u obliku čađe.

Cetanski broj. Sposobnost goriva da se upali uspoređuje se s dva standardna goriva, od kojih se jedno vrlo lako, a drugo vrlo teško pali. Kao lako upaljivo gorivo odabran je cetan ($C_{16}H_{34}$), a kao teško upaljivo gorivo odabran je α -metilnaftalen ($CH_3C_{10}H_2$). Prvome je pridan cetanski broj $CB = 100$, a drugome $CB = 0$. U usporedbi s oktanskim brojevima OB benzina, cetenski brojevi CB imaju protivno značenje: veliki oktanski broj odgovara malom cetanskom, i obrnuto, pa vrijedi relacija $CB = (120 - OB)/2$.

Brzokretni Dieselovi motori moraju imati malo zakašnjenje paljenja α_z i t_t i gorivo cetanskog broja $CB = 40\ldots60$. Gorivo za sporokretne dvotaktne Dieselove motore mora imati $CB = 20\ldots40$.

Žarna svjećica. Ako su okolišne temperature vrlo niske, da se uputi hladan Dieselov motor, treba zagrijati prostor izgaranja u cilindru. U Dieselovu motoru za vozila to se postiže žarnom svjećicom. Žarna svjećica može se primijeniti samo u motoru razmjerno malog promjera cilindara, a osobito u motorima s podijeljenim prostorima izgaranja. U motoru s pretkomorom žarna se svjećica ugrađuje u pretkomoru, a u motoru s vrtložnom komorom, u vrtložnu komoru. Vanjski izgled žarnih svjećica sličan je onima za Ottove motore, samo što umjesto iskrišta imaju spiralu savijenu od žice promjera $\sim 1 \text{ mm}$, koja kao žarna nit spaja srednju elektrodu s tijelom svjećice. Kad se pusti struja iz akumulatora (napon $6\ldots12 \text{ V}$), spirala se brzo zažari i zračenjem topline ugrijava prostor oko sebe. Nakon $10\ldots30 \text{ s}$ zagrijavanja motor se može uputiti, pa se žarna svjećica isključi. Smještaj spirale u prostoru izgaranja ne smije smjeti strujanju goriva iz ventila za gorivo.

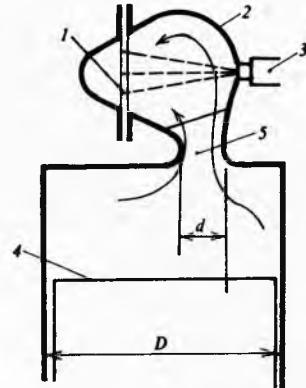
Veliki motori zagrijavaju se tako da se prethodno nekim vanjskim sredstvom ugrije rashladna voda oko cilindara.

Ispuh iz Dieselovih motora. Ispušni plinovi Dieselovih motora sadrže osim plinova koji izlaze iz Ottovih motora još i kisik iz viška zraka koji nije utrošen za izgaranje goriva. Zbog pretička zraka sadržaj ugljik-monoksida mnogo je manji nego u Ottovim motorima, ali ima više neizgorjelih ugljikovodika i dušičnih oksida. Budući da u gorivima za Dieselove motore ima i sumpora (u gorivima za cestovna vozila $0,2\ldots0,4\%$, a u teškim gorivima za velike motore i do 4%), ispušni plinovi sadrže i sumpor-dioksid. Ako se uštrca previše goriva pa se pretičak zraka smanji (npr. kad vozač teretnog vozila na uzbrdici daje cilindrima više goriva u nadi da će time dobiti veću snagu), ugljikovodici samo djelomično izgore i s ispuhom izlazi i neizgorjeli ugljik u obliku čađe. Motori s izravnim uštrcavanjem goriva izbacuju oko dva puta više štetnih plinova i čađe nego motori s podijeljenim prostorima izgaranja.

Ispušni plinovi odnose se sa sobom $\sim 30\%$ gorivom unesene energije. Toplina ispušnih plinova velikih, višecilindarskih brodskih Dieselovih motora, snage od 5 MW i više, iskorištava se u pomoćnim parnim kotlovima za proizvodnju vodene pare, ili za pogon parne turbine brodskog električnog generatora.

Motori s užarenom glavom. Mali motori koji upotrebljavaju teško hlapljiva goriva ranije su građeni s užarenom glavom (sl. 58). Na poklopac cilindra smještena je glava kojoj se donji dio prije upućivanja zagrije pomoću vanjskog sredstva (npr.

Sl. 58. Motor s užarenom glavom.
1 užarena ploha, 2 glava, 3 ventil za gorivo, 4 klip, 5 prolaz iz cilindra u glavu



benzinske lampe) do tamnocrvenog žara. Na užarenu plohu ventil uštrcava gorivo. U dodiru s užarenom plohom gorivo odmah ispari te sa zrakom, što ga klip tijekom stapaja kompresije utiskuje u glavu, pare goriva izgore i nastane tlak koji potisne klip prema donjoj mrtvoj točki. Zrak iz cilindra uvodi se kroz uski otvor (oko 8% površine klipa) u glavu tako da u njoj nastane snažan vrtlog. Budući da se na mjestu poklopca cilindra nalazi užarena glava, takvi motori mogu biti samo dvotaktni. Iako je velika prednost motora s užarenom glavom da mogu trošiti najrazličitija goriva, zbog velikog potroška goriva oni se više ne proizvode. Od njih je u suvremenim brzokretnim motorima preuzeta užarena kapica na dnu pretkomore (sl. 51).

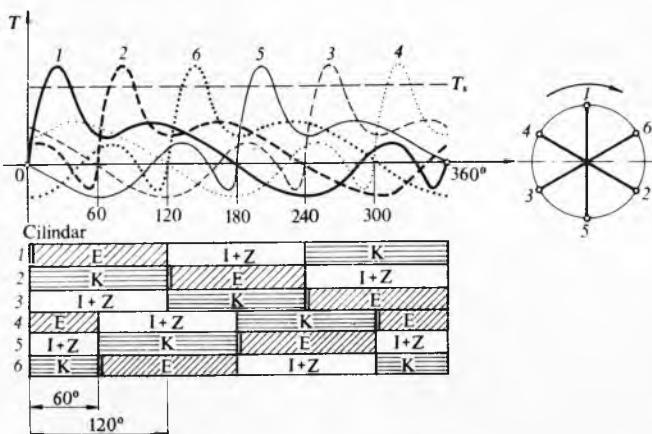
Redoslijed paljenja višecilindarskih motora

Da bi se postigla veća snaga uz jednoličniji moment vrtnje, motori s unutrašnjim izgaranjem najčešće imaju više cilindara. Veća se snaga dobije ako se postavi više jednakih cilindara na jedno koljenasto vratilo, a jednoličniji moment vrtnje motora ako se momenti vrtnje pojedinih cilindara tijekom jednog okretaja jednolikom rasporedom na krugu koljena. Razmak između impulsa što ih daje dvotaktni jednoradni motor sa 6 cilindara tijekom jednog okretaja iznosi

$$\varphi_2 = \frac{360^\circ}{6} = 60^\circ, \quad (124)$$

ili općenito za dvotaktne motore sa c cilindara

$$\varphi_2 = \frac{360^\circ}{c}. \quad (124a)$$

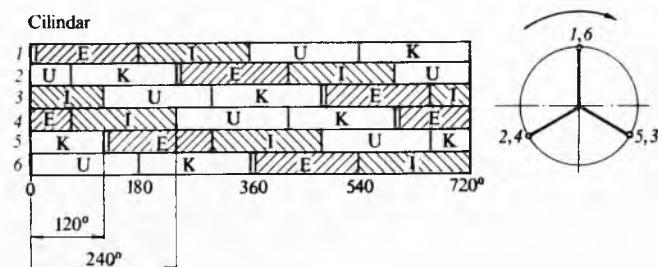


Sl. 59. Tangencijalni dijagrami pojedinih cilindara, koljenasto vratilo i redoslijed paljenja šesterocilindarskog dvotaktnog motora. E izgaranje i ekspanzija, I + Z ispuh i punjenje zrakom, K kompresija

Na sl. 59 prikazano je šest tangencijalnih dijagrama za dvotaktni šesterocilindarski motor, s počecima pojedinih dijagrama pomaknutim za 60° . Zbroj svih ordinata predstavlja trenutnu tangencijalnu silu koja oscilira oko srednje tangencijalne sile T_s . Na desnoj strani slike nacrtana je shema razmaka koljena pojedinih cilindara. Redoslijed paljenja je u smjeru strelice nad koljenastim vratilom. Nakon prvog cilindra slijedi paljenje u šestom, tj. najdaljem cilindru, zatim u drugom, pa petom itd., i to zato da i momenti uzduž motora budu što jednoličnije raspoređeni. Na donjem dijelu slike, iznad 360° kruga koljena, navedeno je što se zbiva u cilindru: E znači ekspanziju, I + Z ispuh i dovod zraka za ispiranje i punjenje cilindra, K komprezija i odeblijana crta na početku ekspanzije E znači izgaranje.

U četverotaktnom se motoru radni proces odvija tijekom dvaju okretaja, odnosno 720° kruga koljena. Ako motor ima c cilindara, jednoliki razmak impulsa tangencijalnih sila dobije se kad kutni razmak iznosi

$$\varphi_4 = \frac{720^\circ}{c}. \quad (124b)$$



Sl. 60. Redoslijed paljenja i koljenasto vratilo šesterocilindarskog četverotaktnog motora. E izgaranje i ekspanzija, I ispuh, U usisavanje, K kompresija

Na sl. 60 prikazana su shematski zbivanja u pojedinim cilindrima šesterocilindarskog četverotaktnog motora. Razmak paljenja je 120° . Sa strane nacrtana je shema razmaka koljena pojedinih cilindara. Strelica nad slikom pokazuje redoslijed paljenja koji osigurava najjednoličniji raspored momenata uzduž motora.

Na isti se način određuje redoslijed paljenja za bilo koji broj i bilo kakav razmještaj cilindara (sl. 13).

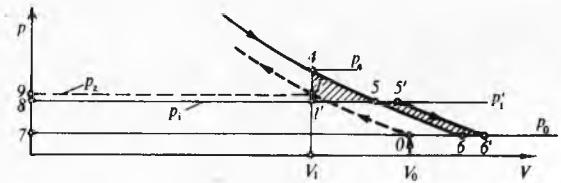
Nabijanje motora

Prema izrazu (32) srednji efektivni tlak može se povećati ako se poveća gustoća gorive smjese ϱ_s , odnosno gustoća zraka ϱ_z . Gustoća gorive smjese, odnosno zraka, ovisi o tlaku pod kojim se goriva smjesa ili zrak dobavljaju u cilindar, što znači da se povećanjem tlaka punjenja cilindra može povećati snaga. Takvo povećanje tlaka punjenja cilindra naziva se *nabijanjem motora*.

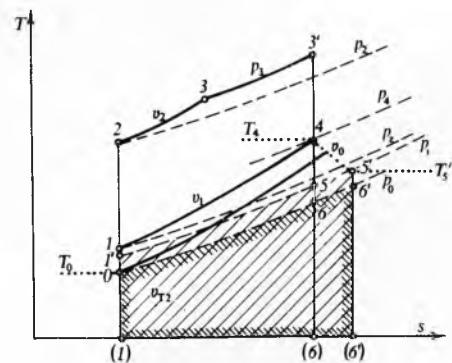
U svojim počecima (od 1925. godine do oko 1960) primjenjivalo se nabijanje samo da se poveća snaga već izgrađenih Dieselovih motora. U usporedbi s motorima bez nabijanja snaga se povećala za 50%, pa kasnije čak za 100%. Šezdesetih godina našeg stoljeća počeli su se proizvoditi Dieselovi motori već konstruirani za nabijanje.

S nabijanjem Ottovih motora počelo se sedamdesetih godina našeg stoljeća, nakon što je bilo riješeno uštrcavanje benzina u motor. Takva su rješenja postojala već ranije na avionskim motorima; goriva smjesa nabijala se pomoću centrifugalnog puhalo koje je imalo mehanički pogon od koljenastog vratila. Sada se svi motori nabijaju turbopuhalom (sl. 39).

Iskoristavanje impulsa tlaka ispušnih plinova. Na sl. 61 prikazan je kraj teorijskog indikatorskog dijagrama. U točki 4, gdje je V_1 volumen cilindra, završena je ekspanzija. Puste li se ti plinovi



Sl. 61. Dio indikatorskog dijagrama nabijanog motora na kraju ekspanzije

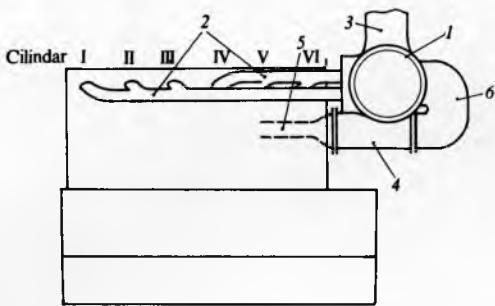


Sl. 62. T_s -dijagram suvremenog Dieselova procesa s nabijanjem

u plinsku turbinu, oni u njoj ekspandiraju po krivulji $4-5-6$ do okolišnog tlaka p_0 . Pri tom plinovi obave rad razmjeran plohi omeđenoj točkama $4-6-7-8-1-4$. Centrifugalno puhalo pokretano plinskom turbinom usisava zrak u točki 0 i komprimira ga od okolišnog tlaka p_0 na tlak p_z , koji je jednak tlaku na početku kompresije u cilindru motora (točka 1). Rad puhalo razmjeran je površini $0-1-9-7-0$. Kao što se iz sl. 62 vidi, rad puhalo je manji od dobivenog rada u plinskoj turbinii zbog gubitaka koji nastaju u svakom od tih dvaju strojeva, izraz (105b). Proces u motoru i turbopuhalu predočen

je u T_s -dijagramu (sl. 62). Točka 1 predstavlja početak kompresije, a točke 2, 3, 3' predstavljaju isto što i točke 2, 3, 3' na sl. 19. Ekspanzija u cilindru završava u točki 4 i nastavlja se u plinskoj turbinu izentropom 4—5—6. U plinsku se turbinu dovodi toplina jednaka toplini odvedenoj iz motora, tj. toplini Q_2 koja je razmjerna površini 4—(6)—(1)—1 ispod izohore v_1 . Iz plinske turbine odvodi se toplina razmjerna površini 6—(6)—(1)—0 ispod izobare p_0 . Rad u puhalu predočen je izentropom 0—1.

Turbopuhalo je skup stroj, pa se ne postavlja uz svaki cilindar, nego se ispuh iz više cilindara priključi na jednu plinsku turbinu. Da ispušni plinovi jednog cilindra ne bi ometali punjenje nekog drugog cilindra, na istu se plinsku turbinu priključi ispuh samo onih cilindara koji se međusobno ne ometaju. Iz sl. 59 vidi se da su to za šesterocilindarski dvotaktni motor cilindri 1, 2, 3 i 4, 5, 6, kojih je razmak paljenja 120° (polja I + Z), a iz sl. 60 da su za šesterocilindarski četverotaktni motor to cilindri 1, 2, 3 i 4, 5, 6, kojih je razmak paljenja 240° (polje I + 1/3 polja U).



Sl. 63. Smještaj turbopuhala u motoru. 1 plinska turbina, 2 ispušne cijevi, 3 odvod ekspandiranih plinova iz turbine, 4 hladnjak zraka, 5 odvod u usisne ventile, odnosno otvor, 6 koljeno odvoda zraka iz puhalu u hladnjak

Na sl. 63 prikazan je smještaj turbopuhala na šesterocilindarski četverotaktni Dieselov motor. Ispušnim cijevima 2 odvode se ispušni plinovi iz cilindra, I, II, III, odnosno IV, V, VI, u plinsku turbinu 1. Da se ne bi za svaka tri cilindra moralo postaviti skupo turbopuhalo, dovod ispušnih plinova sapništu plinske turbine podijeljen je u dva odvojena dijela: jedna polovica sapništa dobiva ispuh iz cilindara I, II, III, a druga iz cilindara IV, V, VI. Kroz cijev 3 odvode se ekspandirani plinovi iz turbine u okoliš. Puhalo koje je na istom vratilu s turbinom (na sl. 63 krug 1 turbine predstavlja ujedno i puhalo) usisava zrak, tlači ga kroz hladnjak 4, odakle cijev 5 razvodi zrak prema usisne ventile svih cilindara.

Kad je tlak p_z zraka za nabijanje 1,5 puta veći od okolišnog tlaka p_0 (tj. $0,15 \text{ MPa}$), temperatura se zraka poveća od T_0 na T_z , te prema izrazima (40) i (39) iznosi

$$T_z = T_0 e^{x-1} = T_0 \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{\frac{x}{x-1}}, \quad (125)$$

pa zrak treba rashlađivati da mu se gustoća ne bi smanjila, jer bi se time smanjio srednji efektivni tlak i snaga motora.

Motori s brojem cilindara koji je djeljiv sa 3 (motori sa 3, 6, 9, 12 i 18 cilindara) mogu se nabijati iskoristavanjem impuls-a plinova. U četverotaktnom motoru sa 9 cilindara može se sapnište dovoda plinova plinskoj turbinu podijeliti u tri međusobno jednake i odvojene trećine kruga; svaka trećina dobiva plinove od triju cilindara u kojima je paljenje razmagnuto za 240° . Dvotaktni motori velike snage grade se s cilindrima u liniji, a trebaju obično toliku masu zraka da se za svaku 3 cilindra postavi po jedno puhalo. Četverotaktni motori sa 12 i 18 cilindara smještenih u obliku slova V imaju na kraju niza cilindara po dva turbopuhala, a ispušne cijevi vode se između cilindara k turbopuhalima (v. sl. 95 do 97). U motorima s brojem cilindara koji nije djeljiv sa 3, iskoristavanje impulsa tlaka ispušnih plinova zahtijeva posebne izvedbe ispušnih cijevi do plinske turbine.

Iskoristavanje konstantnog tlaka ispušnih plinova. Plinske turbine turbopuhala koje iskoristavaju impulse ispušnih plinova imaju manji stupanj korisnosti nego plinske turbine kojima se u sapništu privode ispušni plinovi pod konstantnim tlakom p_i , i to na cijelom opsegu (tzv. *puni privod*). Na izlazu iz cilindra tlak p_4 ispušnih plinova smanji se na tlak p_1 (sl. 61) prigušivanjem u zajedničkoj ispušnoj cijevi. Energija ispušnih plinova, razmjerna trokustastoj površini 4—5—1', poništi se vrtloženjem i pretvori u toplinu. Zbog tog se u točki 5 poveća temperatura, pa volumen plinova poraste do točke 5'. Plinovi ekspandiraju u plinskoj turbinu od točke 5' do točke 6', tj. od tlaka p_1 na tlak p_0 . Teorijski je površina 5—5'—6—6 jednaka površini 4—5—1', ali zbog gubitaka topline ona je stvarno nešto manja. U plinskoj turbinu dobiveni rad razmjeran je površini 5'—6'—7—8, a potreban rad za kompresiju u puhalu predočuje površina 0—1—9—7. Tlak zraka kojim se cilindar puni, odnosno ispire, mora biti uvijek veći od tlaka ispušnih plinova u zajedničkoj ispušnoj cijevi ($p_z > p_1$); u dvotaktnim motorima to osigurava ispiranje cilindra.

U T_s -dijagramu (sl. 62) iz motora odvedena toplina Q_2 razmjerna je površini 4—(6)—(1)—1 ispod izohore v_1 . Ta se toplina privodi plinskoj turbinu pri konstantnom tlaku p_i , a predstavljena je koso ispruganom površinom 5'—(6')—(1)—1' ispod izobare p_1 . Da bi te površine bile jednakе, površina 4—5—1' mora biti jednakа površini 5—5'—(6')—(6) koja predstavlja toplinu dobivenu vrtloženjem plinova u ispušnoj cijevi. Iz plinske turbine odvedena toplina Q_{T_2} razmjerna je površini 6'—(6')—(1)—0 ispod izobare p_0 .

Iskoristavanje stalnog tlaka ispušnih plinova prema iskoristavanju impulsa ispušnih plinova daje bolje rezultate kad je $\pi = p_z/p_0 > 2$. To u četverotaktnim Dieselovim motorima daje srednji efektivni tlak $p_e \geq 1,3 \text{ MPa}$, a u dvotaktnim $p_e \geq 1 \text{ MPa}$. Velika je prednost iskoristavanja stalnog tlaka u tome što postoji samo jedna ispušna cijev za sve cilindre (sl. 95). To je osobito važno za mnogocilindarske srednjokretne četverotaktne Dieselove motore s cilindrima u položaju V.

Stupanj nabijanja. U Ottovim motorima može nastati detonacija ako su tlakovi i temperature na kraju kompresije previšoki. Budući da to ovisi o kompresijskom omjeru ε , treba kompresijski omjer smanjiti, ali se time smanjuje i termička korisnost. Zbog toga se Ottovi motori rijetko nabijaju, a nabijeni motori za osobne automobile imaju efektivni tlak $p_e \leq 1,5 \text{ MPa}$ uz smanjeni kompresijski omjer ($\varepsilon = 7$).

Pri pokretanju i naglom ubrzavanju automobila motor treba razviti dosta velik zakretni moment i uz brzinu vrtanje manju od nominalne, pa puhalo tada mora dobavljati više zraka. Rotirajući dijelovi turbopuhala imaju određenu tromost te se zakašnjenjem daju više zraka, a time i goriva. Zato se ugradjuju manja puhalja, manje mase, koja se brže ubrzavaju i koja već uz male brzine vrtanje dobavljaju dovoljno zraka.

Motor daje više ispušnih plinova kad mu se poveća snaga, pa bi brzina vrtanje turbopuhala mogla porasti iznad dopuštenе. Da se to sprijeći, odvodi se dio ispušnih plinova mimo plinskih turbinu izravno u okoliš. Ispuštanje dijela ispušnih plinova regulira ventil koji se otvara ili zatvara, već prema postignutom tlaku p_z zraka za nabijanje. Tako se moment vrtanje drži približno konstantnim u širokom području rada motora.

Kad je u Ottovim motorima $p_z/p_0 = 1,6 \dots 1,9$, komprimirani zrak treba hladiti.

Zbog visokih temperatura izgaranja i smanjenog kompresijskog omjera ε na kraju je ekspanzije temperatura T_4 par statina stupnjeva viša nego u Dieselovim motorima. Zato plinske turbine (redovno radikalne) za Ottove motore rade pod termički mnogo težim uvjetima negoli one u Dieselovim motorima.

Dieselovi motori nemaju pri nabijanju ograničenja. Automobilski Dieselovi motori rade s razmjerno niskim tlakovima zraka za nabijanje (p_z je kao i u Ottovim motorima samo $60 \dots 80 \text{ kPa}$ veći od okoliša), pa se dobiju srednji efektivni tlakovi p_e do 1 MPa . Također se ugrađuju turbopuhala za manje mase ispušnih plinova, kao i u Ottovim motorima, s uređajem za ispuštanje suvišnih plinova kad snaga motora poraste. Za motore teretnih vozila važnija je snaga motora, pa se dobava zraka povećava za veće brzine vrtanje. Pri tom treba imati u vidu da

Dieselovi motori za osobne automobile imaju brzinu vrtnje $\sim 4000 \text{ min}^{-1}$, a oni za teretna vozila 2000 min^{-1} , te da je snaga prvih $50 \dots 100 \text{ kW}$, a drugih $200 \dots 300 \text{ kW}$.

Dieselovi motori srednjih i velikih snaga rade s većim efektivnim tlakovima (p_e): srednjokretni četverotaktni sa $p_e = 1,2 \dots 2,3 \text{ MPa}$, a sporokretni dvotaktni sa $p_e = 1,1 \dots 1,5 \text{ MPa}$, tj. povećanje tlaka iznosi $\pi = 2 \dots 3$. Usavršavanjem rada turbopuhala i motora u budućnosti će se upotrebljavati i viši efektivni tlakovi.

Dvostepeno nabijanje ili prenabijanje. U motorima dio topline oslobođene izgaranjem prelazi na stijenke prostora izgaranja. Što je srednji efektivni tlak p_e veći, to više topline prelazi na stijenke, jer je viša i najviša temperatura procesa. U izrazu (32) za srednji efektivni tlak nalazi se u nazivniku pretičak zraka λ . Ako se poveća pretičak zraka, smanjit će se dovedena toplina i toplinsko opterećenje, ali time se smanjuje i efektivni tlak i snaga. Da bi se to kompenziralo, treba povećati gustoću zraka ρ_z , što se postiže povećanjem tlaka nabijanja p_z .

Neki su proizvođači to rješili sa dva turbopuhala koja rade u seriji, jedno iza drugog. Visokotlačna plinska turbina prvo preuzima plinove iz motora, pa kad iskoristi polovicu njihove energije, plinovi odlaze u niskotlačnu turbinu koja iskoristi preostali pad topline. Plinovi nakon toga odlaze u atmosferu. Tako se postiže ukupni porast tlaka $\pi \approx 4$.

Zbog razlike volumena i tlakova turbopuhala moraju biti različita. Takav uređaj je vrlo skup i do sad je građen samo radi istraživanja. Njime su postignuti efektivni tlakovi $p_e = 2,4 \text{ MPa}$.

Istodobno su proizvođači turbopuhala uspjeli (1980. god.) da s jednim centrifugalnim puhalom postignu povećanje tlaka $\pi = 4$. Time je omogućeno dalje povećanje snage velikih Dieselovih motora.

Konačni tlak kompresije p_2 poraste to više što je veći tlak na početku kompresije. U suvremenu Dieselovu motoru dovod topline Q'_1 pri $v = \text{const.}$ doprinosi mnogo dobrom stupnju korisnosti η_c , pa bi porast tlaka $\xi = p_3/p_2$ trebalo zadržati dosta velikim, npr. $\xi = 2$, ali tad bi najviši tlakovi izgaranja p_3 bili veći od 15 MPa . Danas se veliki dvotaktni Dieselovi motori izrađuju sa $p_3 = 12 \text{ MPa}$, a veliki srednjokretni četverotaktni sa $p_3 = 15 \text{ MPa}$, jer današnje konstrukcije ležaja još ne dopuštaju tlakove p_3 veće od 15 MPa . Mogao bi se smanjiti kompresijski omjer (od $\varepsilon = 11 \dots 12$ na vrijednost manju od 10 ili čak manju od 9), samo što tada nastaje problem kako postići temperaturu T_2 koja je potrebna da se u cilindar uštrcano gorivo upali pri upućivanju hladnog motora. Jedno je od rješenja da se hladni motor upućuje s omjerom kompresije $\varepsilon = 12$, a kad se ugrije, kompresijski se omjer smanji na $\varepsilon = 9$, jer će se tada u ugrijanom motoru gorivo sigurno upaliti. Smanjenjem kompresijskog omjera ε smanjuje se i korisnost procesa. Prema tome, prenabijanje doći će u obzir vjerojatno samo za Dieselove motore od kojih se traži velika snaga iz razmjerne malog volumena motora, a ne i ekonomičan rad.

Ventilatorsko puhalo i upućivanje motora. Prilikom upućivanja nabijanih četverotaktnih Dieselovih motora cilindri usisavaju zrak kroz puhalo i hladnjak, pa je otpor strujanju nešto veći. Kad motor počne raditi, plinovi izgaranja počnu pokretati turbopuhalo. To je moguće za velike dvotaktne motore gdje su uz turbopuhalo zadržana i stapna puhalo koja povećavaju omjer $\pi = p_e/p_0$. Na motore bez staptih puhalo mora se prigraditi pomoćni električni ventilator koji od puštanja u rad do $\sim 50\%$ nominalne brzine vrtnje dobavlja cilindrima zrak. Pri većim brzinama vrtnje turbopuhalo dobiva od motora dovoljno plinova za rad, te se pomoćni ventilator isključi.

Višak snage dobiven nabijanjem i mehanički stupanj korisnosti. Pri prekrivanju ventila u četverotaktnim motorima ispere se kompresijski prostor V_2 (sl. 16) te zrak što preostane u tom prostoru povećava stapanj volumen V_s na $V'_s = V_s + V_2$. Prema izrazu (38) slijedi

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_2}{V_2}, \quad (126a)$$

pa je povećani stapanj volumen

$$V'_s = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_s. \quad (126b)$$

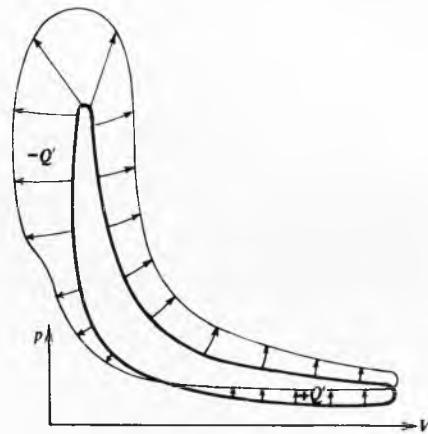
To znači, prema izrazu (30a), da se snaga motora poveća za omjer $\varepsilon/(\varepsilon - 1)$, što uz $\varepsilon = 12$ daje povećanje snage od 9%. To ne vrijedi za dvotaktne motore, jer čistoča preostalih plinova u njihovim cilindrima ovisi o dobrom ispiranju.

Ako se nabijanjem poveća motoru snaga P_v , mehanički gubici P_g motora ostanu uglavnom nepromijenjeni. To znači, prema izrazu (92), da se nabijanjem poveća mehanički stupanj korisnosti motora.

Hlađenje motora

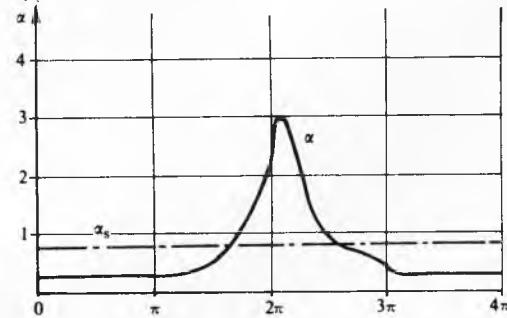
Dio topline izgaranja goriva u cilindru motora prelazi na stijenke prostora izgaranja i povisuje im temperaturu. Da zbog toga ne bi nastale smetnje u pogonu, treba tu toplinu trajno odvoditi.

Prijelaz topline. Plinovi izgaranja izmjenjuju sa stijenkama cilindra toplinu. Na sl. 64 prikazan je indikatorski dijagram s naznakom izmjene topline između radnog medija i stijenki koje ga omeđuju. Strelice na dijelu kompresije, usmjerene prema dijagramu, predstavljaju dovod topline od stijenki radnom mediju. Na cijelom ostalom dijelu strelice usmjerene prema van predstavljaju oduzimanje topline $-Q$, koja s radnog medija prelazi zračenjem i konvekcijom na stijenke cilindra.



Sl. 64. Indikatorski dijagram motora s unutrašnjim izgaranjem s naznakom smjera prijelaza topline između stijenki cilindra i radnog medija

MJ/(m² h K)



Sl. 65. Vrijednost koeficijenta prijelaza topline između radnog medija i stijenki cilindra prema položaju stapa. α_s prosječna vrijednost koeficijenta prijelaza topline

Prijelaz topline određen je izrazom

$$-Q = \alpha A(T_p - T_s), \quad (127)$$

gdje je α koeficijent prijelaza topline, A površina stijenki u dodiru s plinovima, T_p temperatura plinova, a T_s temperatura stijenki. Površina A stalno se mijenja s gibanjem stapa i klipa, a mijenja se i temperatura plinova, već prema izgaranju i ekspanziji. Za koeficijent prijelaza topline α predloženo je mnogo

izraza, a najčešće se upotrebljava Nusseltova formula

$$\alpha = 910(1 + 1,24 c_s) \sqrt{p^2 T_p} \text{ J}/(\text{m}^2 \text{ h K}), \quad (128)$$

gdje je c_s srednja stupna brzina prema izrazu (20), p trenutni tlak, a T_p trenutna temperatura plinova. Budući da se tlak i temperatura stalno mijenjaju, mijenja se i koeficijent α . Promjene α prema položaju klipa nekog četverotaktnog motora za dva okretaja od 0 do 720° prikazane su na sl. 65. Vodoravna crta α_s predstavlja srednji koeficijent prijelaza topline koji ovisi o vrsti i opterećenju motora.

Toplinsko opterećenje. Da bi se mogli uspoređivati različiti motori s obzirom na toplinu Q koja se oslobađa u cilindrima i toplinu koja prelazi na stjenke oko prostora izgaranja, uveden je pojam toplinskog opterećenja stjenki. Umnožak izraza (26a) i (121 b) daju ukupnu toplinu Q_h što se kroz jedan sat uvede u cilindar četverotaktnog motora koji radi brzinom vrtnje n , pa je

$$Q_h = \left[\left(\frac{d^2 \pi}{4} s \right) \eta_v \right] \rho_s \frac{H_d}{\lambda Z_0 + 1} \frac{60n}{2}. \quad (129)$$

Ako dovod topline traje tijekom 10% stupaja s iza gornje mrtve točke, onda toplina prelazi na ukupnu površinu

$$A = 2 \frac{d^2 \pi}{4} + sd \pi \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + 0,1 \right),$$

gdje na desnoj strani jednadžbe prvi član predstavlja površinu poklopca cilindra i stapa, a drugi član površinu plašta cilindra izloženu toplini Q_h . Ako od topline Q_h na stjenke prijeđe samo k -ti dio, toplinsko opterećenje bit će

$$q_s = \frac{k Q_h}{A}. \quad (130)$$

Faktor k iznosi 0,2 do 0,3.

Toplinsko je opterećenje u motorima 800...1500 MJ/(cm² h). Iz izraza (129) proizlazi da se toplinsko opterećenje smanjuje smanjenjem volumetrijskog stupnja punjenja η_v i povećanjem pretička zraka λ .

Temperatura stjenki cilindra. Toplina radnog medija prelazi na stjenke cilindra, prolazi kroz njih i prelazi na rashladno sredstvo. Iako se temperature radnog medija mijenjaju znatno i brzo, temperatura stjenki poprima srednju temperaturu od 120...350 °C. Najviša je temperatura stjenki oko prostora izgaranja, a najniža na dnu cilindra.

Temperatura stjenki ovisi i o vrsti i taktnosti motora. S povećanjem opterećenja motora uvodi se u cilindar više topline, pa temperature stjenki rastu, što osobito vrijedi za nabijani motor. Zato se u visoko nabijanim motorima morao izmijeniti način hlađenja termički najopterećenijim dijelova cilindra.

U četverotaktnim motorima ispušni su ventili najviše izloženi visokim temperaturama. Za vrijeme ispuha mimo ispušnih ventila struje velikom brzinom (100...200 m/s) ispušni plinovi visokih temperatura, što povećava prijelaz topline. Ako Dieselov motor ima dva ispušna ventila u poklopцу cilindra, visoku temperaturu poprima i dio poklopca među ventilima.

Ovod topline sa stjenki cilindra. Toplina Q (127) koja prijeđe s plinova na stjenke cilindra prolazi kroz materijal cilindra, već prema njegovoj vodljivosti topline λ i debljini stjenke δ , pa je

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} A (T_s - T_v), \quad (131)$$

gdje je A površina kroz koju toplina prolazi, a T_s i T_v temperatura na unutrašnjoj, odnosno vanjskoj strani stjenke cilindra. S vanjskih stjenki odvodi se rashladnim sredstvom toplina Q_r , koja mora biti jednaka dovedenoj toplini Q

$$Q_r = Q = \alpha_r A_r (T_v - T_r), \quad (132)$$

gdje je α_r koeficijent prijelaza topline sa stjenke cilindra na rashladno sredstvo, A_r hlađena površina vanjske plohe cilindra, T_v temperatura vanjske plohe cilindra, a T_r temperatura rashladnog sredstva. Koeficijent α_r mnogo ovisi o brzini strujanja rashladnog sredstva.

Rashladno sredstvo tijekom jednog sata odvede toplinu

$$Q_r = G_r c_p (T_i - T_u), \quad (133)$$

gdje je G_r u satu protekla masa rashladnog sredstva, T_u ulazna, a T_i izlazna temperatura rashladnog sredstva, a c_p toplinski kapacitet rashladnog sredstva.

Kao rashladno sredstvo najčešće se upotrebljava slatka voda. Pri hlađenju temperatura rashladne vode ne smije prijeći temperaturu vrelista, jer bi to ometalo cirkulaciju vode i jer vodena para ima manji koeficijent prijelaza topline. Zato, ako se rashladna voda nalazi pod atmosferskim tlakom, izlazna temperatura ne smije biti veća od 80...90 °C.

Ako ima dovoljno vode, stacionarni se motor može hlađiti protočno dovodom uvijek svježe vode iz vodotoka ili vodovoda. Tada prirast temperature rashladne vode može iznositi 40...60 °C, pa je potrebna količina vode razmjerno malena i iznosi 10...27 kg po kWh mehaničke energije. Ako, međutim, nema dovoljno vode, primjenjuje se povratno hlađenje, pa voda kruži u zatvorenom krugu između motora i hladnjaka rashladne vode. Tada je moguće samo relativno malo povišenje temperature vode, od 5...15 °C, pri prolazu kroz motor. Zbog toga mora kružiti veća količina rashladne vode (40...200 kg po kWh). Takvo se hlađenje primjenjuje za motore na vozilima.

Motori na brodovima hlađe se slatkom vodom, jer se iz morske vode već kod temperature od 45 °C počne izlučivati sol. Iz motora se ugrijana slatka voda odvodi u hladnjak gdje se hlađi morskom vodom.

Na vozilima se zagrijana voda hlađi u hladnjaku koji je smješten na prednjoj strani vozila i koji se tijekom vožnje hlađi strujanjem zraka. Da bi se povećalo strujanje zraka i da bi se osiguralo hlađenje i kad vozilo stoji, uz hladnjak se postavlja ventilator što ga tjeran motor.

Za hlađenje motora na avionima umjesto vode upotrebljava se etilenglikol $C_2H_4(OH)_2$, koji ključa pri atmosferskom tlaku na temperaturi od 190 °C, pa se rashladno sredstvo može ugrijati na relativno visoku temperaturu, čime se povećava prijelaz topline u hladnjaku i smanjuje potrebna površina hladnjaka.

Umjesto vodom, može se motor hlađiti zrakom. Tada se na vanjske stjenke cilindara nastavljaju rebara. Uz rebara struji zrak zbog vožnje vozila ili djelovanja ventilatora. Prijelaz topline to je povoljniji što je veći omjer površine rebara i površine koja omeđuje prostor izgaranja. Površina rebara oko cilindra mora biti najmanje 11 puta veća od površine koja unutar cilindra preuzima toplinu, a površina rebara na poklopцу cilindra najmanje 17 puta veća od površine poklopca u unutrašnjosti cilindra. Zbog manjeg koeficijenta prijelaza topline α_r od rebara na zrak temperatura je rebara za 150 °C viša od temperature zraka, pa su i temperature unutrašnjih ploha cilindra više nego u motorima hlađenima vodom. Zbog toga zrakom hlađeni motori imaju manji volumetrijski stupanj punjenja η_v .

Motori hlađeni zrakom jednostavniji su jer nema vode, pa ni opasnosti da se voda smrzne i da se iz nje istaloži kamenac. Takvi se motori pri pokretanju brže griju, pa je motor brže spremjan za najveće opterećenje. Motori hlađeni zrakom upotrebljavaju se za pogon motocikla, a rjeđe kao automobilski motori. Snaga je motora hlađenih zrakom ograničena s obzirom na mogućnost hlađenja.

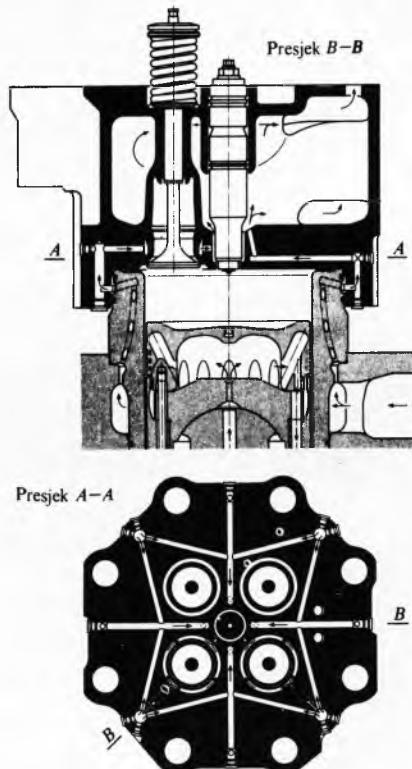
Ovod topline sa stapa i klipa. Toplinsko opterećenje klipa i stapa jednako je toplinskome opterećenju prostora izgaranja. Toplina koja prelazi na klip odvodi se djelomično s donje strane, a veći dio prolazi kroz deblji dio do stapnih prstena, a odatle na cilindar. Odvođenje topline s klipa potpomaže se pogodnim oblikom i izborom materijala klipa (npr. aluminijске legure).

U motorima veće snage, pogotovo onima s nabijanjem, takvo hlađenje klipa nije dovoljno. Tada se dno klipa mora hlađiti uljem iz sustava za podmazivanje. U manjim se motorima štrca mlaz ulja na donju stranu klipa, a u motorima veće snage od 50 kW po cilindru ulje se provodi od osnaca koljena vratila kroz uzdužni provrt u ojnicu do klipa, odakle slobodno otječe u komoru vratila.

U dvotaktnim Dieselovim motorima s križnom glavom stap se hlađi vodom ili uljem. Za odvod jednakе količine topline treba dvostruko više ulja nego vode, jer je toplinski kapacitet ulja upola manji. Rashladno sredstvo dovodi se u stape kroz teleskopske ili zglobe cijevi.

Iz prostora izgaranja nabijanih Dieselovih četverotaktnih motora, za vrijeme dok se ispušni i usisni ventili prekrivaju, toplina se odvodi i strujom zraka pod tlakom nabijanja p_z . Što je toplinsko opterećenje veće, to veće mora biti prekrivanje ($120\ldots150^\circ$ kruga koljena). Za takvo hlađenje troši se $10\ldots15\%$ od mase zraka koja ostaje u cilindru.

Hlađenje cilindra i stapa. Radi hlađenja cilindar je motora smješten u plaštu, pa kroz šupljinu između plašta i cilindra struji rashladna voda tjerana pumpom. U poklopcu su cilindra i u stupu odliveni kanali kroz koje također struji rashladna voda i odvodi toplinu.



Sl. 66. Provrti za rashladnu vodu u gornjem kraju košuljice i donjem dijelu poklopcu cilindra

Prostor izgaranja nabijanih Dieselovih motora ima veće toplinsko opterećenje, i zato takav način hlađenja cilindra i stapa više nije dovoljan. Umjesto odlivenih kanala, u zadebljaloj stijenci prostora izgaranja i u poklopcu cilindra izbušeni su provrti (sl. 66) kroz koje struji rashladna voda većom brzinom, pa je hlađenje intenzivnije. Stap se hlađi uljem za podmazivanje. Ulje doječe kroz ojnicu u rashladni prostor u stапu, a iz tog prostora otjeće kroz provrt natrag u korito motora. Zato je rashladni prostor samo djelomično ispunjen uljem, pa pri gibanju stapa ulje stalno zapljuškuje dno stapa i time pojavičava hlađenje.

Podmazivanje motora

Za motore s unutrašnjim izgaranjem vrijede osnovna pravila za podmazivanje strojeva. Jedina je razlika u podmazivanju unutrašnjih ploha cilindara velikih Dieselovih motora za pogon brodova i električnih generatora koji rade s jeftinim teškim gorivom. Takvo gorivo sadrži $1\ldots4\%$ sumpora, pa pri izgaranju nastaje sumporasta i sumporna kiselina. Da bi se spriječilo štetno djelovanje tih kiselina na košuljicu cilindra, ulje za podmazivanje cilindra mora imati bazične dodatke koji neutraliziraju kiseline. Tim se uljima dodaju još neki dodaci (aditivi)

koji čiste klip, odnosno stap, od neizgorjelih sastojaka goriva. Takva se ulja za podmazivanje nazivaju HD-uljima.

POGON MOTORA

Upućivanje motora. Motor do snage 5 kW može se uputiti ručnim okretanjem koljenastog vratila koje pokreće klipove, pa se tijekom stapa ušisavanja cilindar napuni radnim medijem. Veći motori i svi motori za vozila pokreću se električnim uputnikom, tj. elektromotorom koji se napaja električnom energijom iz akumulatorske baterije.

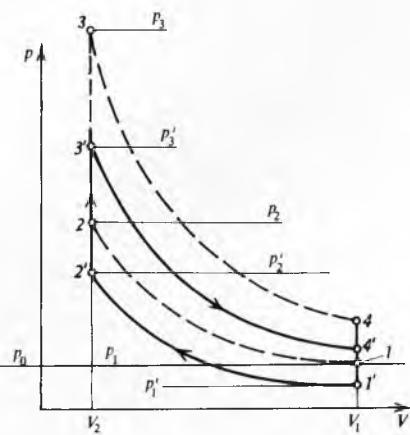
Za pokretanje velikih Dieselovih motora snage veće od 500 kW upotrebljava se komprimirani zrak iz boca pod tlakom $2,5\ldots3 \text{ MPa}$. U poklopcu cilindra nalazi se poseban ventil kroz koji se dovodi zrak za upućivanje motora. Dovedeni komprimirani zrak u cilindru ekspandira i pomiče stap. U prvih par okretaja koljenastog vratila motor radi kao zračni stroj, a kad vratič dostigne potrebnu brzinu vrtanje, uključi se dovod goriva i isključi dovod zraka za upućivanje motora pa motor radi sam.

Regulacija snage. Prema izrazu (18) snaga motora ovisi o stajnjom volumenu cilindra, broju cilindara, srednjem efektivnom tlaku i brzini vrtanje motora. To znači da se snaga motora može mijenjati samo promjenom srednjeg efektivnog tlaka (p_e) ili brzine vrtanje (n), jer su broj cilindara i stajjni volumen već jednoznačno definirani konstrukcijom motora. Zato je za neku zadalu snagu motora umnožak $p_e n$ konstantan, a grafički prikaz te snage kao funkcije od p_e i n predložen je hiperbolom.

Prema izrazu (32) srednji efektivni tlak p_e ovisi o volumetrijskom stupnju punjenja η_v i pretičku zraka λ . Volumetrijski stupanj punjenja mijenja se u Ottovim motorima zaklopkom 5 (sl. 41) na mješalu plina i 10 (sl. 44) na rasplinjaču, a pretičak zraka u Dieselovim motorima promjenom uštrcane količine goriva.

Brzina vrtanje motora ovisi o momentu vrtanje motora i momentu opterećenja što ga motor svladava. Ležaji i sustav podmazivanja motora građeni su za nominalnu brzinu vrtanje, pa bi povećanje brzine vrtanje iznad nominalne moglo oštetići motor. Dopušteno je kratkotrajno povećanje brzine vrtanje do 10% iznad nominalne, ali tada, npr. u brzokretnim motorima, volumetrijski stupanj punjenja η_v počne opadati, a s njime opada i p_e , pa i snaga motora. Brzina vrtanje može se smanjiti približno do četvrtine nominalne vrijednosti.

Regulacija snage Ottova motora. Pritvaranjem zaklopke u rasplinjaču smanjuje se tlak p_s smješte što ulazi u cilindar, pa je početni tlak p'_1 u teorijskom indikatorskom dijagramu (sl. 67) niži od tlaka p_1 kad je zaklopka potpuno otvorena. Zbog toga je i tlak p'_2 na kraju kompresije niži nego tlak p_2 koji bi se postigao da nema prigušivanja zaklopkom. Temperatura T_2 na kraju kompresije ostat će teorijski nepromijenjena, jer je i početna temperatura T_1 ostala nepromijenjena. No, zbog prigušivanja smanji se volumetrijski stupanj punjenja η_v , a

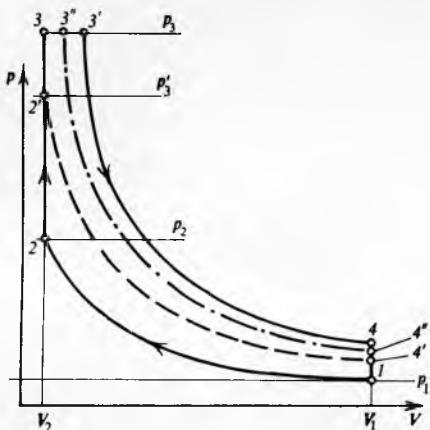


Sl. 67. Indikatorski dijagram Ottova motora. Puna crta: proces za manju snagu, crtakno: proces za veću snagu

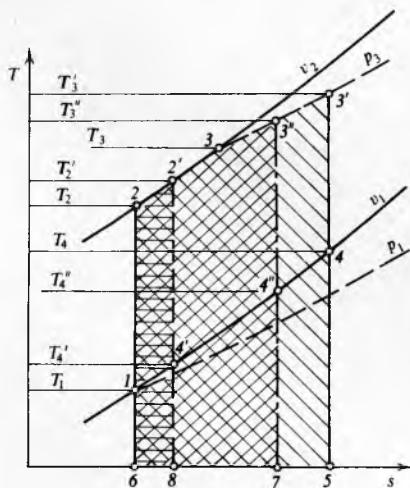
time i procesu dovedena toplina Q_1 , pa će najviša temperatura T_3 biti niža. Najviši tlak p'_3 u točki 3' razmijeran je porastu temperature, pa će biti niži od tlaka p_3 kad je zaklopka u rasplinjaču potpuno otvorena. Zbog svega toga je površina dijagrama crtanog punim crtama na sl. 67 manja od površine crtkanog dijagrama, te je srednji teorijski tlak p_{st} niži, odnosno i snaga je motora manja kad se pritvori zaklopka u rasplinjaču.

Ottovi motori upotrebljavaju se za pogon vozila, pa im, osim snage, treba mijenjati i brzinu vrtnje, što se postiže promjenom trenutka paljenja (sl. 47). Ranije preskočila iskra daje viši tlak p_3 , a time i veći moment vrtnje, pa se, uz nepromijenjeni moment opterećenja, brzina vrtnje poveća. Kasnije paljenje, točka 1', daje manji tlak p'_3 , moment se smanji, pa se smanjuje i brzina vrtnje.

Regulacija snage Dieselova motora. Dieselov motor usisava masu zraka Z razmijernu stupajnom volumenu V_s , gustoći zraka ρ_z i volumetrijskom stupnju punjenja η_v . Uštrcana količina goriva g_1 treba za izgaranje masu zraka $g_1 Z_0$ kg, pa je pretičak zraka $\lambda = Z/(g_1 Z_0)$ ovisan o količini uštrcanog goriva g_1 za jedan proces. Dieselovi motori nemaju zaklopke u usisnoj cijevi, te početni tlak p_1 u točki 1 (sl. 68) ne ovisi o snazi. Zbog toga se ni tlak na kraju kompresije p_2 ne mijenja s opterećenjem. Isto vrijedi i za temperaturu T_2 na kraju kompresije (sl. 69).



Sl. 68. Indikatorski dijagram procesa u Dieselovu motoru uz promjenu količine uštrcanog goriva



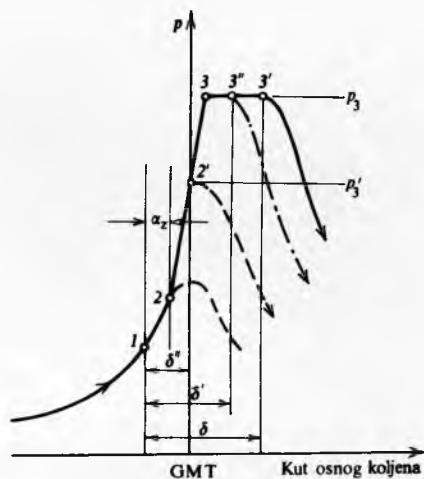
Sl. 69. T,s -dijagram procesa u Dieselovu motoru uz promjenu količine uštrcanog goriva

Pri nominalnoj snazi dovodi se toplina Q_1 dijelom pri $v_2 = \text{const.}$ (toplina Q'_1) i dijelom pri $p_3 = \text{const.}$ (toplina Q''_1). Pri tom tlak poraste do p_3 , stanje u točki 3, a temperatura do T'_3 , točka 3' (sl. 69). Ako se smanji dovod topline za količinu razmijernu plohi 3''—3'—5—7 (sl. 69), smanjuje se dovod topline pri $p_3 = \text{const.}$, te se postigne niža temperatura $T''_3 < T'_3$,

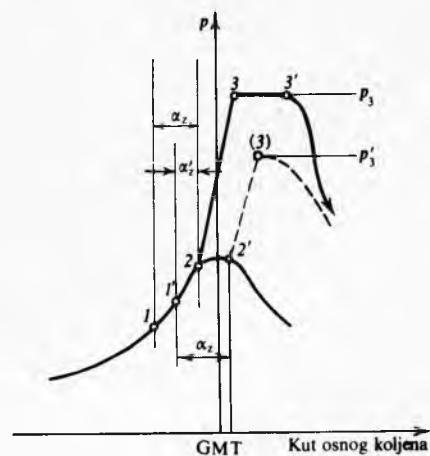
i manje povećanje volumena 3—3'' u p,V -dijagramu (sl. 68). Krivulja ekspanzije (točka-crtkana krivulja 3''—4'') na sl. 69 leži niže od krivulje 3—4 koja odgovara nominalnoj snazi, što znači da će motor imati snagu manju od nominalne.

Daljim smanjivanjem dovoda goriva može dovedena toplina postati manja od potrebne da se dostigne tlak p_3 , pa je najviši tlak $p'_3 < p_3$, a temperatura $T'_2 < T_2$. Tada je dovedena toplina $Q'_1 = Q_1$ u T,s -dijagramu (sl. 69) razmijerna površini 2—2'—8—6, a u p,V -dijagramu (sl. 68) ekspanzija počinje u točki 2'. Tada je površina indikatorskog dijagrama manja, srednji indicirani tlak niži, pa će i snaga biti manja.

Dieselovi motori s konstantnom brzinom vrtnje služe za pogon električnih generatora. Uz konstantno zakašnjenje paljenja t_z i kut zakašnjenja α_z , početak uštrcavanja goriva počinje pri svim opterećenjima i snagama u istoj točki 1 (sl. 70) i traje za nominalnu snagu do točke 3' (kut δ), za smanjenu snagu do točke 3'' (kut δ'), a za najmanju snagu do točke 2 (kut δ''). Konstantni broj okretaja održava se regulatorom.



Sl. 70. Razvijeni indikatorski dijagram procesa u Dieselovu motoru u okolini gornje mrtve točke (GMT) uz promjenu količine uštrcanog goriva i konstantnu brzinu vrtnje



Sl. 71. Razvijeni indikatorski dijagram procesa u Dieselovu motoru u okolini gornje mrtve točke (GMT) uz promjenu količine uštrcanog goriva i promjenljivu brzinu vrtnje

Dieselovi motori s promjenljivom brzinom vrtnje služe za pogon vozila i brodova. Smanjenjem dovoda goriva smanjuje se moment vrtnje motora, pa nepromijenjeni moment otpora smanji brzinu vrtnje. U Dieselovim se motorima dovod goriva regulira promjenom trenutka uštrcavanja goriva. Na razvijenom indikatorskom dijagramu (sl. 71), za nominalno opterećenje motora gorivo se uštrcava u stanju točke 1. Zbog zakašnjenja paljenja porast tlaka počne za α_z kasnije u točki 2. U točki 3 postiže

se najviši tlak p_3 , a u točki 3' prestaju dovod goriva i izgaranje, te počinje ekspanzija. Proizvedeni moment vrtnje motora jednak je momentu opterećenja motora. Ako se gorivo počne uštrcavati kasnije, npr. u točki 1', zbog nepromijenjenog zakašnjenja paljenja t_z , i porast tlaka počinje kasnije u točki 2', pa će izgorjeti manja količina goriva Q' , a najviši će tlak p'_3 biti niži od tlaka p_3 . Zbog smanjenog najvišeg tlaka manji je moment vrtnje, pa će se uz nepromijenjeni moment opterećenja brzina vrtnje motora smanjiti. Budući da se brzina vrtnje smanji od n do n' , prema izrazu (117) smanjit će se kut α_z na $\alpha'_z = n_6 n' t_z$, pa će se zato točka 2' vratiti u točku 2, što znači da je uspostavljena ravnoteža momenata novog pogonskog stanja.

Zaustavljanje rada motora. Rad Ottovih motora zaustavlja se tako da se isključi paljenje, a Dieselovih motora da se prestane s uštrcavanjem goriva.

M. Mikuličić

ELEMENTI MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

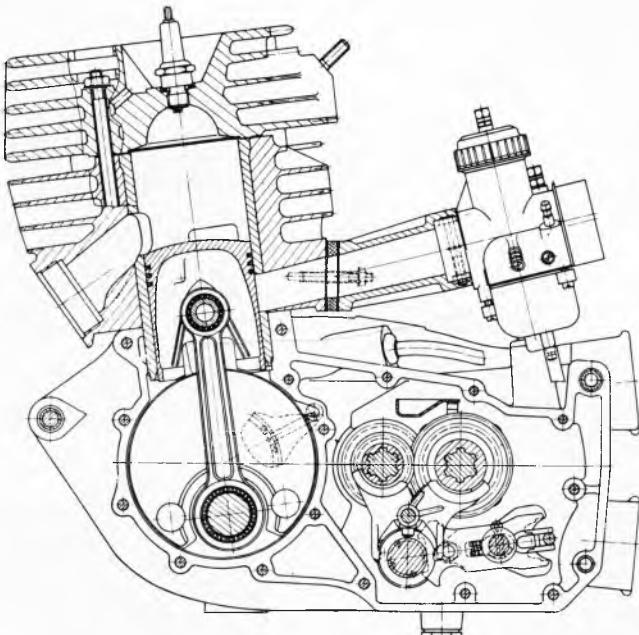
Svi motori s unutrašnjim izgaranjem, bez obzira da li su Ottovi ili Dieselovi, imaju neke osnovne istovrsne elemente. Konstrukcija tih elemenata ovisi o brzini vrtnje koljenastog vratila (brzokretni, srednjokretni i sporokretni motori), o broju procesa (dvotaktni i četverotaktni motori), te o tome da li su s križnom glavom, pa imaju stapove, ili su bez nje, pa imaju klipove. Motor je lakši ako uz istu snagu ima veću brzinu vrtnje. Osim toga Ottov je motor lakši od Dieselova, jer je u Ottovu motoru niži najviši tlak izgaranja.

Razlikuju se elementi motora koji miruju (poklopac, cilindar, stalak, temeljna ploča) od onih koji se gibaju (klip, stap, stapajica, križna glava, ojnice, koljenasto vratilo, ventilii).

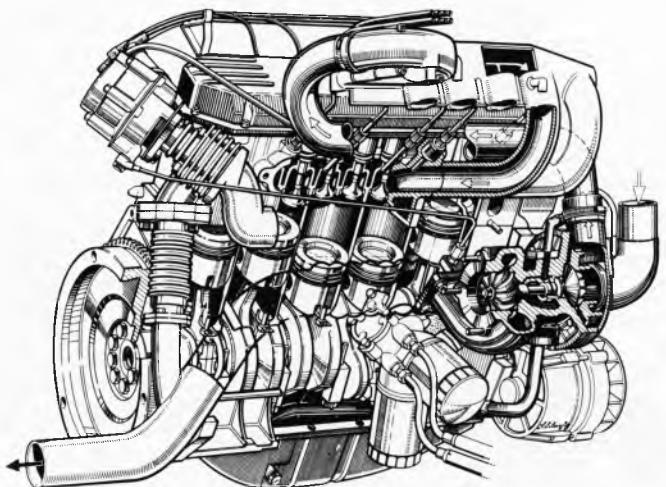
Brzokretni motori

Kućište motora sastoji se od cilindara i stalka cilindara, gdje su na gornjoj strani pričvršćeni poklopac cilindra, a na donjoj strani temeljni ležaji i korito motora. Sklop od više cilindara izliven u jednom komadu zove se često *cilindarski blok*. Na kućištu su prigrađeni pomoći uredaji motora. Neke konstrukcije kućišta Ottovih motora vide se na sl. 72 do 74, a Dieselovih motora na sl. 75 i 76.

Cilindar. U cilindru od sivog lijeva klip dobro kliže jer je u lijevu izlučen grafit koji smanjuje trenje. Motori hlađeni vodom imaju oko cilindra plašt koji tvori *rashladni prostor cilindra*.



SL 72. Uzdužni presjek Ottova dvotaktnog motora za motocikl MZ 250 TS/I radnog volumena 244 cm^3 , snage 14 kW ($34 \text{ kW}/\text{dm}^3$) uz brzinu vrtnje 5640 min^{-1} i potrošnju goriva od 550 g/kWh



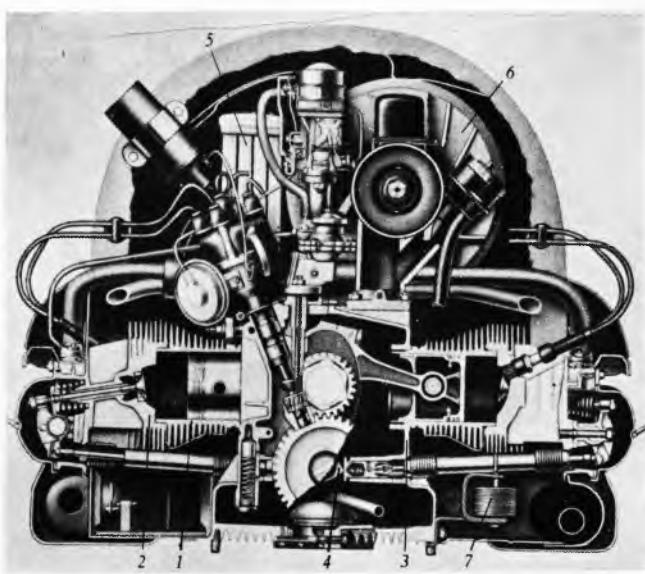
SL 73. Ottov motor Volkswagen-Audi 200 sa pet cilindara s nabijanjem. Radni volumen $1,116 \dots 1,290 \text{ dm}^3$, najveća snaga $40,5 \text{ kW}$ ($36,2 \text{ kW}/\text{dm}^3$) uz brzinu vrtnje od 6000 min^{-1} , do 55 kW ($41,6 \text{ kW}/\text{dm}^3$) uz brzinu vrtnje od 6600 min^{-1}

Ako je cilindarski blok od aluminijskih legura, cilindar je od sivog lijeva (sl. 72) jer su aluminijске legure nepovoljne za klizno trenje klipa. Takav cilindar tankih stijenki, umetnut u cilindarski blok, naziva se *košuljicom*. Košuljica prođuće vijek trajanja cilindarskog bloka, jer kad se ona istroši, može se izmijeniti, što je mnogo jednostavnije i lakše nego brušenje istrošenog prorvata u cilindarskom bloku. Zato se košuljica često ugrađuje i u blokove od sivog lijeva.

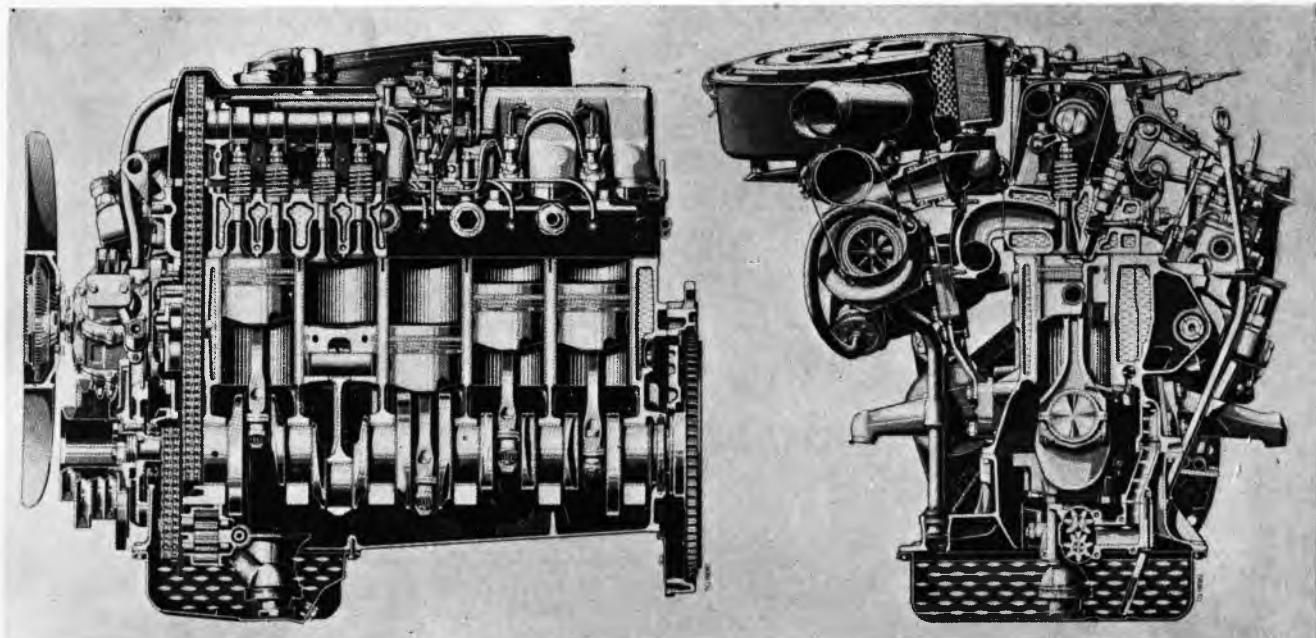
Razlikuje se *suha košuljica* (sl. 77), koja ne dolazi u dodir s rashladnom vodom, i *mokra košuljica* (sl. 78), oko koje struji rashladna voda.

Svi veći motori hlađeni vodom imaju cilindre s mokrom košuljicom. Mokra košuljica mora se tako ugraditi da je samo gornji kraj stegnut, dok se donji kraj slobodno rasteže pri temperaturnim promjenama. Na donji dio košuljice ugrađuju se brtve koje sprečavaju da rashladna voda otječe u komoru vratila. Cilindri motora hlađeni zrakom imaju više rebara (sl. 72, 74 i 76).

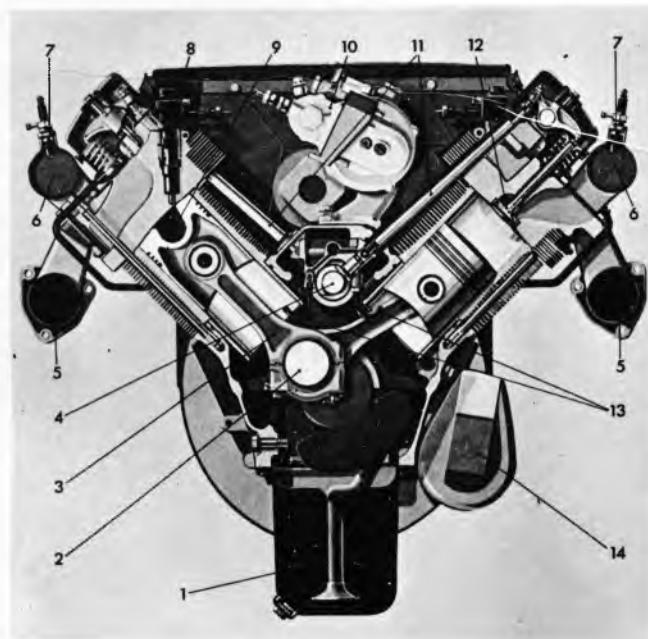
Poklopac cilindra zatvara njegovu gornju stranu. Već prema vrsti motora, u poklopcu cilindra smještena je svjećica (sl. 72), ventil za gorivo (sl. 76), pretkomora (sl. 75), žarna svjećica, te usisni i ispušni ventili. Manji motori imaju zajednički po-



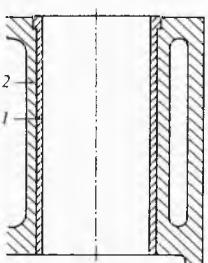
SL 74. Poprečni presjek Ottova motora Volkswagen 1200. 1 cilindar od sivog lijeva, 2 poklopac cilindra od aluminijске legure, 3 kućište motora od aluminijске legure, 4 razvodna osovina, 5 hladnjak ulja, 6 ventilator, 7 termostat za regulaciju zračnog hlađenja



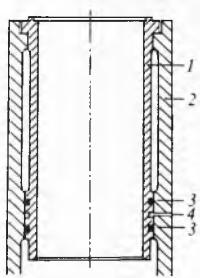
Sl. 75. Motor Daimler-Benz OM 617 A, peterocilindarski redni četverotaktni Dieselov motor s nabijanjem, snage 85 kW uz brzinu vrtnje od 4200 min^{-1} , radni volumen $3,005 \text{ dm}^3$, kompresijski omjer 21,5, pretlak nabijenog zraka $0,076 \text{ MPa}$



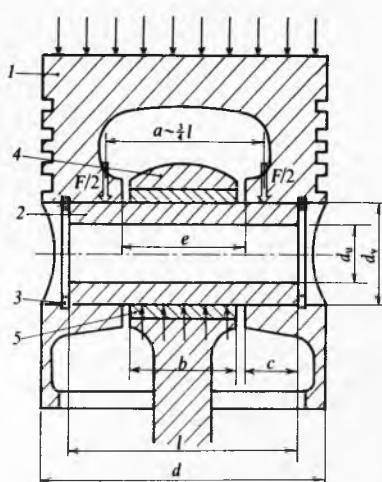
Sl. 76. Dieselov motor Klöckner-Humboldt-Deutz FL 413. 1 korito motora, 2 koljenasto vratilo, 3 ojnice, 4 razvodna osovina, 5 ispušna cijev, 6 usisna cijev, 7 žarnica za upućivanje hladnog motora, 9 komora izgaranja u klipu, 10 pumpa za gorivo, 11 šipka podizača ventila, 12 usisni ventil, 13 mlažnica za hlađenje stapa uljem, 14 električni uputnik



Sl. 77. Cilindar sa suhom košulji-com. 1 košuljica cilindra, 2 blok cilindra



Sl. 78. Cilindar s mokrom košulji-com. 1 košuljica cilindra, 2 plasti cilindra, 3 brtva košuljice, 4 kontrolni provrt

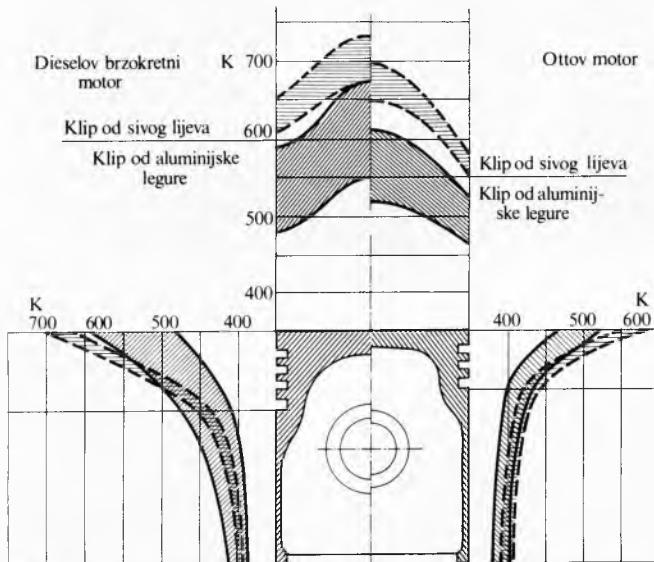


Sl. 79. Sklop klipa i osovinice. 1 klip, 2 osovinica, 3 osigurač, 4 ojnice, 5 ležaj osovinice

Tijekom izgaranja i ekspanzije toplina iz prostora izgaranja prelazi konvekcijom i zračenjem na dno klipa. Temperature klipova prikazane su na sl. 80. Kroz materijal klipa prenosi se toplina na klipne prstene i preko njih na košuljicu cilindra,

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

te dalje na rashladno sredstvo. Odvod topline mora biti toliki da se ulje za podmazivanje u utoru najvišeg prstena na klipu, zbog previsoke temperature, ne razgradi u koks, jer bi to spriječilo pokretljivost prstena. Dio topline što je preuzima klip prelazi na radni medij prilikom usisavanja, osobito ako postoji nabijanje s ispiranjem prostora izgaranja, a dio topline odvodi se konvekcijom s donje strane klipa na zrak u komori koljenastog vratila. Ako se u glavi klipa Dieselova motora nalazi vrtložni prostor izgaranja, tada je veće toplinsko opterećenje klipa, pa se on hlađi mlazom ulja za podmazivanje koje se odozdo stalno uštrcava na donju stranu klipa (sl. 76).



Sl. 80. Temperaturne raspodjelje u klipu brzokretnog motora pri maksimalnoj snazi

Zbog manjih inercijskih sila klipovi brzokretnih motora izrađuju se od legure aluminija sa 12...15% silicija i s dodacima nikla i magnezija. Aluminijске legure imaju koeficijent temperaturnog rastezanja dva puta veći nego sivi lijev od kojeg su izrađene košuljice cilindra. U pogonu klip poprima višu temperaturu od košuljice, što pri konstrukciji i oblikovanju klipa treba uzeti u obzir da se klip, zbog prevelikog rastezanja, ne bi zaglavio u cilindru. Zato klipovi od aluminijskih legura imaju veću zračnost na gornjem, a manju na donjem dijelu (sl. 79). Kad se motor ugrije, klip se rastegne više, a košuljica manje, te se zračnost između njih svede na normalni klizni dosjed. Isto vrijedi za klipove od sivog lijeva, samo što je tada zbog manjeg koeficijenta temperaturnog rastezanja potrebna manja zračnost.

Osim deformacija zbog djelovanja topline, klip je u pogonu podvrgnut i elastičnoj deformaciji zbog djelovanja tlaka plinova. Zbog toga se klip nejednako deformira u smjeru osi osovinice i okomito na nju.

Klip debljih stijenki bolje se hlađi i ima manje elastične deformacije, ali veću masu. Da bi se smanjilo trošenje utora u koji je smješten najviši prsten, često se u klipu od aluminija taj utor ojača ugrađenim čeličnim nosačem prstena (sl. 81).



Sl. 81. Klip od aluminijskih legura s ulivenim nosačem prvog kompresijskog prstena

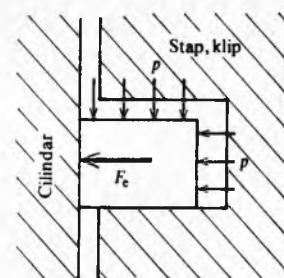
Zbog djelovanja vertikalne sile F_v (sl. 5) klip prelazi tijekom jednog okretaja s jedne strane cilindra na drugu. To se očituje kao buka, koja je to veća što je veća zračnost između klipa i košuljice. Da bi se rad motora učinio tišim i kad je motor hladan i zračnost najveća, izrađuju se klipovi od aluminijskih legura s prorezanim strukom (sl. 82). Takvi klipovi imaju manju zračnost, pa i hladni motor radi tiho.



Sl. 82. Elastični klip s prorezom

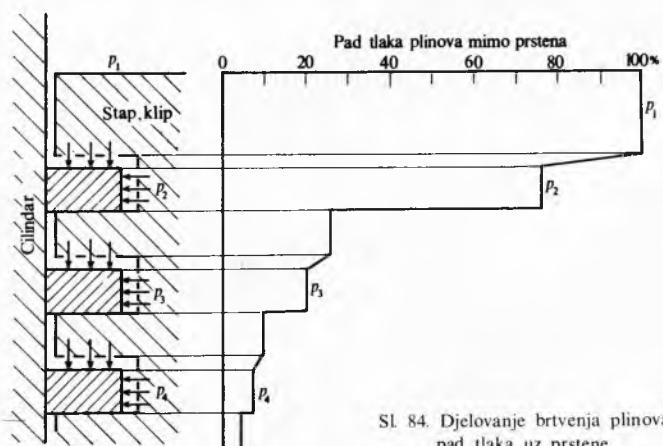
Klipni prsteni su kompresijski i uljni. Kompresijski prsteni sprečavaju da plinovi iz kompresijskog prostora prodiru mimo klipa i stijenke cilindra u komoru vratila, a uljni prsteni stružu suvišno ulje što ga koljeno vratila rotacijom nabacuje na donji dio unutrašnjih ploha cilindra. Kompresijski prsteni imaju i zadatak da s donje unutrašnje plohe cilindra dopremi ulje za podmazivanje u gornji dio cilindra, te da toplinu s klipa prenose na košuljicu cilindra.

Prsteni su smješteni u utorima klipa. Prsteni vanjskom stranom naliježu na stijenke cilindra, a bočnim stranama na utor u klipu (sl. 83). Prsten je prorezan, a nepritisnut ima veći promjer od unutrašnjeg promjera cilindra pa zbog elastične sile radijalno naliježe na unutrašnju stijenku cilindra. Radijalno nalijeganje potpomaže i tlak plinova. Bočno nalijeganje ovisi također o tlaku plinova, o silama inercije prstena i o trenju između prstena i cilindra. Te su sile promjenljive, pa se prsteni stalno pomiču između donje i gornje strane utora.



Sl. 83. Nalijeganje prstena klipa

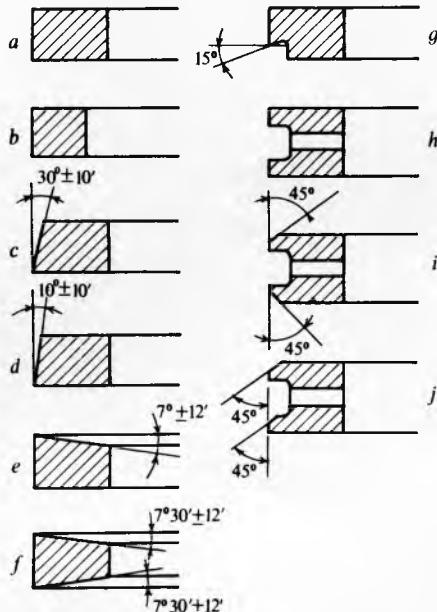
Radi dobrog brtvenja na klip se postavlja više prstena, jer tada oni djeluju kao labirintne brtve (sl. 84). Budući da je prodiranje plinova mimo prstena i funkcija vremena, motori



Sl. 84. Djelovanje brtvenja plinova: pad tlaka plinova mimo prstene

s većom brzinom vrtnje imaju manje prstena nego motori s manjom brzinom vrtnje (3...6 prstena). Brtvenje klipnih prstena poboljšava i tanki sloj ulja za podmazivanje koji se nalazi između prstena, klipa i cilindra.

Kompresijski prsteni jednostavnog pravokutnog presjeka (sl. 85a i b) zadovoljavaju sve zahtjeve u normalnim radnim uvjetima i najčešće se upotrebljavaju. *Zakošeni prsteni* (sl. 85c i d) brže se prilagođuju tijekom uhodavanja. Zbog manje dodirne površine tlak je nalijeganja na cilindar u početku velik, ali tlak plinova koji djeluje i na stožasti dio djelomično rastereće prsten. *Trapezni prsten s jednim zakošenjem* (sl. 85e) nakon ugradnje poprima tanjurasti oblik te djeluje kao zakošeni prsten. *Trapezni prsten s dvostrukim zakošenjem* (sl. 85f) povećava bočnu zračnost u utoru kad se pomiče u radikalnom smjeru. Upotrebljava se kad postoji opasnost da se prsten zaglavi u utoru.



Sl. 85. Prsteni klipa i stapa. a kompresijski prsten pravokutnog presjeka, b kompresijski prsten sa smanjenim pritiskom nalijeganja, c zakošeni kompresijski prsten, d manje zakošeni kompresijski prsten, e jednostrani trapezni kompresijski prsten, f dvostrani zakošeni kompresijski prsten, g uljni prsten s brisanjem ulja u jednoj ravnini, h, i, j uljni prsteni s brisanjem ulja u dvije ravnine

Uljni prsteni mogu imati oštar rub za struganje ulja (sl. 85g), ali češće imaju utor (sl. 85h do j). Tako se dobiva veći tlak nalijeganja jer je manja dodirna površina, a ulje se briše s donje plohe. U utoru prstena postoje prorezni kojima se odvodi ulje prema unutrašnjoj strani prstena, a odatle kroz otvore na klipu u korito motora. Ugrađuju se i višedijelni uljni prsteni koji imaju malu dodirnu površinu, pa je tlak nalijeganja velik. Dobro nalijeganje na površinu cilindra postiže se ugradnjom dodatne opruge.

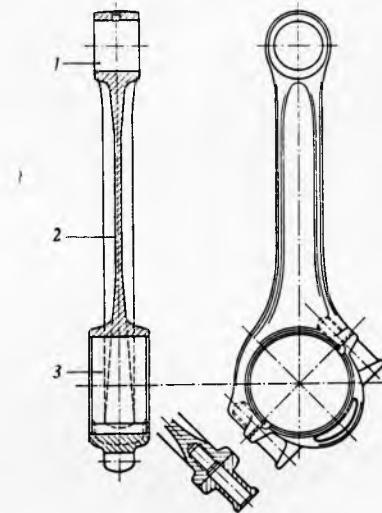
Najviše se troši prvi prsten, i to u trenutku kad se klip nalazi u gornjoj mrvivoj točki. Tamo je podmazivanje slabo (jer je doprema ulja do gornjeg dijela slaba, a ono tamo i najviše izgara), a tlak i temperatura su najviši. Tvrdim kromiranjem dodirne plohe smanjuje se trošenje prstena.

Prsteni se izrađuju od sivog lijeva, ponekad i od žilavog (nodularnog) lijeva; višedijelni prsteni izrađuju se od čelika.

Osovinica klipa prenosi silu s klipa na ojinicu (sl. 79). Aksijalni pomak osovinice sprečavaju osigurači. Osovinice se izrađuju od čelika za cementiranje ili nitriranje. Da bi se smanjila njihova masa, izvode se s provrtom.

Ojinica prenosi sile s klipa na koljeno koljenastog vratila. Struk ojnice spaja gornju i donju glavu ojnice (sl. 86). *Gornja glava*, vezana preko ležaja s osovinicom klipa, giba se pravocrtno u cilindru, dok se *donja glava*, vezana ležajem na koljeno vratila, giba kružno. U gornju glavu utisnut je ležaj, najčešće

od bronce, koji oscilira oko osovine klipa za kut 2β (sl. 5). Taj je kut samo osmina do devetina kruga, pa je podmazivanje ležaja vrlo nepovoljno. Zato se nastoji da dodirna ploha ležaja na osovinici bude što veća da bi se tako smanjio specifični tlak u ležaju.



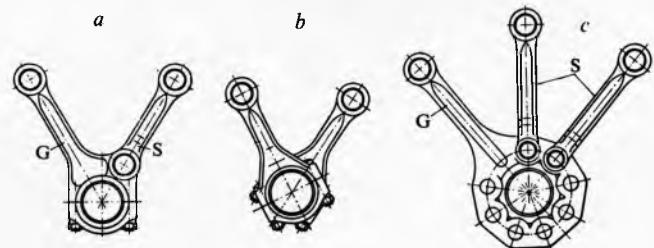
Sl. 86. Ojnice. 1 gornja glava, 2 struk, 3 donja glava

Struk ojnice podvrgnut je izvijanju, a kod brzokretnih motora i savijanju. Zbog toga je presjek ojnice u obliku slova I, da bi se dobio što veći moment tromosti uz što manju masu.

Donja glava ojnice je dvodijelna da bi se mogla montirati na osnac koljena vratila, ali mora biti kruta da sigurno stegne ležaj ojnice.

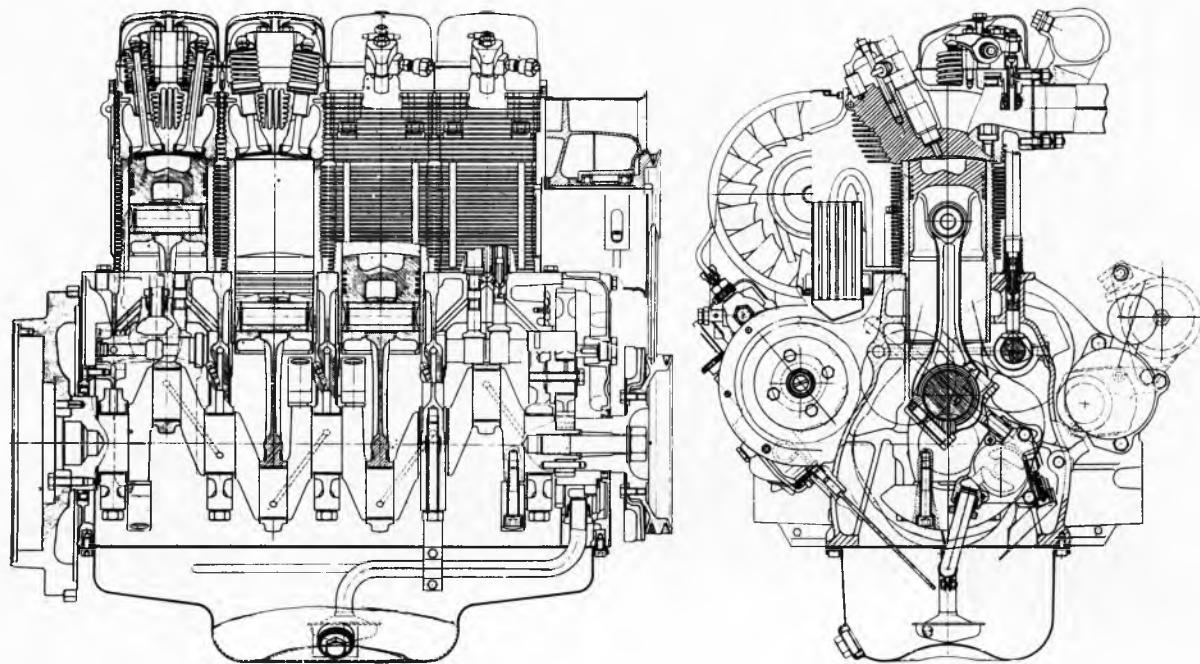
Motori s cilindrima smještenim u obliku slova V imaju najčešće ojnice smještene jednu pored druge (sl. 87a), a blokovi su cilindara međusobno pomaknuti za širinu ojnice. Blokovi mogu biti simetrično smješteni samo ako je jedna ojница s donjom glavom u obliku viljuške, a druga zahvaća međuvilicu (sl. 87b), ili ako postoji *glavna ojница* na kojoj je na jednom kraju zglobno pričvršćena *sporedna ojница*. Zvjezdasti motori imaju sve sporedne ojnice zglobno priključene na glavnu ojnicu (sl. 87c).

Ojnice se kuju od čelika, te termički i mehanički obrađuju.

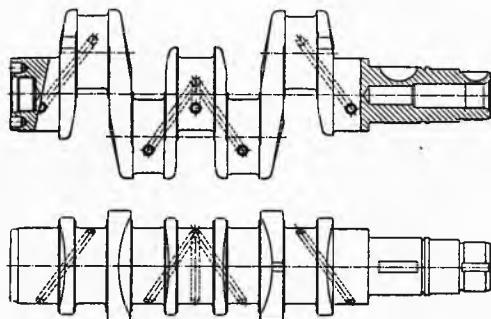


Sl. 87. Ojnice u motoru s cilindrima smještenim u obliku slova V: a sa sporednom ojnicom S, b sa paralelnim smještenim ojnicama, c u zvjezdastom motoru

Koljenasto vratilo preuzima od ojnice tangencijalne sile T (sl. 4 i 30) i na jednom kraju predaje korisniku moment vrtnje kao snagu. U tu svrhu koljenasto vratilo ima *osnace koljena*, koje obuhvaća donja glava ojnice. Osnaci koljena smješteni su na polumjeru rotacije, koji je jednak polovici stapaja, a ramanima su spojeni s *osnicama glavnih ležaja* te se oko njihove osi okreće koljenasto vratilo. Broj koljena i glavnih ležaja određen je položajem i brojem cilindara. U motorima s cilindrima smještenim u liniji kut između ramena ovisi o broju taktova i broju cilindara prema izrazu (124). Obično je broj glavnih ležaja za jedan veći od broja koljena (sl. 75 i 88). Budući da o broju glavnih ležaja ovisi duljina motora, motori manjih snaga sa 4 cilindra imaju koljenasta vratila samo sa 3 glavna ležaja, ali s pojačanim ramenom na mjestu izostalog glavnog ležaja (sl. 89).

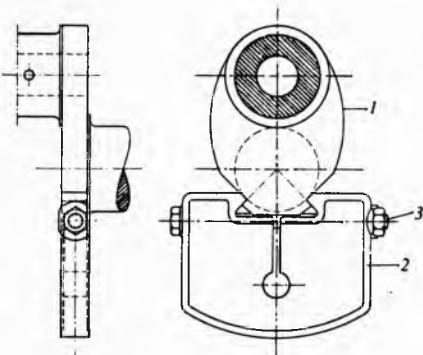


Sl. 88. Uzdužni i poprečni presjek motora Klöckner-Humboldt-Deutz FL 912



Sl. 89. Kovano koljenasto vratilo s dovodom ulja preko ležaja vratila

Osim tangencijalnih sila, na osno koljeno djeluju i centrifugalne sile. Radi uravnoteženja centrifugalnih, a djelomično i osculatornih sila, neka koljenasta vratila imaju prigradene *protutuge* (sl. 90).



Sl. 90. Rame koljenastog vratila s utegom za uravnoteženje. 1 koljenasto vratilo, 2 protuteg, 3 vijak za stezanje

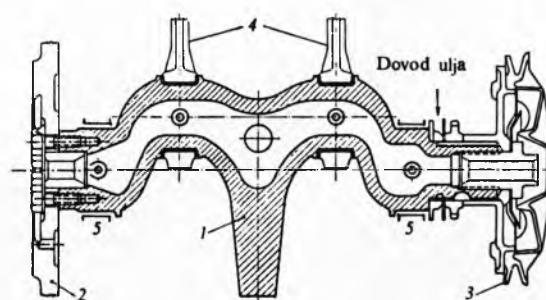
Ležaj donje glave ojnica podmazuje se uljem što se dovodi iz glavnog ležaja kroz kanale u vratilu do osnaca koljena (sl. 89).

Zamašnjak je pričvršćen na onaj kraj koljenastog vratila s kojeg se oduzima snaga, a na drugom kraju vratila priključen je pogon pomoćnih uređaja (sl. 88).

Koljenasta su vratila opterećena vrlo promjenljivim silama. Presjeci pojedinih dijelova vratila vrlo su promjenljivi, a mjestimično i oslabljeni provrtima za podmazivanje. Zbog toga nastaju na pojedinim mjestima velika naprezanja i zamor materijala, što je najčešće uzrok loma koljenastih vratila.

Koljenasta vratila brzokretnih motora kuju se u jednom komadu od čelika za poboljšavanje ili nitriranje. Prednost imaju čelici za poboljšavanje jer su pogodni za površinsko kaljenje, pa se dobiva visoka tvrdota površine osnaca i otpornost prema trošenju, dok ostali dijelovi i jezgra osnaca ostaju žilavi.

Manje opterećena koljenasta vratila lijevaju se od žilavog lijeva (sl. 91). Lijevanjem se materijal može bolje iskoristiti i



Sl. 91. Lijevano koljenasto vratilo dvocilindarskog četverotaktnog motora s dovodom ulja na prednjem kraju vratila. 1 protuteg vratila, 2 zamašnjak, 3 remenica, 4 ojnice, 5 temeljni ležaji

razmjestiti na najviše opterećena mjesta, odljev može biti šupalj, pa je vratilo lakše, a šupljina služi i za dovod ulja do koljena. Klizne plohe osnaca veoma su povoljne za ležaje jer sadrže grafit izlučen u kuglice (nodule). Takva koljenasta vratila imaju mnogi automobilski motori.

Koljenasta vratila mogu biti i sastavljena od posebno izrađenih osnaca i ramena. U brzokretnim jednocilindarskim malim motorima za motorne kotače ti su dijelovi međusobno spojeni vijcima ili steznim spojevima.

Ležaji. U motore s unutrašnjim izgaranjem ugrađuju se klizni i valjni ležaji. Najčešće se izrađuju klizni ležaji. Uz hidrodinamičko podmazivanje (v. Elementi strojeva, TE 5, str. 247) osnac u ležaju zauzima ekscentričan položaj, pa je ekscentričan i raspored tlaka na blazinicu ležaja.

Najčešće se za blazinice upotrebljavaju bijela kovina (legura kositra, antimona i bakra; kositar se može zamijeniti olovom), olovna bronca (legura bakra i olova) i aluminiske legure sa silicijem ili s kositrom. Tvrđi materijali upotrebljavaju se za ležaje s malom brzinom gibanja i slabim uvjetima za podmazivanje (npr. ležaji osovinice u klipu).

Materijali pogodni za blazinice ležaja obično imaju malu trajnu titrnu čvrstoću, koja se povećava ako je sloj materijala tanji. Zbog toga se za vrlo velika opterećenja, kakva se pojavljuju u motorima s unutrašnjim izgaranjem, često upotrebljavaju blazinice izrađene od dva ili tri sloja različitih materijala. Gornji, tanki klizni sloj od olova i kositra lako se prilagođuje osnacu, male je čvrstoće i debeo je svega $10\text{--}30 \mu\text{m}$, a nanosi se galvanski.

Blazinica je ugrađena u ležajnu šalicu od čelika ili aluminiske legure.

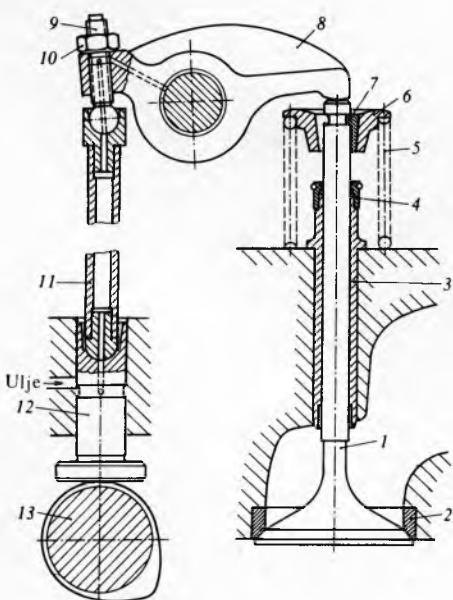
Valjni se ležaji rjeđe ugrađuju u motore. Prednost je valjnih ležaja što imaju mali otpor kotrljanja, pa su mehanički gubici manji, uski su, pa je konstrukcija kompaktnija, a ne zahtijevaju jako podmazivanje. Nepovoljno je što su osjetljivi na udarna opterećenja.

Razvodni mehanizam. U dvotaktnim motorima radni se medij izmjenjuje kroz otvore za ispuh i zrak. Za četverotaktne motore potreban je posebni uredaj s ventilima za otvaranje i zatvaranje otvora za izmjenu radnog medija. Osim toga, za sve je motore potreban uredaj koji određuje trenutak paljenja gorive smjesa u cilindru, tj. upravlja u Ottovim motorima iskrom za paljenje, a u Dieselovim motorima uštrcavanjem goriva. Sve to osigurava razvodni mehanizam pokretan razvodnom osovini koju pogoni koljenasto vratilo.

Ventil s razvodnim mehanizmom prikazan je na sl. 92. Razvodna osovina može biti sa strane (sl. 93) ili povrh poklopca motora (sl. 94). Razvodnu osovini pokreće koljenasto vratilo, i to na motorima vozila preko lančanika ili zupčastog remena, a na motorima druge namjene pomoću zupčanika. Veza je preko zupčanika najpouzdanija, ali je skuplja i u pogonu bučna.

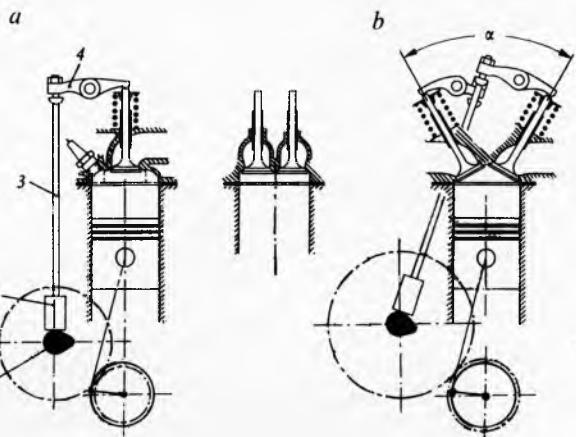
Razvodna osovina dvotaktnih motora okreće se s jednakim brojem okretaja kao i koljenasto vratilo, a u četverotaktnim motorima dva puta polaganje.

Na razvodnoj osovini nalazi se za svaki ventil i za svaku pumpu goriva Dieselova motora po jedan greben. Profil grebena može biti tangencijalan, konveksan ili konkavan. O njegovu profilu ovisi brzina otvaranja, ubrzavanja i usporavanja ventila te gibanje s njim spojenog razvodnog polužja.



Sl. 92. Razvodno poluže ventila. 1 vreteno, 2 sjedalo, 3 vodilica, 4 brtva, 5 opruga, 6 tanjurći opruge, 7 klinovi, 8 dvokraka poluga, 9 vijak za podešavanje, 10 protumatica, 11 motka, 12 podizač, 13 razvodna osovina

U poklopцу cilindra nalaze se najčešće po jedan usisni i ispušni ventil. Ponekad se postave po dva ventila svake vrste da bi se ubrzala izmjena radnog medija. U Ottovim motorima vretena ventila mogu biti postavljena okomito ili koso (sl. 93), pa se prostoru izgaranja može dati najpovoljniji oblik za sprečavanje detonacija. U Dieselovim motorima vretena ventila uvek su okomita jer mali kompresijski prostor ne dopušta kosi položaj (sl. 66).

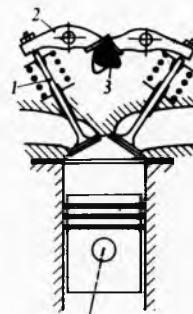


Sl. 93. Smještaj ventila u poklopcu cilindra: a paralelni ventil, b ventili raspoređeni u obliku slova V; 1 razvodna osovina, 2 podizač, 3 motka podizača, 4 dvokraka poluga

Ventili su izloženi velikim toplinskim opterećenjima. Ispušni ventili su dodatno toplinski opterećeni kad se otvore i mimo njih struje vruci ispušni plinovi. Pri punom opterećenju temperature ispušnih ventila iznose $550\text{--}850^\circ\text{C}$; niže vrijednosti vrijede za Dieselove, a više za Ottove motore. Usisni ventili za vrijeme takta usisavanja intenzivno se hlađe svježim radnim medijem, te su im temperature za $\sim 300^\circ\text{C}$ niže nego temperature ispušnih ventila. Ventil se hlađi samo time što pladanj, kad ventil sjedi, predaje toplinu dodirnoj plohi sjedala, a vreteno (stalno) vodilici u poklopcu cilindra.

Temperature ispušnih ventila toplinski visoko opterećenih Ottovih motora, npr. za zrakoplove i trkaće automobile, mogu se sniziti ako su pladanji i vreteno ventila šupljii, pa se 50% šupljine ispunji natrijem. Natrij se tali na temperaturi od 98°C , pa je u šupljini u tekućem stanju. Pri gibanju ventila tekući se natrij, djelovanjem inercije, kreće između vrlo toplog pladnja i hladnijeg vretena i tako svojim velikim toplinskim kapacitetom prenosi toplinu, tj. hlađi najtoplji dio. Time se postiže smanjenje temperature za $\sim 100^\circ\text{C}$.

Sjedalo ventila izrađuje se neposredno u poklopcu cilindra od sivog lijeva. Ako je poklopac od aluminiske legure, sjedalo



Sl. 94. Smještaj razvodne osovine povrh cilindra. 1 ventil, 2 dvokraka poluga, 3 razvodna osovina

od centrifugiranog sivog lijeva umeće se u poklopac kao poseban dio (sl. 92). Prsten sjedala mora biti tako ugrađen da ne može ispasti u cilindar.

Zbog zračnosti ventil se zatvara udarcem dosjedne plohe pladnja na sjedalo ventila. Takvo udaranje pomalo raskiva obje plohe, pa nakon dužeg pogona te plohe treba izbrusiti. Trajinost se sjedala i ventila povećava ako se pri svakom otvaranju ventil zakrene za neki kut oko osi vretena, jer se time mijenjaju dodirne izvodnice konusa.

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

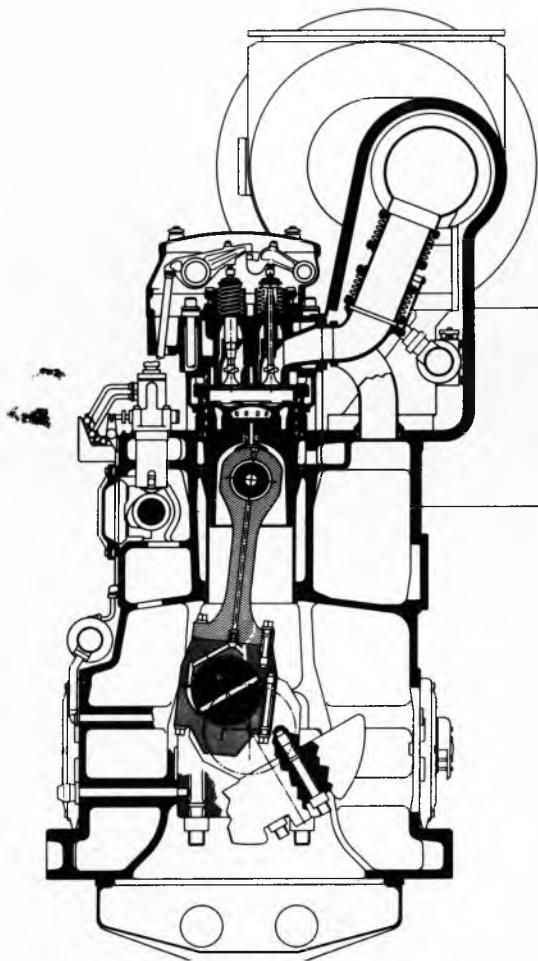
U zatvorenom stanju ventili moraju potpuno brtvti, jer bi plinovi visokih temperatura prodirali kroz raspore i oštetili ventil i sjedalo.

Ventili se izrađuju od kvalitetnih čelika, otpornih prema velikim mehaničkim i toplinskim opterećenjima.

Srednjokretni Dieselovi motori

Srednjokretni motori grade se samo kao Dieselovi, a zbog svoje snage i veličine razlikuju se od brzokretnih.

Kućišta za tri različita srednjokretna Dieselova motora vide se na sl. 95 do 97. Motori na sl. 95 i 96 imaju kućišta od sivog lijeva, a onaj na sl. 97 kućište od zavarenih čeličnih limova i čeličnih odjevaka (gnijezda za viseće glavne ležaje vratila). U prve dvije izvedbe *plaštevi cilindara* lijevani su u kućištu. Izvedba na sl. 97 ima plašteve cilindara od sivog lijeva uložene u otvore na gornjim debelim limovima kućišta. Plaštevi su cilindara čvrsto stegnuti kotvenim vijcima usaćenim u donji debeli lim kućišta. Zbog velikog toplinskog opterećenja u obzir dolazi samo hlađenje vodom.



Sl. 95. Srednjokretni četverotaktni Dieselov motor MAN, tip L 40/45, snaga 550 kW po cilindru uz brzinu vrtnje 600 min⁻¹, promjer cilindra 400 mm, stapaj 450 mm, srednji tlak 1,95 MPa

U lijevanom kućištu ugrađeni su *spremnici nabijenog zraka*: na sl. 95 spremnik je s desne strane, a na sl. 96 između oba reda cilindara. Na sl. 97 spremnici su zraka posebno izrađeni i kao posebni dijelovi pričvršćeni s vanjske strane na niz cilindara.

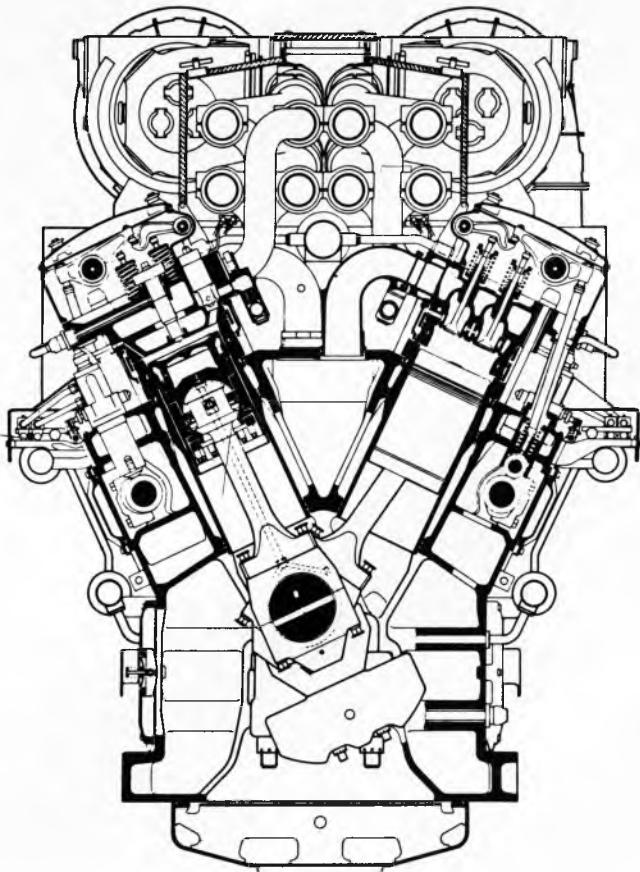
Donji dijelovi kućišta nose *gnijezda visećih glavnih ležaja*. Poklopci ležaja pričvršćeni su okomitim i vodoravnim vijcima. Donji dio kućišta prelazi u temeljnu ploču, ispod koje je korito motora. Na stranama donjeg dijela kućišta nalaze se vrata kroz koja se može prići do donjih glava ojnicica i glavnih ležaja.

Cilindar. U plašteve cilindara ulažu se košuljice cilindara. Gornji kraj košuljice je mnogo deblji radi prvrta za intenzivno hlađenje tog toplinski najviše opterećenog dijela. Košuljice su od sivog lijeva. Da bi se sprječilo korozivno djelovanje sumpor-dioksida i sumpor-trioksida, dovode se na unutrašnju plohu gornjeg dijela košuljice posebna bazična ulja.

Poklopac cilindra. U poklopcu cilindra ugrađena su po dva usisna i ispušna ventila, ventil za gorivo, ventil zraka za upućivanje motora, sigurnosni ventil i ventil za indiciranje. Poklopci su razmjerno visoki da bi bili otporni na deformacije zbog djelovanja velikih sila u smjeru osi cilindra. U poklopcu cilindra rashladna voda struji najprije oko plohe uz prostor izgaranja, a zatim oko ostalih ploha. Neki motori imaju uz prostor izgaranja zadebljanu stijenku poklopca s vertikalnim prvorivima za intenzivno hlađenje (sl. 66). Poklopci cilindara izrađuju se od sivog lijeva.

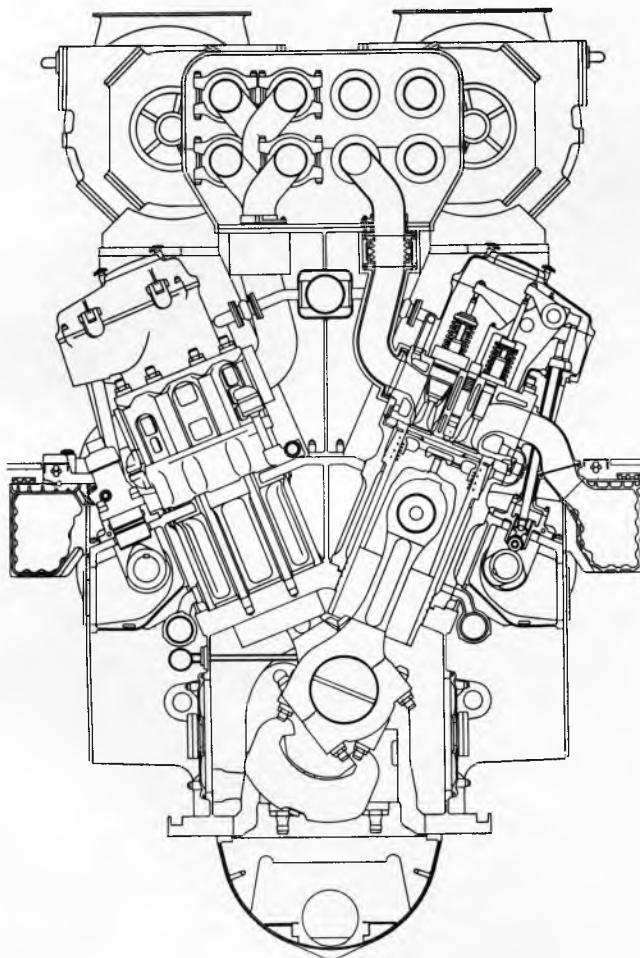
Klip je sastavljen od dva dijela: glave, izrađene od čelika, i struka, izrađenog od sivog lijeva ili aluminijskih legura. Glava i struk klipa međusobno su stegnuti vijcima. Radi hlađenja klipa prostor između glave i struka djelomično se puni uljem za podmazivanje koje se dovodi kroz ojnicu iz sustava za podmazivanje. Da se ne bi kompresijski klipni prsten zapekao u utoru, takvim se hlađenjem održava temperatura utora najvišeg kompresijskog prstena ispod 180 °C. Ugrijano ulje slobodno istječe iz klipa u prostor ispod klipa i jače opakuje plohe cilindra, pa je i opterećenje uljnih prstena na klipu veće.

Na sl. 96 gornja je glava ojnice kuglastog oblika s uređajem koji tijekom pogona stalno okreće klip oko uzdužne osi, i to brzinom približno petnaest puta manjom od brzine vrtnje koljenastog vratila. Zbog te se rotacije klipne plohe jednolik troše, što produžuje trajnost klipa. Duljina klipa odabire se tolika da specifični tlak klipa na košuljici cilindra zbog sile F_v (sl. 5) ne bude previelik.



Sl. 96. Srednjokretni četverotaktni Dieselov motor Sulzer 16 ZV 40/48. Snaga po cilindru 640 kW uz brzinu vrtnje od 560 min⁻¹. Promjer cilindra 400 mm, stapaj 480 mm, prosječni tlak u cilindru 2,2 MPa, potrošnja goriva 194 g/kWh

Ojnice. Gornja glava ojnica, kao i u brzokretnim motorima, zahvaća na osovinicu uloženu u klip. Zbog većih promjera cilindra može se ploha ležaja u ojnici proširiti, pa je opterećenje ležaja povoljnije. Ojnice s kuglastom gornjom glavom (sl. 96) leži u ležaju od bijele kovine. Ležaj se zajedno s klipom okreće oko uzdužne osi klipa, pa stalna rotacija jedne od ploha ležaja doprinosi boljem podmazivanju ležaja. Donja glava ojnice može biti koso razrezana kao u brzokretnim motorima (sl. 97), ali je češće dvodijelna i rastavljava (sl. 95 i 96). Tada je donji kraj ojnice proširen u stopu na koju se vijcima pričvrsti gornji i donji dio donje glave ojnice. Takva glava ima veće dimenzije od promjera cilindra, te se ona postavlja i skida kroz bočna vrata na kućištu. Ulje za podmazivanje dolazi u donju glavu ojnice kroz provrte u osnacu koljena, a zatim se kroz provrt u ojnici odvodi u gornju glavu.



Sl. 97. Poprečni presjek kroz četverotaktni srednjokretni Dieselov motor SEMT-Pielstick PC 4V-570. Snaga po cilindru 1100 kW uz brzinu vrtnje od 400 min^{-1} . Promjer cilindra 570 mm, stapaj 620 mm, prosječni tlak 2,13 MPa, potrošak goriva 180 g/kWh

Koljenasto vratilo može biti iskovano od jednog komada čelika. Pri mehaničkoj obradbi kovanih vratila skida se mnogo materijala, pa je obradba skupa. Osim toga, kovanjem se prešijecaju izduženi kristali čelika (vlakna), što smanjuje čvrstoću. Zato se u posljednje vrijeme koljenasta vratila izrađuju prešanjem u posebnim prešama s okomitim i vodoravnim pomaćima. Pri obradbi prešanih vratila skida se mnogo manje materijala, vlakna se ne presijecaju, pa su vratila mnogo čvršća.

Na sl. 96 i 97 na jedan osnac koljena vratila zahvaćaju po dvije ojnice.

Na ramenima koljenastih vratila pričvršćuju se vijcima protutezi za uravnoteženje rotirajućih masa. Na prednjem kraju koljenastog vratila može biti ugrađen *prigušivač torzijskih vibracija*.

Razvodni mehanizam. Na sl. 95 do 97 vide se razvodne osovine s polužjem za otvaranje ventila i pokretanje pumpe goriva. Na grebene se oslanjaju kotačići koji podižu polužje.

Ventili se najčešće ulažu u *košarice* (sl. 95 i 97) smještene u poklopcu cilindra, a priključene su na protok rashladne vode kroz poklopac. Time je materijal poklopca rasterećen od topline koju preuzimaju ventili, osobito ispušni. Košarice ventila zauzimaju u poklopcu dosta prostora, pa su ponekad usisni ventili bez košarice (sl. 97), ali postoje izvedbe i s umetnutim, intenzivno hlađenim sjedalom ispušnog ventila (sl. 66). Pepeo teških goriva sadrži vanadij-pentoksid, koji pri temperaturi od $\sim 600^\circ\text{C}$ potiče koroziju sjedala ventila. Zato se ispušni ventili motora koji rade s takvim gorivima zaštićuju navarivanjem različitih karbida (*Stellite*) ili se izrađuju od specijalnih čelika za lopatice plinskih turbina (*Nimonic*).

Radi jednolikoga toplinskog opterećenja pladnjeva ventila, ventili se okreću oko svoje osi. Zbog toga motor na sl. 95 ima na vreteno ventila prigađena krilca o koja udaraju ispušni plinovi, te zakreću ventil. Mnogo se češće između polužja za otvaranje ventila i opruge (sl. 92) ugrađuje posebni uredaj koji pri svakom otvaranju ventila okreće pladanj za neki kut (uredaj *Rotocap*).

Ventili za gorivo srednjokretnih motora moraju se hladiti uljem za podmazivanje ili rashladnom vodom.

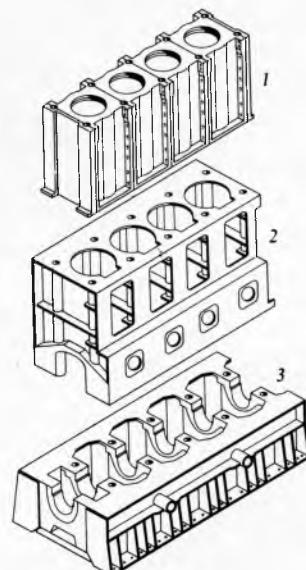
Brodski motori su *prekretni*, tj. mogu se okretati u oba smjera vrtnje, već prema smjeru vožnje broda. U tu svrhu za svaki ventil i pumpu goriva postoje na razvodnoj osovini po dva grebena; jedan za vožnju naprijed, drugi za vožnju natrag.

Nabijanje. Na sl. 95 prikazan je odvod ispušnih plinova u sabirnik pod konstantnim tlakom, odakle se plinovi odvode u cijelo sapnište plinske turbine. Motori na sl. 96 i 97 imaju zajednički odvod ispušnih plinova za grupu od 3 cilindra (razmak paljenja 240°). Ispušni plinovi odvode se impulsima tlaka u dio sapništa plinske turbine, a svaka strana cilindra ima zasebno turbopuhalo.

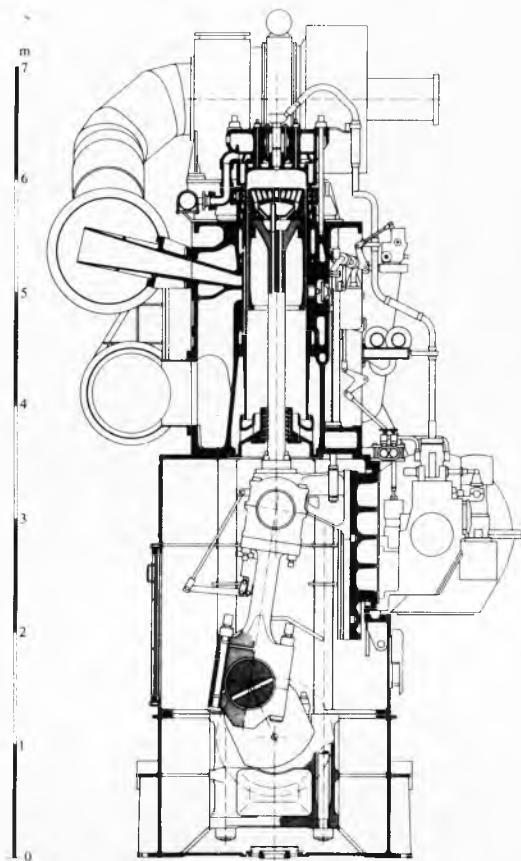
Sporokretni Dieselovi motori

Sporokretni Dieselovi motori grade se s križnom glavom kao dvotaktni Dieselovi motori. Visoki su 5...14 m, mase 80...1600 t, a imaju nominalnu brzinu vrtnje $70\text{--}190 \text{ min}^{-1}$. Zbog velikih snaga (do 3000 kW po cilindru) i velikih dimenzija takvi motori imaju neke osobitosti.

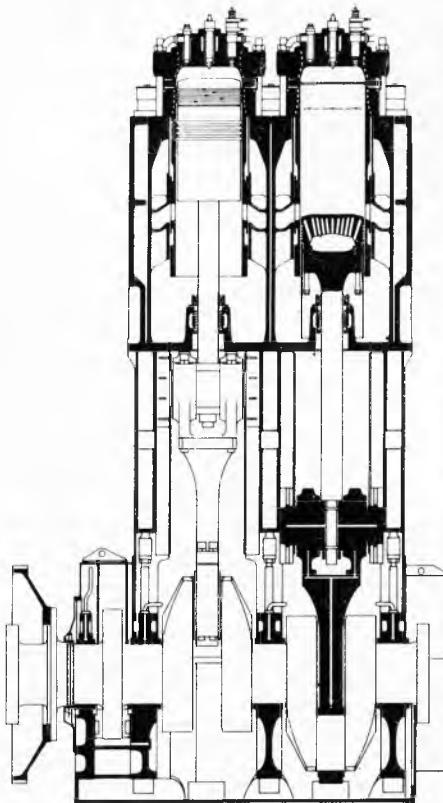
Kućište se zbog veličine izrađuje najmanje od tri dijela (sl. 98). Gornji je dio blok plašteva cilindra od sivog lijeva spojenih



Sl. 98. Dijelovi kućišta sporokretnog dvotaktnog Dieselova motora MAN, tip KSZ, 1 cilindarski blok, 2 stalak, 3 temeljna ploča



Sl. 99. Poprečni presjek kroz sporokretni dvotaktni Dieselov motor s križnom glavom tvornice MAN, tip KSZ 90/190 CL. Snaga po cilindru 2750 kW uz brzinu vrtnje od 95 min^{-1} . Promjer cilindra 900 mm, stапaj 1900 mm, prosječni efektivni tlak u cilindru 1,44 MPa



Sl. 100. Dvotaktni sporokretni Dieselov motor s križnom glavom Sulzer RLBF 90. Promjer cilindra 900 mm, stапaj 1900 mm, snaga po cilindru 2940 kW uz brzinu vrtnje od 103 min^{-1} , prosječni efektivni tlak 1,41 MPa, potrošnja goriva 182 g/kWh

vijcima. Srednji dio, stalak cilindara, i donji dio, temeljna ploča, zavareni su od čeličnih limova. Sva su ta tri dijela međusobno stegnuta s četiri kotvena vijka za svaki cilindar. Kotveni vijci sežu od gornje razine plašta cilindra do ispod glavnog ležaja i svaki prenosi četvrtinu sile koja pri izgaranju djeluje na poklopac cilindra.

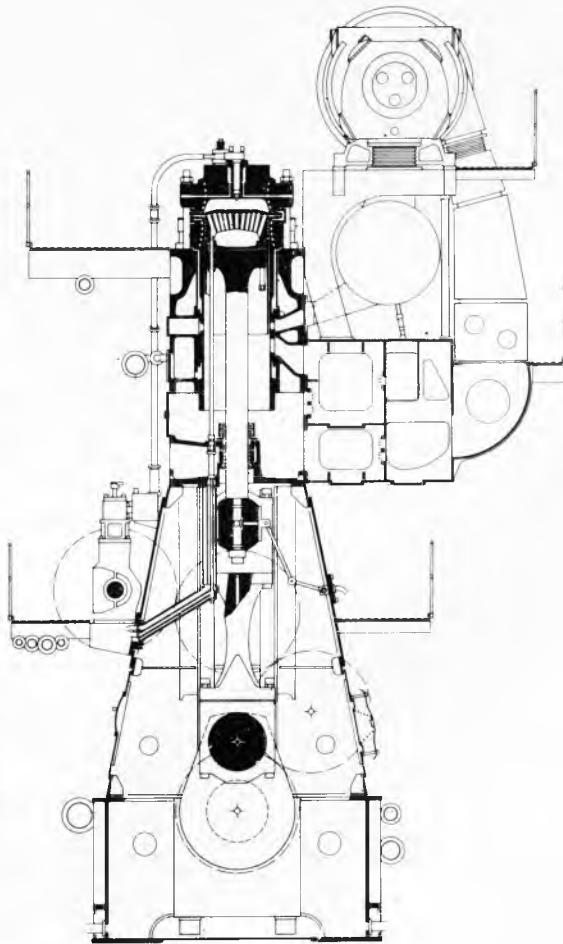
Na plaštvima cilindara nalaze se otvor za dovod zraka za izgaranje i odvod ispušnih plinova u plinsku turbinu turbopuhala. Na sl. 99 i 100 to je prikazano za dvije izvedbe motora s obrnutim ispiranjem, a na 101 za motor s uzdužnim ispiranjem. Na stalku cilindara nalaze se vodilice križne glave: na sl. 99 samo jedna s jedne strane, a na sl. 100 i 101 s obje strane križne glave, svega po 4 vodilice po cilindru. Ležaji razvodne osovine pričvršćeni su na stalak cilindara (sl. 99 i 100) ili na cilindarski blok (sl. 101). S obje strane donjem dijelu stalka nalaze se vrata za pristup u kućište radi radova na stupnom mehanizmu.

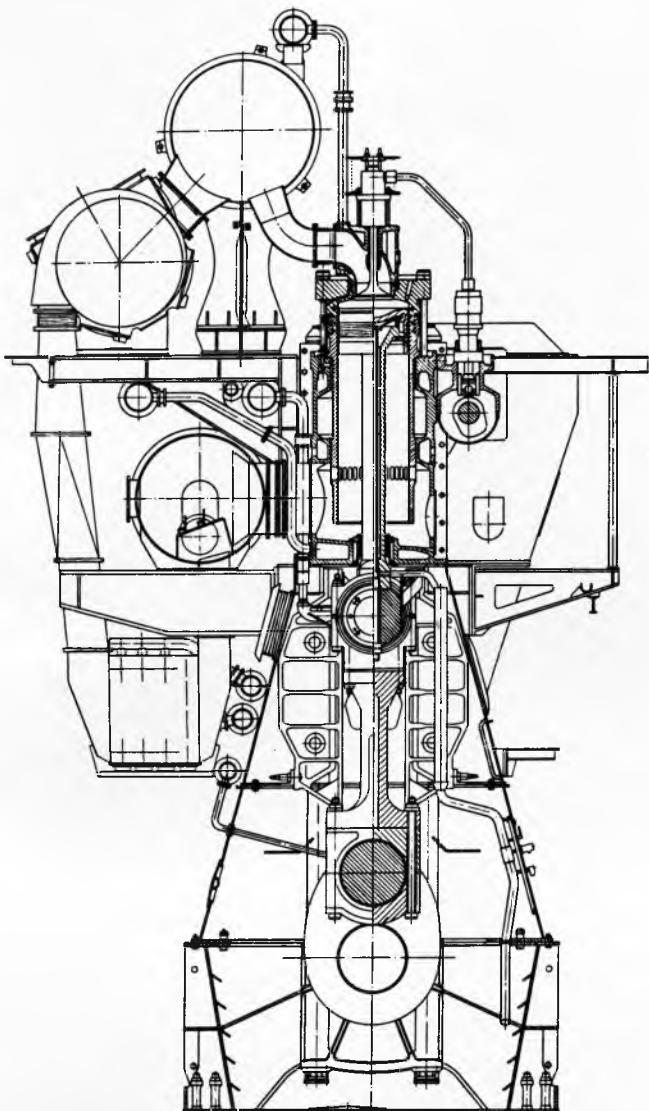
U temeljnoj su ploči gnijezda glavnih ležaja. Gnijezda su od čeličnog lijeva, uvarena u konstrukciju kućišta. U temeljnu ploču brodskih motora može biti ugrađen i odrivni ležaj (sl. 100) koji preuzima porivnu silu brodskog vijka i prenosi je na brodski trup.

Između cilindarskog bloka i prostora u stalku cilindara i temeljne ploče ugrađuje se neprodušna pregrada.

Cilindar. U plašti cilindra ulaze se mokra košuljica s odeblijanim gornjim krajem gdje su provrti za hlađenje. Košuljice su od sivog lijeva; zaštićuju se od korozivnog djelovanja sumpornih spojeva na isti način kao u srednjokretnim motorima. Košuljice imaju na donjem kraju otvore za dovod zraka u cilindar i odvod plinova u ispuhu.

Poklopac cilindra. U motoru s obrnutim ispiranjem ugrađeni su u poklopcu cilindra ventil za uštrcavanje goriva, ventil zraka





Sl. 101. Dvotaktni sporokretni Dieselov motor s križnom glavom Burmeister & Wain L 90 GFCA. Promjer cilindra 900 mm, stapaj 2180 mm, snaga po cilindru 2900 kW uz brzinu vrtnje 95 min^{-1}

za upućivanje motora i ventil za indiciranje. Poklopac cilindra na sl. 99 vodoravno je podijeljen na donji dio od sivog lijeva i na gornji dio od lijevanog čelika. Poklopac preuzima sile i pričvršnim vijcima prenosi ih na plašt cilindra. Na sl. 100 poklopac cilindra je kovan ili lijevan od čelika, a hlađi se vodom koja struji kroz provrt. Poklopac cilindra na sl. 101 također je kovan ili lijevan od čelika, s provrtima za rashladnu vodu, a u sredini ima uloženu košaricu koja nosi ispušni ventil tog motora s uzdužnim ispiranjem. Radi boljeg stvaranja gorive smješte ugrađuju se u poklopac dva ili tri ventila za uštrcavanje goriva.

Sporokretni motori s uzdužnim ispiranjem imaju 2, 3 ili 4 ispušna ventila.

Stap. U velikim motorima svi se stапovi hlađe vodom ili uljem za podmazivanje. Rashladna se voda dovodi stапu kroz provrt u stапajici (sl. 99) ili kroz teleskopske cijevi sa strane stапajice (sl. 100), a rashladno ulje kroz provrt u stапajici. Glava stapa ima provrt (sl. 102) kroz koje se dovodi rashladna voda tik do površine stapa izložene visokim temperaturama izgaranja.

Glava je stapa od čelika otpornog prema izgaranju i pričvršćena je vijcima na gornji kraj stапajice. U motorima s uzdužnim ispiranjem (sl. 101) stап je kratak, a u motorima s obrnutim ispiranjem nastavlja se na glavu stapa plašt od sivog lijeva. Plašt je tako dugačak da prekriva otvore za zrak i ispuh

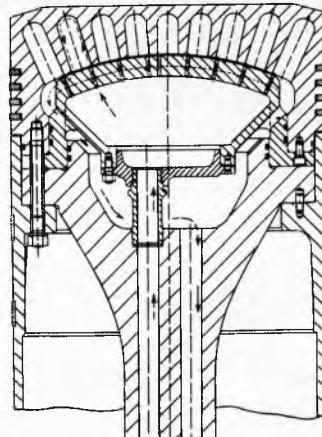
kad je stап u gornjoj mrvoj točki, što sprečava neposredni spoj zraka za ispiranje s ispuhom. Zbog toga su dvotaktni motori s obrnutim ispiranjem viši od onih s uzdužnim.

Zbog manje brzine vrtnje sporokretnih motora plinovi imaju više vremena za prolaz mimo stapa i košuljice, pa se zato ugrađuje više (6...8) kompresijskih stapanih prstena. Za vrijeme uhoodavanja novog motora na stап se postavlja jedan ili dva fiksna prstena od olovne bronce.

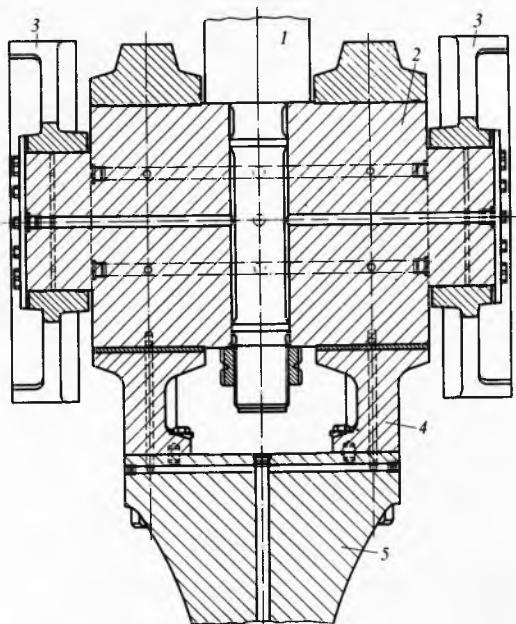
Stапajica prenosi sile sa stapa na križnu glavu. Zbog toga je njen gornji kraj proširen u prirubnicu gdje leži stап (sl. 102). Donji kraj stапajice ima manju prirubnicu vezanu vijcima s križnom glavom (sl. 103). Brtvenica na prolazu stapanice kroz pregradu sprečava da zrak za punjenje i ispiranje prelazi u komoru vratila. Stapanica je opterećena na izvijanje. Izrađuje se od kovanog čelika.

Križna glava prenosi silu stapanice na ojnicu. Pri tom nastaje na kraju stapanice okomita sila F_v koju preuzima križna glava. Na sl. 103 prikazana je križna glava na kraju stapanice, koja stopama prenosi silu F_v na vodilice križne glave smještene na stalak cilindra. Vodilice križne glave hlađe se vodom ili uljem. U križnoj su glavi provrti za podmazivanje ležaja. Križna glava izrađuje se od kovanog čelika.

Ojnica. Gornji je kraj ojnice proširen u stopu na koju su pričvršćena dva dvodijelna ležaja što obuhvaćaju osovinicu križne



Sl. 102. Presjek vodom hlađenog stapa Dieselova motora MAN, tip KSZ



Sl. 103. Križna glava sporokretnog Dieselova motora Sulzer RBF. 1 donji kraj stapanice, 2 osnac križne glave, 3 stope križne glave, 4 ležaji križne glave, 5 ojnica

glave (sl. 103). Struk ojnice je okruglog presjeka s prorptom za dovod ulja za podmazivanje u gornju glavu ojnice (sl. 103). Donja dvodijelna glava ojnice, što obuhvaća osnac koljena, pričvršćena je na donju stopu ojnice. I u donjoj glavi ojnice nalaze se provrti za dovod ulja za podmazivanje.

Koljenasto vratilo velikih motora sastavljen je od više dijelova. Osnac koljena zajedno s ramenima iskovan je od čelika (sl. 100). Osnac glavnog ležaja učvršćen je steznim spojem u prvrtu rama. Takva se vratila zovu *polusastavljeni*.

Ako je stupaj veći od dva promjera cilindra, može se na isti način učvrstiti na rama i osnac koljena, pa je svako koljeno sastavljen od pet dijelova: dva rama i tri osnaca. Tako sastavljeni vratili zove se *potpuno sastavljeni*.

Strojna obradba polusastavljenih, a osobito potpuno sastavljenih vratila, mnogo je jednostavnija od obradbe vratila iskovanih u jednom komadu.

Ulje za podmazivanje koljenastog vratila dolazi kroz provrte iz glavnih ležaja ili kroz ojnicu iz sustava podmazivanja križne glave.

Glavni ležaji, uloženi u temeljnu ploču motora, preuzimaju težinu i tlačne sile koljenastog vratila.

Razvodni mehanizam. U dvotaktnim motorima s obrnutim i poprečnim ispiranjem razvodna osovina poslužuje samo pumpu goriva. U motorima s uzdužnim ispiranjem razvodna osovina mora upravljati i ispušnim ventilom, što se nekada radilo pomoću razvodnog polužja. U posljednje vrijeme razvodna osovina posebnim grebenom upravlja visokotlačnom pumpom ulja za hidrauličko otvaranje ventila.

Budući da sporokretni dvotaktni motori troše najlošija teška goriva (do 4% sumpora, do 0,2 pepela, do 500 ppm vanadija), treba zaštiti ispušne ventile od oštećenja vanadij-pentoksidom.

Za promjenu smjera vrtnje prekretnih brodskih motora s obrnutim i poprečnim ispiranjem treba prekrenuti samo pumpu za uštrcavanje goriva, a u motoru s uzdužnim ispiranjem treba prekrenuti i ispušni ventil.

Nabijanje. Svi se sporokretni motori nabijaju. Motori na sl. 99 do 101 nabijaju se akumulacijom ispušnih plinova pod tlakom ispred plinske turbine. Ispuh iz cilindra uvodi se u sabirnik plinova kroz trube kojima se presjek povećava da bi se brzina strujanja pretvorila u tlak (sl. 99 i 100). Iz turbopuhala odvodi se zrak za motor u rashladnik zraka, a zatim u spremnik zraka smješten uzduž cilindara (sl. 101).

POMOĆNI UREĐAJI MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Osim elemenata potrebnih za ostvarenje radnog ciklusa, svi motori moraju imati i pomoćne uređaje za podmazivanje i hlađenje motora, dvotaktni motori i uređaje za ispiranje i punjenje cilindara, a motori s nabijanjem i turbopuhalom.

Sustav podmazivanja. Svi motori male i srednje snage, a i poneki motori velike snage, imaju pumpu za ulje priključenu preko zupčanika na koljenasto vratilo. To ulje služi za podmazivanje ležaja i eventualno za hlađenje klipa i stapa. Za manje motore upotrebljavaju se zupčane pumpe smještene u koritu motora, ili nisko na prednjoj strani motora da bi se smanjila usisna visina, a veliki motori imaju vijčane pumpe pokretane elektromotorima. Pumpa siše ulje kroz siti i tlači ga pod tlakom 0,3...0,6 MPa u sustav za podmazivanje.

Suvremeni manji motori imaju prisilno podmazivanje ležaja koljenastog vratila, glave ojnice i ležaja razvodne osovine, a veći motori prisilno podmazivanje svih ležaja. Ulje nakon što prođe kroz ležaje pada u korito motora. Prolazeći kroz ležaje ulje se onečisti i ugrije, pa ga treba filtrirati i hladiti. Zbog toga postoje filtri za ulje i ispred pumpe za ulje i iza nje. Očišćeno ulje odlazi u hladnjak gdje se temperatura ulja snizi za 5...10 °C. Na vozilima ulje se hlađi zrakom, a na brodovima vodom.

Cilindri motora bez križne glave podmazuju se uljem koje koljenasto vratilo okretanjem ubacuje u cilindar. Budući da se radi o velikim količinama ulja, treba ulje otklanjati pomoću prstena za ulje. U cilindru motora s križnom glavom ulje za podmazivanje uštrcava se pomoću posebnih pumpa.

U vrlo malim motorima cilindar se podmazuje pomoću posebnog izdanka na ojnicu, koji se uranja u ulje u koritu motora i uzima ga toliko koliko je potrebno za podmazivanje. U malim dvotaktnim motorima cilindri se podmazuju dodavanjem ulja (~3%) gorivu te ono ulazi u cilindar s gorivom smjesom.

Prostor oko koljenastog vratila ispunjen je zrakom i česticama raspršenog ulja, odnosno parama ulja. Tako se dobiva goriva smjesa u tom prostoru. Zbog nekog lokalnog zagrijavanja, npr. ležaja, može se ta smjesa upaliti i eksplodirati. Eksplozija izbacuje bočna vrata na stalcima cilindra. Da bi se to sprječilo, postavljaju se na bočna vrata sigurnosni ventilii koji se otvaraju kad se povisi tlak u prostoru koljenastog vratila i koji sprečavaju ulaz novog zraka u taj prostor.

Ulje za podmazivanje onečisti se u pogonu sitnim česticama koksa koje prolaze kroz filtre ulja. Zbog toga se ulje u manjim motorima mora zamjenjivati, a u velikim motorima pročišćivati centrifugiranjem.

Sustav hlađenja osigurava posredno ili neposredno hlađenje cilindara i njihovih poklopaca. Pri posrednom hlađenju motora na vozilima toplinu preuzima voda koja se hlađi zrakom, dok se pri neposrednom hlađenju toplina izravno predaje zraku. U brodskim i stacionarnim motorima toplina se rashladne vode predaje posredno okolišu.

Za cirkulaciju rashladne vode potrebne su pumpe, a za cirkulaciju zraka ventilatori. Pumpe i ventilatori tjerani su na vozilima koljenastim vratilima. Za reguliranje protoka rashladne vode ugrađuju se termostati koji omogućuju smanjivanjem protoka vode brzo zagrijavanje motora pri njegovu upućivanju. Kad se motor u pogonu zagrije, termostat dopušta veći protok vode. Zbog većeg toplinskog kapaciteta vode motori hlađeni vodom griju se polaganije od motora hlađenih zrakom. Hladni motori s vodenim hlađenjem mogu se ugrijati ako se u sustav za hlađenje ulije ugrijana voda.

Dobava zraka za punjenje, ispiranje i nabijanje. U dvotaktne motore zrak za ispiranje i punjenje dobavlja se na više načina. Za male dvotaktne motore primjenjuje se pumpno djelovanje klipa u komori vratila, a za velike motore posebna pumpa za zrak. Za ispiranje, punjenje i nabijanje dvotaktnih motora, te za nabijanje četverotaktnih motora služe turbopuhala (sl. 104).

IZVEDBE MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Tendencije u razvoju motora. Razvoj motora s unutrašnjim izgaranjem karakteriziran je porastom snage, poboljšanjem iskorištenja materijala i sve većim zahtjevima za povećanjem sigurnosti pogona, trajnošću motora, ekonomičnošću i smanjenjem

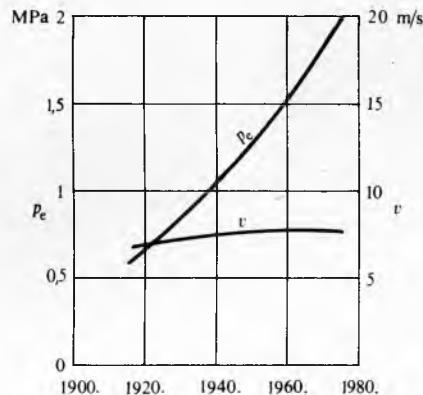


Sl. 104. Rastavljeno turbopuhalo. 1 usisni filter, 2 kućište rotora centrifugalnog puhalo, 3 spirala oko difuzora, 4 difuzor oko rotora, 5 kućište plinske turbine, 6 ulazno kućište plinova iz 2 x 3 cilindra (v. sl. 62) u plinsku turbinu, 7 plinska turbinu, 8 rotor puhalo

onečišćivanja okoliša. Razvoj motora nije ovisio samo o tehničkom razvoju, nego o mnogim drugim uvjetima (društvenim, ekonomskim, zakonskim, političkim i vojnim). Tako je npr. ostvaren nagli napredak avionskog klipnog motora neposredno prije i za vrijeme drugog svjetskog rata.

U SAD upotrebljavaju se samo Ottovi motori za osobna vozila, a i u mnoga teretna vozila ugrađeni su takvi motori. U Evropi, međutim, ima osobnih vozila s Dieselovim motorima, a praktički sva teretna vozila imaju takve motore. Različita ograničenja propisana zakonima, takse za registraciju, cijene goriva, propisi o zaštiti okoliša i sl. sve više izjednačuju konstrukciju motora. Najbolji su primjer za to motori za teretna vozila, koji se praktički međusobno ne razlikuju, bez obzira na proizvođača.

Tehnički napredak najbolje se vidi na primjeru većih Dieselovih motora (sl. 105), što se ogleda u povećanju srednjeg tlaka u cilindru i prosječne brzine klipa. Na razvoj takvih motora, naime, ne utječe modni hirovi i uvjeti ugradnje, već je njihova konstrukcija ovisna o snazi, cijeni, korisnosti i trajnosti.



Sl. 105. Prosječni efektivni tlak p_e i prosječna brzina stapa v u srednjokretnog četverotaktnog Dieselova motora s cilindrom promjera 400...530 mm

Razvoj prosječne brzine klipa u motorima za osobne i trkaće automobile pokazuje da se u posljednjim godinama održava na prosjeku od $\sim 12,5$ m/s s odstupanjem od $\pm 30\%$.

Bolje konstrukcije uvjetovale su postepeno povećanje specifične snage motora za osobne automobile. Specifična snaga trkačih automobila formule 1 naglo je smanjena poslije drugoga svjetskog rata kad je propisima zabranjeno da se ti motori nabijaju. Zbog toga današnji motori za trkaće automobile nisu, s obzirom na specifičnu snagu, dostigli one prije četrdesetak godina, iako su brzine vrtnje porasle.

Specifična masa motora (kg/kW) zatijelo nije još dostigla minimum.

Ottovi motori

Motori za motocikle. Razvoj motocikla izvanredno je dinamičan i najčešće je diktiran modnim zahtjevima. Tako je razvoj motora mnogo ispred razvoja vozila, pa danas postoje serijski modeli s toliko snažnim motorima da tek malo vozača može njima ovladati (npr. Honda CBX, snage 77 kW i maksimalne brzine 200 km/h).

Japan je danas najveći proizvođač motocikla (Honda, Yamaha, Suzuki, Kawasaki).

Dvotaktni motori za motocikle imaju stапajni volumen do 175 cm^3 , osim kad se traži maksimalna snaga uz minimalnu masu (npr. Yamaha RD 350, 36 kW, 159 kg) ili niski proizvodni troškovi (npr. motor MZ 250, sl. 72). Ostali dvotaktni motori većih snaga nestali su s tržišta ili zbog velike potrošnje goriva ili zbog toga što su prevladali četverotaktni motori. Današnji serijski dvotaktni motori imaju jedan ili dva cilindra hlađena zrakom ili vodom. Specifična snaga iznosi $30\ldots100 \text{ kW}/\text{dm}^3$ pri brzini vrtnje $4800\ldots9000 \text{ min}^{-1}$. Motori za utrke imaju jedan do četiri cilindra hlađena vodom i specifičnu snagu od $200\ldots310 \text{ kW}/\text{dm}^3$.

U proteklom razdoblju povećana je snaga i brzina vrtnje četverotaktnih motora, uz smanjenje dimenzija i težine, te povećanje broja cilindara. Specifična snaga iznosi $78 \text{ kW}/\text{dm}^3$ uz brzinu vrtnje od 9000 min^{-1} .

Postoji mnogo tipova četverotaktnih motora s jednim do šest cilindara hlađenih zrakom ili vodom, s dovodom goriva pomoću rasplinjača ili neposrednim uštrcavanjem u cilindar.

Usprkos raznolikosti konstrukcija očekuje se da će, zbog manje potrošnje goriva, četverotaktni motori zadržati svoju prednost prema dvotaktnima.

U daljem razvoju motora za motocikle sve će se više primjenjivati beskontaktno elektroničko paljenje, a u višecilendarskim motorima uštrcavanje goriva sve će više zamjenjivati rasplinjače.

Motori za osobne automobile. Brzina vrtnje iznosi $3000\ldots4000 \text{ min}^{-1}$, a mijenja se u pogonu u širokom rasponu od 1:8. Motor samo rijetko i kratko radi s maksimalnom brzinom vrtnje i maksimalnom snagom, a najčešće opterećenje iznosi $60\ldots80\%$ od maksimalnoga. Motori za osobne automobile moraju raditi tiho i mirno, a moraju biti sposobni da odmah krenu i kad su hladni.

Najčešće se grade kao četverotaktni motori hlađeni vodom, i to u Evropi sa 4 i 6, a u SAD sa 6 i 8 cilindara. Evropski motori imaju volumen $1\ldots2 \text{ dm}^3$ i snagu $20\ldots40 \text{ kW}$, a američki volumen $3\ldots6 \text{ dm}^3$ i snagu $60\ldots180 \text{ kW}$. Kompresijski je omjer $5,8\ldots7,5$. Specifična snaga evropskih motora iznosi $20\ldots30 \text{ kW}/\text{dm}^3$, a američkih $15\ldots22 \text{ kW}/\text{dm}^3$. Srednje brzine klipa pri maksimalnoj snazi iznose $8\ldots10 \text{ m/s}$, srednji je efektivni tlak u cilindru $0,5\ldots0,8 \text{ MPa}$, a specifična je masa $1,6\ldots3,6 \text{ kg}/\text{kW}$. Potrošak goriva iznosi $0,3\ldots0,4 \text{ kg}/\text{kWh}$.

Rjeđe se grade višecilinarski dvotaktni motori, specifične snage $\sim 30 \text{ kW}/\text{dm}^3$, kompresijskog omjera $5,8\ldots6,7$, s potroškom goriva $0,37\ldots0,55 \text{ kg}/\text{kWh}$.

Konstrukcija automobilskih motora stalno se poboljšava. Kao primjer navest će se nekoliko od više stotina različitih Ottovih motora.

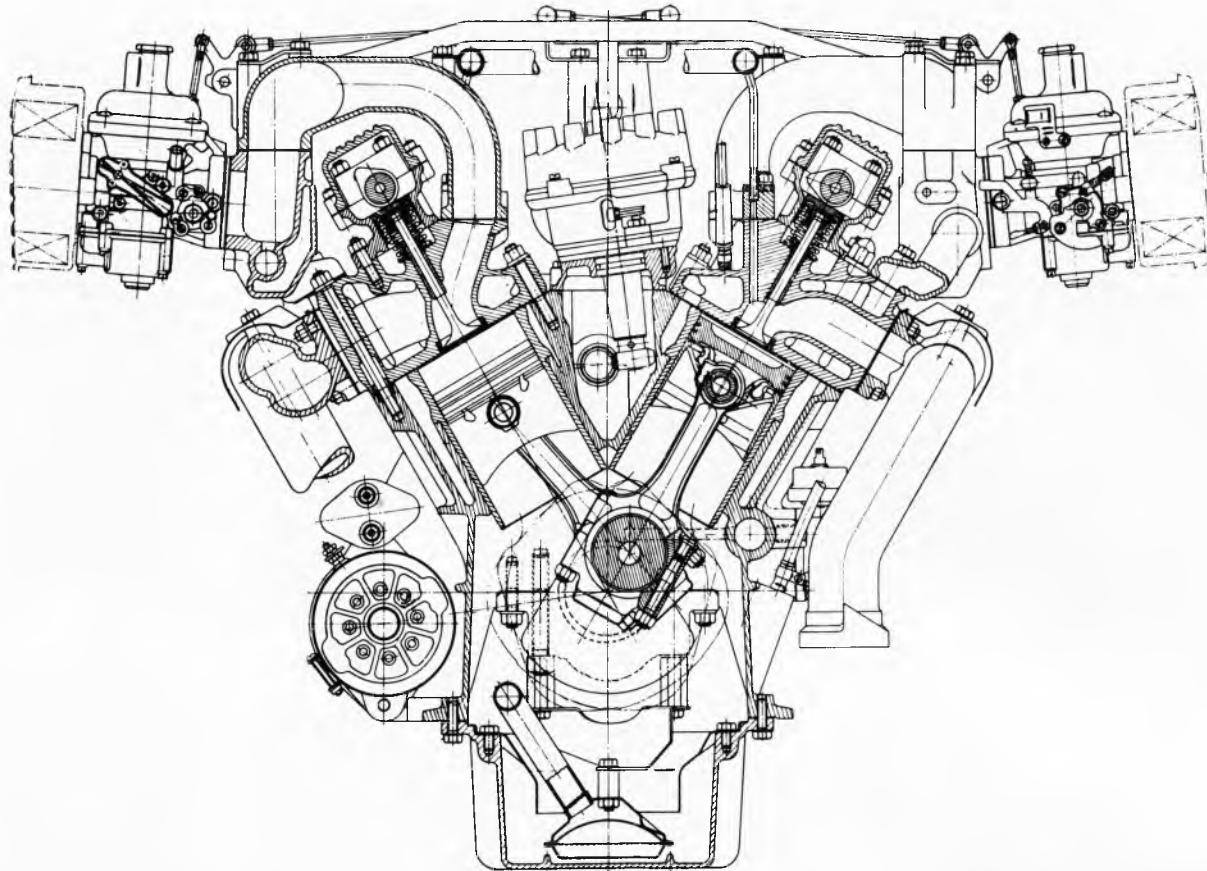
Prvi prototip četverotaktnog zrakom hlađenog motora sa 4 cilindra izgrađen je 1936. godine (Volkswagenwerke, sada SR Njemačka). Prvobitni radni volumen od $0,985 \text{ dm}^3$ povećavan je na $1,192 \text{ dm}^3$, a snaga od $17,3 \text{ kW}$ ($17,5 \text{ kW}/\text{dm}^3$), pri brzini vrtnje od 3000 min^{-1} , na 25 kW ($21,0 \text{ kW}/\text{dm}^3$), pri brzini vrtnje od 3600 min^{-1} (sl. 74). U najjačoj izvedbi motor ima snagu od 40 kW ($25,1 \text{ kW}/\text{dm}^3$) pri brzini vrtnje od 4000 min^{-1} . U razdoblju od 45 godina proizvedeno je više od 20 milijuna takvih motora. U Evropi je proizvodnja obustavljena 1978. godine, ali se nastavlja u Brazilu.

Jaguar V-12 (Velika Britanija, 1971. god.) jedan je od rijetkih dvanaesterocilindarskih motora, 2×6 (sl. 106). U vrlo kompaktnom bloku od aluminijске legure nalaze se mokre košuljice. Koljenasto vratilo od kovanog čelika ima sedam glavnih ležaja. Razvodne osovine, po jedna za svaki red cilindara, tjerane su dvostrukim lancem. Jaguar V-12 prvi je serijski motor s beskontaktnim elektroničkim paljenjem.

Poslije višegodišnjeg razvoja tvornica Ford počela je u Velikoj Britaniji (1980) proizvoditi motor za vozila s prednjim pogonom. Motori CVH (Compound Valve-Angle Hemispherical Chamber) imaju ventile nagnute u dvije ravnine i polukuglasti prostor izgaranja. U usporedbi s Fordovim motorima iste klase koji su se prije proizvodili, motor CVH ima za 21% veću specifičnu snagu i za 14% manju specifičnu potrošnju goriva. Koljenasto je vratilo lijevano, a okreće se u pet ležaja.

Volkswagen-Audi 200 prvi je peterocilindarski motor s nabijanjem ugrađen u osobno vozilo (sl. 73). U kućištu koljenastog vratila ugradene su mlaznice za hlađenje klipa uljem i povećano je udubljenje u glavi klipa da bi se smanjio kompresijski omjer na $\epsilon = 7,0$. Ispušni ventili hlađe se natrijem.

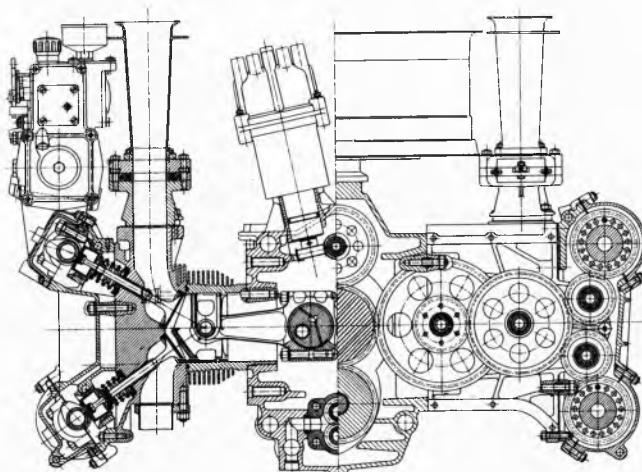
Motori za trkaće automobile. Da bi se dobiti što veće snage, upotrebljavaju se motori s brzinom vrtnje $6000\ldots9000 \text{ min}^{-1}$, a da bi se uz takvu brzinu vrtnje cilindar dobro napunio gorivom smjesom, upotrebljava se mehanički pokretano puhalo. Kompresijski omjeri iznose $8\ldots10$, pa se moraju upotrijebiti posebna goriva (alkohol, benzol s malim udjelom benzina). Postižu se



Sl. 106. Poprečni presjek Ottova motora Jaguar V-12. Stапajni volumen $5,344 \text{ dm}^3$, kompresijski omjer 9, najveća snaga 212 kW pri brzini vrtnje od 5500 min^{-1} , specifična masa $1,06 \text{ kg/kW}$

velike specifične snage $40\cdots70 \text{ kW/dm}^3$ i relativno male specifične mase $1,0\cdots1,8 \text{ kg/kW}$.

Porsche 917 (SR Njemačka, 1969) najjači je motor za trkači automobil. To je motor sa 12 cilindara u bokser-izvedbi, radnog volumena $4,45 \text{ dm}^3$, snage 427 kW pri brzini vrtnje od 8800 min^{-1} (sl. 107). Za trkače dvosjedje povećan je radni volumen na $5,37 \text{ dm}^3$ i primijenjeno je nabijanje pomoću dva turbopuhala. Godine 1973. dostignuta je snaga od 810 kW ($150,8 \text{ kW/dm}^3$) uz brzinu vrtnje od 7800 min^{-1} , prosječni tlak od $2,32 \text{ MPa}$ i specifična masa motora od $0,35 \text{ kg/kW}$. Sustav za podmazivanje sastoji se od sedam pumpi za ulje da bi odsisavanje ulja bilo što uspješnije, jer se tada gubi manje snage za bućanje ulja u koritu motora. Svi su lijevani dijelovi od magnezijskih legura, osim glave cilindra, koja je od aluminijskih legura.



Sl. 107. Poprečni presjek Ottova trkačeg motora Porsche 917

Motor *Ford-Cosworth* (Velika Britanija) najuspješniji je trkači motor. Do kraja 1980. godine vozila s tim motorom osvojila su u trinaest sezona deset svjetskih šampionata. U usporedbi s motorom sa 12 cilindara, taj je motor sa 8 cilindara jednostavniji, laganiji i kraći, troši manje goriva, a razvija tek $\sim 4\%$ manju snagu. Radni volumen iznosi $2,9917 \text{ dm}^3$, kompresijski omjer 11,5, maksimalna snaga 357 kW, odnosno specifična $119,3 \text{ kW/dm}^3$, uz brzinu vrtnje od 10500 min^{-1} , a specifična masa $0,47 \text{ kg/kW}$. To je jedini trkači motor koji se nalazi u redovnoj prodaji.

Motori za čamce. Motori za sporije čamce grade se kao automobilski motori, a za brze čamce kao motori za trkače automobile. Motori se ugrađuju u čamac ili se samo zavjesu na krmu čamca (tzv. vanbrodski motori). Smjer vožnje mijenja se prekretom spojke.

Yamaha 28 dvotaktni je dvocilindarski vanbrodski motor (sl. 108). Motor se hlađi vodom po kojoj čamac plovi. Ispušni se plinovi odvode kroz propeler da bi se smanjila buka. Motor leži na gumenim osloncima da bi se smanjilo prenošenje vibracija.

Motori za ugrađivanje u čamac obično su motori za osobna vozila prilagođeni za pogon čamca.

Avionski motori. Za pogon aviona upotrebljavaju se samo Ottovi motori. Brzina vrtnje motora iznosi $1400\cdots3500 \text{ min}^{-1}$. Manja brzina vrtnje odnosi se na slabije (do 400 kW), a veća na jače motore. Specifična snaga iznosi $15\cdots30 \text{ kW/dm}^3$. Avionski motori imaju najmanju specifičnu masu od svih motora. Ona iznosi $\sim 0,8 \text{ kg/kW}$ za male motore i kreće se do $0,35 \text{ kg/kW}$ za velike motore.

Za horizontalni let aviona potrebno je $\sim 50\%$, a pri uspinjanju $\sim 80\%$ maksimalne snage motora. Maksimalna snaga potrebna je pri polijetanju. Motor može raditi s maksimalnom snagom samo nekoliko minuta, a sa snagom potrebnom za uspinjanje do 1 sat. Tako velike promjene snage postižu se primjenom centrifugalnih puhalja za nabijanje cilindara gorivom smjesom.

Ta puhala mogu raditi s promjenljivom brzinom vrtnje (do 30000 min^{-1}). Puhala su pogotovo potrebna na velikim visinama, gdje je zrak rijed, da bi se postigla potrebna snaga.

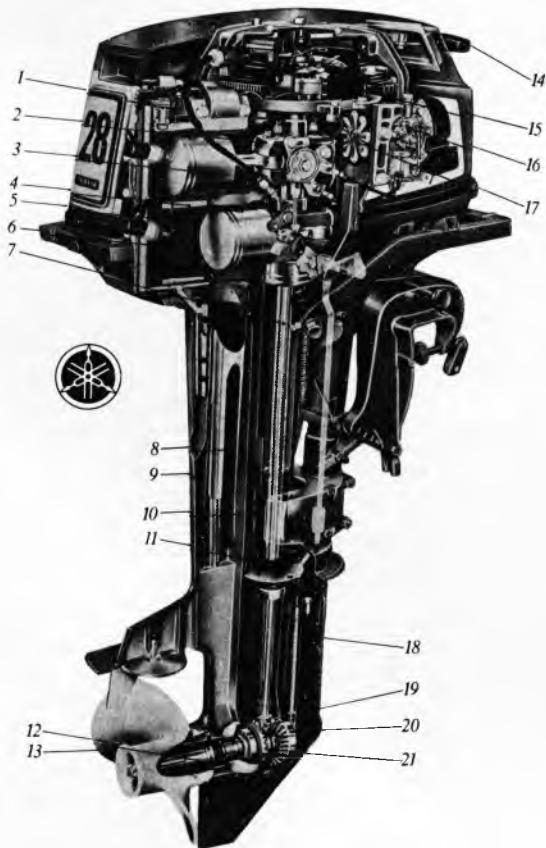
Zboglake konstrukcije i velikih opterećenja skraćen je životni vijek avionskih motora i iznosi, prema vrsti aviona, nekoliko stotina pogonskih sati uz češće djelomične i potpune pregledne za zamjenu istrošenih dijelova.

Danas se sve manje upotrebljavaju klipni motori za pogon aviona (v. *Pogonski sistemi letelica*).

Dieselovi motori

Motori za osobne automobile. Dieselovi motori za osobne automobile moraju imati približno jednaka svojstva kao i Ottovi motori. Zbog toga se upotrebljavaju četverotaktni Dieselovi motori s velikom brzinom vrtnje i pretkomorama za izgaranje. Izgaranjem započetim u pretkomori postiže se blag porast tlaka, što smanjuje šum motora.

Motor *Daimler-Benz OM 617A* izvedba je motora OM 617 s nabijanjem, koji je bio prvi (1974) Dieselov motor sa pet cilindara u liniji (sl. 75). Nabijanjem povećana je snaga od 59 kW uz brzinu vrtnje od 4000 min^{-1} na 85 kW uz brzinu vrtnje od 4200 min^{-1} . Pretlak nabijenog zraka iznosi 0,076 MPa, a regulira se posebnim ventilom u ispuhu koji otpušta dio ispušnih plinova, da ne bi pri povećanju snage motora brzina vrtnje plinske turbine postala prevelika, te zrak nabijanja ostaje konstantan od 2000 min^{-1} do maksimalne brzine vrtnje. Radni volumen iznosi 3 dm^3 .

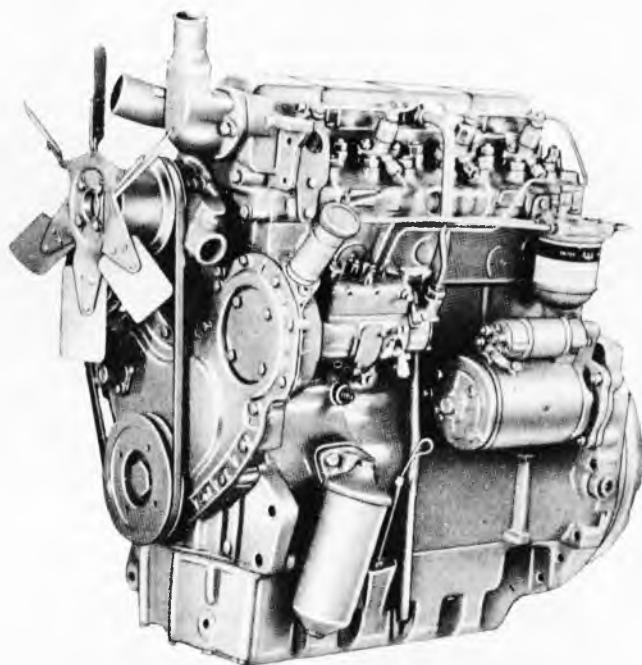


Sl. 108. Vanbrodski Ottov motor Yamaha 28. Snaga 21 kW uz brzinu vrtnje od $4500\text{--}5500 \text{ min}^{-1}$, stapanji volumen $0,43 \text{ dm}^3$, masa motora 41 kg (1,95 kg/kW), specifična snaga $48,8 \text{ kW/dm}^3$. 1 termostat, 2 koljenasto vratilo, 3 klip, 4 voden plasti, 5 poklopac cilindra, 6 cilindar, 7 pogonsko vratilo, 8 ispušna cijev, 9 gornji dio kućišta, 10 cijev za odvod vode iz pumpe u motor, 11 pumpa za vodu, 12 vratilo propelera, 13 propeler, 14 ručni pokretac, 15 zamašnjak s magnetskim uređajem za paljenje i električnim generatorom (12 V, 18 W), 16 rasplinjaci s filterom za zrak, 17 jednosmjerni membranski ventil, 18 donji dio kućišta, 19 pogonski stozni zupčanik, 20 zupčanik za vožnju naprijed, 21 zupčanik za vožnju natrag

Motori za teretna vozila i autobuse. Za vozila do 2 t nosivosti u Evropi se upotrebljavaju Ottovi motori, a za vozila veće nosivosti Dieselovi motori. U SAD Ottovi se motori ugrađuju i u vozila veće nosivosti. Snaga motora iznosi $80\text{--}200 \text{ kW}$, a s poboljšanjem cesta teži se vozilima veće nosivosti, što traži sve jače motore. Ottovi motori daju uz istu masu i obujam motora veću snagu od Dieselovih, ali imaju veću potrošnju skupljeg goriva.

Gradnja motora za teretna vozila i autobuse utjecala je na razvoj Dieselovih motora s podijeljenim prostorom izgaranja.

Mnogobrojni proizvođači Dieselovih motora za teretna vozila proizvode vodom hlađene motore. Takvi motori razvijeni su u *Industriji motora Rakovica*, (Beograd, sl. 109), u tvornici *Torpedo* (Rijeka) i *Fabrići motora Sarajevo* (FAMOS).



Sl. 109. Brzokretni četverotaktni četverocilindarski Dieselov motor S 44 Industrije motora Rakovica, snage $38\text{--}59 \text{ kW}$ uz brzinu vrtnje $1500\text{--}2800 \text{ min}^{-1}$

Zrakom hlađene Dieselove motore gradi tvornica *Klöckner-Humboldt-Deutz*. Izvode se s cilindrima postavljenim u liniji i u obliku slova V. Motor promjera cilindra 125 mm i stapa 130 mm ima snagu 23,5 kW pri brzini vrtnje 2500 min^{-1} . Cilindar od sivog lijeva i poklopac od aluminijskih legura imaju hlađenje zrakom pomoću ventilatora pokretana motorom. Za pokretanje hladnog motora pali se mala količina uštrcanog goriva u usisnoj cijevi što ugrije usisni zrak. Motor promjera cilindra 125 mm u nas proizvodi tvornica *TAM* (Maribor), a one promjera cilindra 100 mm tvornica *Torpedo* (Rijeka).

Srednjokretni Dieselovi motori. Prijevoz automobila morem između kontinenta i nedalekog otočja ili poluotoka u gusto naseljenim i razvijenim područjima zahtijevao je posebne brodove s prostranim palubama za smještaj automobila. Pogonski motor takvih brodova morao je biti nizak zbog nisko smještene neprekinute slobodne palube za vozila, a snažan zbog velike brzine broda. To se postiže klipnim motorima bez križne glave, a potrebne velike snage dobivaju se povećanjem promjera i stapa cilindra, povećanjem srednjeg efektivnog tlaka, povećanjem brzine vrtnje i povećanjem broja cilindara. Tako su se razvili četverotaktni Dieselovi motori s brzinom vrtnje $350\text{--}750 \text{ min}^{-1}$, s promjerima cilindra $400\text{--}650 \text{ mm}$, srednjih efektivnih tlakova $1,5\text{--}2,2 \text{ MPa}$, sa $6\text{--}18$ cilindara u liniji ili u obliku slova V, snage $350\text{--}1200 \text{ kW}$ po cilindru, ukupne snage motora $2\text{--}22 \text{ MW}$, specifične mase $20\text{--}12 \text{ kg/kW}$, nabijani turbopuhalima (sl. 95 do 97).

Brzine vrtnje srednjokretnih motora prevelike su za izravni pogon brodskog vijka. Zbog toga se između motora i brodskog

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

vijka mora ugraditi upravljački reduktor koji smanjuje brzinu vrtnje na $200\cdots80 \text{ min}^{-1}$. Cijena reduktora iznosi $12\cdots15\%$ cijene motora, što poskupljuje takvo postrojenje.

Osim za pogon brodova, srednjokretni motori upotrebljavaju se i za pogon električnih generatora, kao pomoći agregati za nuklearne elektrane, i za druge namjene.

Zbog konkurenije na tržištu brodskih motora usavršene su konstrukcije srednjokretnih četverotaktnih Dieselovih motora. U vrijeme skupih tekućih goriva mnogi proizvođači nastoje graditi motore koji mogu trošiti što lošija, i zato jeftinija goriva, ali za klipne motore gdje su cilindri u dodiru s uljem za podmazivanje ležaja motora to nije jednostavno. Ekonomičnost tih motora je visoka i u 1980. god. postignuta je efektivna korisnost $\eta_e = 0,45$.

Iskustva stečena sa srednjokretnim motorima služe i za gradnju brzokretnih motora u području $0,5\cdots2 \text{ MW}$.

Sporokretni Dieselovi motori s križnom glavom imaju brzinu vrtnje $90\cdots200 \text{ min}^{-1}$, što je povoljno za rad brodskog vijka, pa se od 1910. god. ugrađuju na brodove. U početku su to bili dvoradni četverotaktni i dvotaktni Dieselovi motori. Od kada su se dvotaktni motori počeli nabijati (1952. god.), oni se grade kao jednoradni (sl. 99 i 101).

Svi ti motori mogu upotrebljavati najlošija tekuća goriva, jer im je pregradom iznad križne glave prostor cilindra potpuno odvojen od komore vratila, pa ulje za podmazivanje ne dolazi u dodir s uljem za podmazivanje cilindara, koje je onečišćeno sumpornim spojevima.

Sporokretni motori s križnom glavom gradili su se početkom sedamdesetih godina s promjerima cilindara većim od 1 metra (najveći promjer 1060 mm), kad se očekivalo da će dimenzije i brzine velikih brodova za tekuće i rasute terete i dalje rasti, i da će biti potrebni sve snažniji motori. Nakon naftne krize 1973. god. deseterostruko je porasla cijena tekućih goriva, pa je ekonomičnost brodskog pogona postala glavni problem. Zato su se od 1975. god. počeli graditi dugohodni dvotaktni Dieselovi motori s križnom glavom, kojima je povećan stupanj, a smanjen promjer cilindra, tako da je omjer stupaja i promjera porastao od 1,75 na 2,1.

Dvotaktni motori s uzdužnim ispiranjem (sl. 38 i 101) imaju do 5% manji specifični potrošak goriva od motora s obrnutim ispiranjem (sl. 37, 99 i 100). Zbog toga su, nakon drugog poskupljenja tekućih goriva 1980., tvornice Sulzer i MAN prešle na gradnju brodskih sporohodnih dvotaktnih motora s uzdužnim ispiranjem. Tvornica Sulzer gradi takve motore s promjerom cilindara $380\cdots840 \text{ mm}$ i omjerom $s/d = 2,9$, a tvornica MAN motore s promjerom cilindara $350\cdots900 \text{ mm}$ i omjerom $s/d = 3,25$. Povećanjem stupaja s smanjila se brzina vrtnje motora. Budući da je motor neposredno vezan s brodskim vijkom, povećala se zbog nižih okretaja korisnost brodskog vijka. Primjenom uzdužnog ispiranja i preinakom toka izgaranja u cilindru (najviši tlak 125 bar) uspjelo je potrošak goriva smanjiti za 20% prema potrošku ranijih konstrukcija motora, te je postignuta efektivna korisnost motora $\eta_e = 0,46\cdots0,5$, što je najviša vrijednost dosad postignuta u toplinskim strojevima.

Sporokretnim Dieselovim motorima sa 4 do 12 cilindara u liniji mogu se postići snage od $1,7\cdots36 \text{ MW}$ uz brzinu vrtnje $190\cdots70 \text{ min}^{-1}$ i specifičnu masu $36\cdots46 \text{ kg/kW}$.

Osim za pogon brodova, sporokretni Dieselovi motori služe i za pogon električnih generatora velikih snaga.

PROIZVODNJA MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

U svijetu se proizvodi veoma mnogo motora s unutrašnjim izgaranjem. To su motori različitih tipova, različitih snaga i namjene. Najmanji motori za pogon avionskih i brodskih modela imaju radni volumen manji od 1 cm^3 , snagu oko desetinke kW, brzinu vrtnje veću od 200 s^{-1} , a bez izmjene elemenata rade svega ~ 250 sati. Najveći dvotaktni motori za pogon brodova imaju radni volumen jednog cilindra do $1,6 \text{ m}^3$, snagu 3000 kW po cilindru, brzinu vrtnje $1,8\cdots2 \text{ s}^{-1}$, a trajnost pojedinih vitalnih elemenata motornog mehanizma iznosi i više od 100000 sati.

Tablica 4
PROIZVODNJA AUTOMOBILA U SVIJETU (BEZ NR KINE)
u tisućama komada

Zemlja	Vrsta vozila	1967. godina	1977. godina
Svijet	A	18414	32478
	B	5592	10996
	Ukupno	24006	43474
Evropa	A	8107	13600
	B	1880	2539
	Ukupno	9987	16139
Sjeverna Amerika	A	8321	12400
	B	1702	4821
	Ukupno	10023	17221
Južna Amerika	A	274	634
	B	107	492
	Ukupno	381	1126
Azija	A	1416	5479
	B	1828	3131
	Ukupno	3234	8610
Australija	A	296	367
	B	73	11
	Ukupno	369	378

A osobni automobili, B komercijalna vozila (teretnjaci, autobusi, šleperi itd.).

U tako širokom rasponu najveća je proizvodnja motora za transportna sredstva, a među njima su, prema izvanredno mnogo proizvedenih jedinica i prema ukupno ugrađenoj snazi, na prvom mjestu motori za cestovna vozila. U osobne se automobile najčešće ugrađuju Ottovi motori ($\sim 96\%$), a u komercijalna vozila (teretnjaci, autobusi, šleperi) Dieselovi motori ($\sim 80\%$). U tabl. 4 vidi se pregled svjetske proizvodnje osobnih i komercijalnih automobila za god. 1967. i 1977. što, iako ne uključuje motocikle, donekle daje i sliku obujma svjetske proizvodnje motora za cestovna vozila.

Broj motora za vozila u eksploataciji u svijetu vidi se iz tabl. 5, gdje je naveden broj registriranih osobnih i komercijalnih automobila, te od 1971. i poljoprivrednih traktora.

Tablica 5
CESTOVNA MOTORNA VOZILA I TRAKTORI U UPOTREBI NA SVIJETU BEZ NR KINE (u tisućama komada)

Zemlja	Vrsta vozila	1968. god.	1971. god.	1977. god.
Svijet	A	170450	206110	285660
	B	44750	53660	76410
	C	—	15885	18918
Evropa (A i B bez SSSR)	A	58030	73170	102010
	B	9610	11570	13590
	C	—	8371	10108
Sjeverna Amerika	A	91500	101870	127220
	B	18700	21830	34000
	C	—	5388	5266
Južna Amerika	A	4080	5750	11480
	B	1970	2300	3610
	C	—	474	615
Azija	A	8040	14360	26030
	B	9040	11120	14880
	C	—	879	2070
Australija	A	4360	5110	6930
	B	1130	1210	1630
	C	—	432	430
Afrika	A	2840	3540	5290
	B	1120	1150	2480
	C	—	342	429

A osobni automobili, B komercijalna vozila, C poljoprivredni traktori.

Po količini i ukupnoj snazi na drugom se mjestu nalazi proizvodnja motora za pogon brodova i čamaca, te pomoćnih brodskih motora. U posljednjih pedeset godina povećan je udio brodova na pogon Dieselovim motorima prema motorima na

Proizvodnja motora s unutrašnjim izgaranjem za ostale namjene, kao npr. za pogon električnih generatora, poljoprivredne i građevne strojeve, pumpne agregate, kompresore itd. prema ukupno proizvedenom broju i snazi mnogo je manja od proizvodnje motora za prijevozna vozila.

Tablica 6

UDIO TONAŽE MOTORNIH BRODOVA I BRODOVA S PARNIM POGONOM U UKUPNOJ TONAŽI SVJETSKOJE TRGOVACKE FLOTE

Godina	Ukupna tonaža 10 ³ BRT	Brodovi s parnim pogonom		Motorni brodovi	
		Tonaža 10 ³ BRT	Udio u ukupnoj tonaži %	Tonaža 10 ³ BRT	Udio u ukupnoj tonaži %
		65271	51 523	13 748	21
1948.	80292	63101	79	17191	21
1957.	110246	69293	63	40953	37
1968.	194152	74263	38	119889	62
1970.	227490	82065	36	145425	64
1971.	247203	78518	32	159584	68
1972.	268340	94974	35	173366	65
1973.	289927	103570	36	186357	64
1974.	311323	113031	36	198291	64
1975.	342162	126184	37	215979	63
1976.	372000	136315	37	235685	63
1977.	393678	140100	36	253578	64
1978.	406002	138803	34	267199	66

Proizvodnja motora s unutrašnjim izgaranjem u Jugoslaviji.

U našoj se zemlji proizvodnja motora s unutrašnjim izgaranjem razvila tek poslije drugoga svjetskog rata. Danas se u Jugoslaviji proizvode dvotaktni Ottovi motori za motocikle i čamce (vanbrodski motori), četverotaktni Ottovi motori za cestovna vozila, četverotaktni Dieselovi motori za kamione, traktore, poljoprivredne i građevne strojeve, za pogon električnih generatora itd., te veliki brodski dvotaktni i četverotaktni Dieselovi motori. Podaci o broju i ukupnoj snazi svih motora s unutrašnjim izgaranjem proizvedenim u Jugoslaviji u razdoblju od 1977. do 1979. godine prikazani su u tabl. 9.

Najmanje dvotaktnie Ottove motore, hlađene zrakom i vodom, snage 2...7 kW uz brzinu vrtnje 5000...8000 min⁻¹ za motocikle, vanbrodske motore, agregate i motome pile proizvodi *Tovarna motornih vozil, TOMOS* (Koper).

Proizvođači motora za automobile jesu: Fabrika motora i zupčanika Dvadeset prvi maj (Beograd), TAM, združena industrija vozil Maribor, Industrija motora Rakovica (Beograd) i Fabrika motora Sarajevo, FAMOS.

Tablica 7

INSTALIRANE SNAGE POGONSKIH STROJEVA NOVOIZGRAĐENIH BRODOVA NOSIVOSTI VEĆE OD 2000 tdw

Godina	Ukupan broj novoizgrađenih brodova	Ukupna snaga novoizgrađenih brodova kW	Motorni brodovi			Brodovi s parnim pogonom		
			Broj brodova	Instalirana snaga kW	Udio u ukupnoj snazi %	Broj brodova	Instalirana snaga kW	Udio u ukupnoj snazi %
1970.	1145	8353206	1043	6170029	73,9	102	2183177	26,1
1971.	1211	9379589	1106	6884037	73,4	105	2495552	26,6
1972.	1152	11226642	1030	7645350	68,1	122	3581292	31,9
1973.	929	10170427	807	6613733	65,0	122	3556694	35,0
1974.	1012	10458788	881	7259547	69,4	131	3199241	30,6
1975.	1027	10920027	895	7546142	69,1	132	3373885	30,9
1976.	1064	10848441	951	7810541	72,0	113	3037900	28,0
1977.	1014	9281196	964	7772689	83,7	50	1508851	16,3
1978.	1091	9237636	1059	8363933	90,5	32	873703	9,5
1979.	855	6631070	841	6230075	94,0	14	400995	6,0
1980.	928	7189619	906	6579080	91,5	22	610539	8,5

pogon parom (tabl. 6). Sedamdesetih godina našeg stoljeća počele su se na velike tankere, koji su trebali velike snage, ugradivati parne turbine, pa negdje i plinske turbine. Na to su graditelji dvotaktnih Dieselovih motora i srednjokretnih motora (preko reduktora po dva motora na jedan brodski vijak, snage ~30 MW) proizveli motore snage 1100...3000 kW po cilindru. Kad su 1978. god. ponovo poskupila tekuća goriva, mnogi su brodovlasnici parobrode s parnim turbinama pregradili u motorne brodove.

To nastojanje u izboru propulzijskih strojeva za novoizgrađene brodove prikazano je u tabl. 7. Vidi se da je broj brodova s parnim turbinama polovicom desetljeća porastao na ~30%, da bi od 1977. godine pao na ~8%.

Raspodjela motora za propulziju brodova istisnine veće od 2000 tdw na sporokretne dvotaktnice s križnom glavom i, najviše, srednjokretne vidi se iz tabl. 8.

Tablica 8

SVJETSKA PROIZVODNJA GLAVNIH POGONSKIH BRODSKIH DIESELOVIH MOTORA UGRAĐENIH U BRODOVE NOSIVOSTI VEĆE OD 2000 tdw

Godina	Sporokretni dvotaktni Dieselovi motori s križnom glavom		Srednjokretni i brzokretni klipni Dieselovi motori		Ukupno svih motora	
	Broj	Ukupna snaga kW	Broj	Ukupna snaga kW	Broj*	Ukupna snaga kW
1975.	482	5310000	623	2110000	1105	7420000
1976.	596	5910000	513	1900000	1109	7810000
1977.	588	5900000	540	1850000	1128	7750000
1978.	548	5420000	742	2940000	1292	8360000
1979.	476	4500000	577	2110000	1053	6610000
1980.	459	4200000	665	2370000	1124	6570000

* Broj motora veći je od broja brodova u tabl. 7 jer se na jedan brod može postaviti više motora, osobito srednjokretnih.

Tablica 9

PROIZVODNJA MOTORA S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM U JUGOSLAVIJI*

Godina	Brodski motori		Motori za cestovna vozila i traktore		Ostali motori		Ukupno svih motora	
	Broj**	Ukupna snaga MW	Broj	Ukupna snaga MW	Broj	Ukupna snaga MW	Broj	Ukupna snaga MW
1977.	29408	381	305547	8633	10796	102	345751	9116
1978.	26948	423	337272	10148	31825	199	396045	10770
1979.	16585	364	311070	9434	62541	360	390196	10158

* Podaci prema Statističkom biltenu Saveznog zavoda za statistiku, br. 1086, 1148 i 1206. — ** Mnogo brodskih motora u toj grupi jesu vanbrodski motori snage 1,8...7,4 kW.

MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Dvadeset prvi maj proizvodi četverocilindarske četverotaktne vodom hlađene Ottove motore snage 18...52 kW uz brzinu vrtnje 4600...6000 min⁻¹. Ti se motori ugrađuju u automobile, specijalna vozila i kamione, te za vozila koja se proizvode u tvornici automobila Crvena zastava (Kragujevac). Osim toga, Dvadeset prvi maj proizvodi i motore manjih snaga, i to četverotaktne zrakom hlađene Ottove i Dieselove motore snage 1...20 kW uz brzinu vrtnje 3000...3600 min⁻¹, koji su namijenjeni za traktore, poljoprivredne i građevne strojeve, električne agregate, kompresore itd.

TAM (Maribor) proizvodi zrakom hlađene Dieselove motore sa 4...12 cilindara, snage 46...250 kW uz brzinu vrtnje 1500...2500 min⁻¹, najčešćim dijelom namijenjene za kamione, autobuse, specijalna vozila, viljuškare, ali također i za različite namjene, kao npr. za građevne strojeve, električne agregate, pumpne agregate itd.

Industrija motora Rakovica (Beograd) proizvodi četverotaktne vodom hlađene Dieselove motore sa 3, 4 i 6 cilindara, snage 20...105 kW uz brzinu vrtnje 1500...2800 min⁻¹. Ti se motori ugrađuju u kamione, traktore, viljuškare, građevne strojeve, kombajne i sl.

FAMOS (Sarajevo) proizvodi četverotaktne vodom hlađene Dieselove motore sa 6...10 cilindara, snage 55...188 kW uz brzinu vrtnje 1400...2800 min⁻¹, namijenjene za kamione, autobuse, specijalna vozila, traktore, kombajne, utovarivače, električne agregate i sl.

U Poslovnoj zajednici Jadranbrod udružene su četiri tvornice velikih brodskih i stacionarnih Dieselovih motora. To su TDM Jugoturbina u Karlovcu, TDM Uljanik u Puli, TDM 3. maj u Rijeci i TDM Split u Splitu.

Jugoturbina proizvodi prema licenci švicarske tvrtke Sulzer sporokretne dvotaktne Dieselove motore s križnom glavom snage do 8000 kW i s brzinom vrtnje 200 min⁻¹, srednjokretne četverotaktne Dieselove motore snage do 10000 kW i s brzinom vrtnje 600 min⁻¹ i brzokretne četverotaktne Dieselove motore snage do 3600 kW i s brzinom vrtnje 1000 min⁻¹. Ista tvornica gradi prema licenci francuske tvrtke SEMT-Pielstick brzokretne četverotaktne Dieselove motore sa 6...18 cilindara i snage 700...5300 kW uz brzinu vrtnje 1200...1400 min⁻¹.

Uljanik proizvodi prema licenci danske tvrtke Burmeister & Wain sporokretne dvotaktne Dieselove motore s križnom glavom snage do 32000 kW uz brzinu vrtnje 90...200 min⁻¹ (sl. 101), a prema licenci SEMT-Pielstick brzokretne četverotaktne Dieselove motore snage 700...5300 kW, uz brzinu vrtnje 1200...1400 min⁻¹.

3. maj proizvodi prema licenci tvrtke Sulzer sporokretne dvotaktne Dieselove motore s križnom glavom (sl. 100) snage do 32000 kW uz brzinu vrtnje 90...150 min⁻¹, a prema licenci SEMT-Pielstick srednjokretne Dieselove motore snage 3600...11000 kW uz brzinu vrtnje 520 min⁻¹ (sl. 97).

TDM Split gradi prema licenci njemačke tvrtke MAN Dieselove motore za brodsku i stacionarnu namjenu. Dvotaktni sporokretni Dieselovi motori s križnom glavom (sl. 99) imaju snagu do 32000 kW uz brzinu vrtnje 90...150 min⁻¹, srednjokretni četverotaktni Dieselovi motori snagu 5000...16000 kW uz brzinu vrtnje 500 min⁻¹, a brzokretni četverotaktni Dieselovi motori snagu 400...4000 kW uz brzinu vrtnje 1000 min⁻¹.

Tablica 10
PROIZVODNJA GLAVNIH I POMOĆNIH DIESELOVIH MOTORA U PODUZEĆIMA POSLOVNE ZAJEDNICE JADRANBROD

Poduzeće	Početak proizvodnje	Ukupan broj motora proizvedenih do 1981. godine	Ukupna snaga motora proizvedenih do 1981. godine kW
TDM Jugoturbina, Karlovac	1953. god.	1162	830500
TDM Uljanik, Pula	1956. god.	229	1330130
TDM 3. maj, Rijeka	1961. god.	146	1201504
TDM Split, Split	1972. god.	25	286518

Tabl. 10 daje pregled ukupne proizvodnje velikih Dieselovih motora do početka 1981. god. u poduzećima Poslovne zajednice Jadranbrod.

Dieselove motore za brodsku namjenu proizvodi i tvornica Titovi zavodi LITOSTROJ (Ljubljana). Prema licenci danske tvrtke Burmeister & Wain proizvodi dvotaktne Dieselove motore bez križne glave za potrebe ribarskih brodova, te četverotaktne Dieselove motore za brodske električne centrale snage 320...2000 kW uz brzinu vrtnje 750 min⁻¹.

Tvornica motora, traktora i motornih vozila Torpedo (Rijeka) počela je već 1947. god. proizvodnju maloga ležećeg univerzalnog jednocilindarskoga četverotaktnoga Dieselova motora, poznatog pod nazivom ARAN-7. Sada ta tvornica proizvodi četverotaktne Dieselove motore, i to vodom hlađene sa 1 do 12 cilindara ukupne snage 6,5...232 kW uz brzinu vrtnje 1500...2300 min⁻¹, i zrakom hlađene sa 2 do 6 cilindara snage 17...88 kW uz brzinu vrtnje 1500...2800 min⁻¹. Ti motori služe za pogon traktora, malih brodova, motornih čamaca i za opću namjenu.

D. Jeras I. Mahalec M. Mikulićić

ROTACIJSKI MOTORI S UNUTRAŠNJIM IZGARANJEM

Do sada je konstruirano više tipova motora s unutrašnjim izgaranjem koji umjesto stapa s pravocrtnim oscilatornim gibanjem imaju rotor (okretni stup), neposredno ili preko zupčanog prijenosa vezan za vratilo motora. U usporedbi s Ottovim i Dieselovim motorima rotacijski su motori mnogo manjih dimenzija, lakši su i jednostavnije konstrukcije jer nemaju mehanizma potrebnog da se pravocrtno gibanje stapa u cilindru pretvoriti u rotacijsko gibanje vratila.

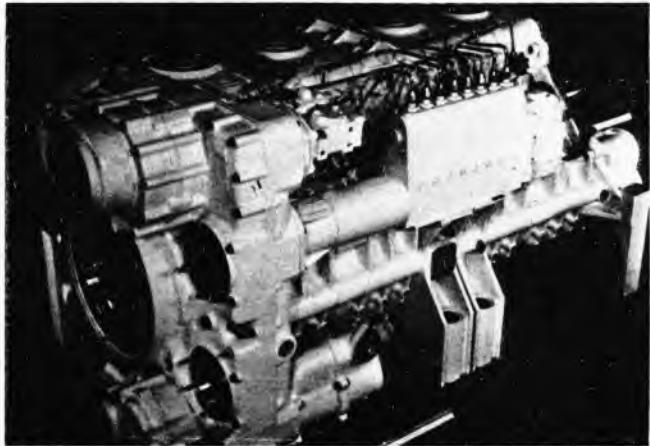
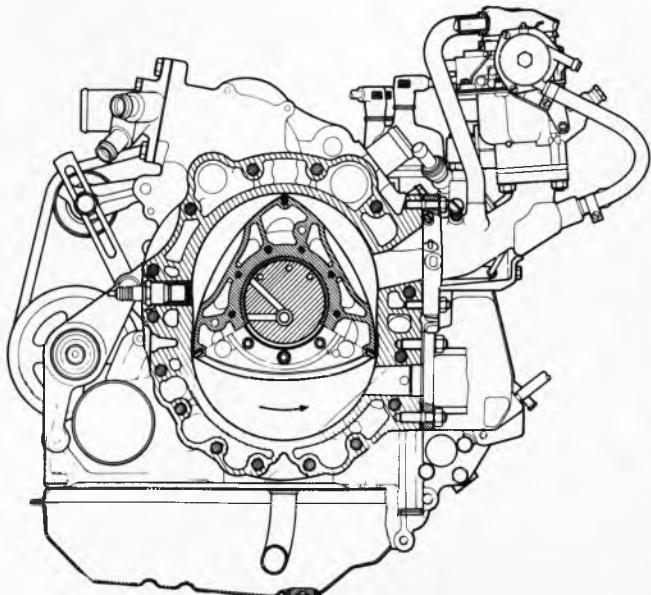
Međutim, postoje velike teškoće da se uspješno riješi neki bitni problemi konstrukcije rotacijskih motora, kao npr. brtvenje, podmazivanje i hlađenje motora, velika dinamička opterećenja dijelova nekih tipova tih motora itd. Zato je od mnogih izgrađenih prototipova rotacijskih motora s unutrašnjim izgaranjem, zasnovanih na različitim konceptcijama, jedino tip motora s ekscentričnim rotorom postigao uspjeh.

Zbog relativno jednostavne konstrukcije i dokazane mogućnosti da se upotrijebi u praksi, rotacijski motori s ekscentričnim rotorom vjerojatno će u budućnosti u mnogim primjenama zamijeniti Ottove i Dieselove motore. Najpoznatiji tip rotacijskog motora s ekscentričnim rotorom jest Wankelov motor koji se već serijski proizvodi kao automobilski motor.

Wankelov motor

Prema ideji F. Wankela izgrađen je (1960) u tvornici NSU (SR Njemačka) prvi motor s rotorom (okretnim stupom), prikladan za proizvodnju i praktičnu upotrebu. Istodobno je takav motor, ali za veću snagu, izgrađen u tvornici Curtiss-Wright (SAD). Poslije su licencije preuzeli i drugi proizvođači automobilskih motora. Suradnjom tvornice automobila NSU iz SR Njemačke i Citroën iz Francuske počela je 1970. proizvodnja Wankelovih motora za ugradivanje u automobil Citroën M 35 (sl. 110), a u isto je vrijeme i japanska tvornica Mazda počela serijsku proizvodnju automobila s Wankelovim motorom. Od 1981. Curtiss-Wright proizvodi Wankelove motore sa 4 rotora, ukupne snage 1100 kW, namijenjene pogonu desantnih brodova ratne mornarice SAD (sl. 111).

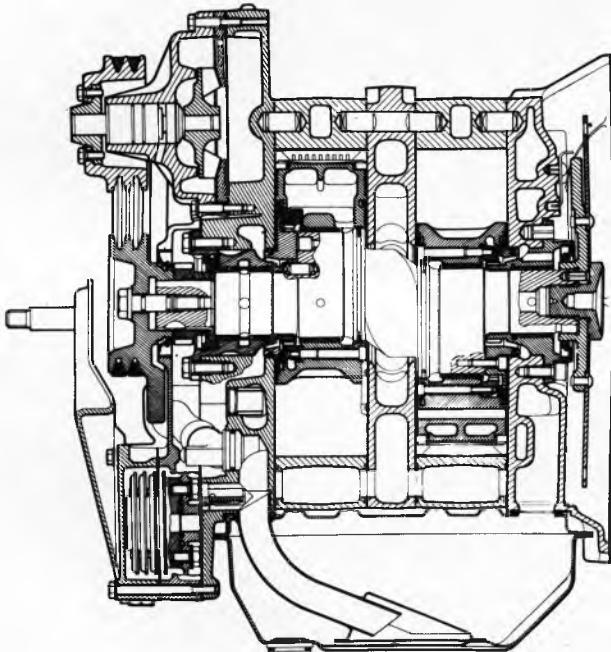
Osnovne karakteristike Wankelova motora. U motoru s rotorom (okretnim stupom) mijenja se volumen komore (koja odgovara cilindru u stupnom motoru) pomoću mehanizma koji se bitno razlikuje od stupnog mehanizma. Mehanizam s rotorom ima i prednosti i nedostatake u usporedbi s mehanizmom sa stupom koji stalno mijenja smjer gibanja. Zbog jednolikog gibanja mehanizma s rotorom manji je utjecaj inercijskih sila i jednostavnije je uravnoteženje masa koje rotiraju, pa takav motor može u principu raditi s većim brzinama vrtnje i postizati veće snage. Međutim, povećanje brzine vrtnje, pa prema tome i snage, ograničeno je toplinskim opterećenjem motora. Pogotovu je veliko toplinsko opterećenje dijela statora u prostoru izguranja, jer se taj dio ne hlađi za vrijeme usisavanja smjese goriva i zraka kao u stupnom motoru.



Sl. 111. Curtiss-Wright-Wankelov brodski motor sa četiri rotora, snage 1100 kW i mase 843 kg (0,754 kg/kW)

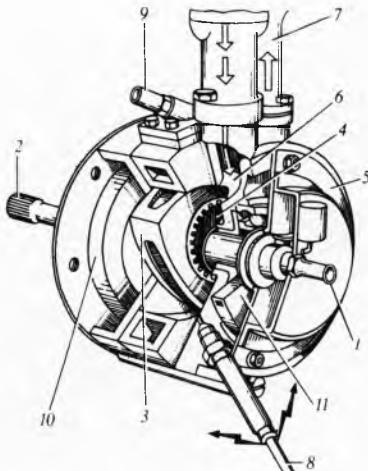
Dimenzije su Wankelova motora malene zbog zbijene konstrukcije, jer ne postoji stapni mehanizam ni relativno veliki obujam korita motora. Oblik elemenata mehanizma s okretnim stапом, međutim, vrlo je složen, što je nepovoljno s obzirom na izradbu i na održavanje.

Proces u Wankelovu motoru. Wankelov motor proizvodi se kao motor s okretnim stапом (*Kreiskolbenmotor, motor KKM*), što je jedna od mogućih izvedaba (sl. 112). Motor se sastoji od nepokretnog statora (kućišta), rotora (okretnog stapa trokutastog oblika) i vratila. Unutrašnji prostor statora ima konturu epitrohoide i spojen je s usisnim U i ispušnim I kanalom (sl. 113). Ležaj je rotora na vratilu ekscentričan s obzirom na središte rotora, a os vratila poklapa se s osi statora. Rotor se u statoru giba kružno planetarno, i to tako da vrhovi

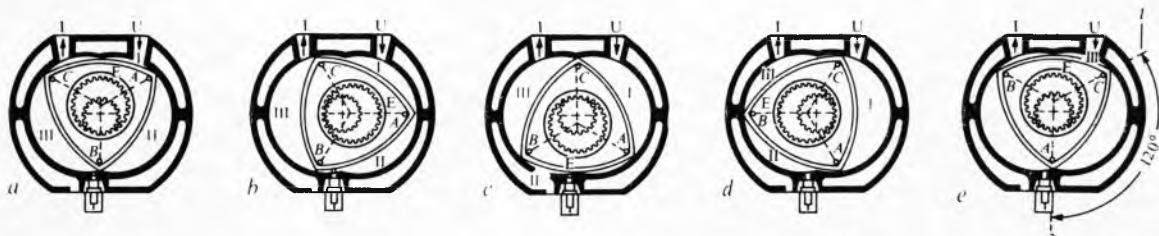


Sl. 110. Wankelov motor COMOTOR 624 sa dva rotora, ugraden u automobil Citroën M 35. Radni volumen motora $1,99 \text{ dm}^3$, kompresijski omjer 9, snaga 78,8 kW uz brzinu vrtanje 6500 min^{-1} , masa motora bez hladnjaka 105 kg (1,33 kg/kW)

Proces u Wankelovu motoru odgovara procesu u četverotaktnom klipnom motoru, ali se goriva smjesa dovodi i ispušni plinovi odvode kroz kanale koji se otvaraju i zatvaraju okretnim mehanizmom. Time konstrukcija razvodnog mehanizma postaje jednostavnija jer nema ventila, a poboljšava se volumenski stupanj punjenja.



Sl. 112. Wankelov motor. 1 ekscentrično vratilo, 2 pogonsko vratilo, 3 rotor, 4 unutrašnje ozubljenje, 5 kućišta, 6 dovodni kanal, 7 odvodni kanal, 8 svjećica za paljenje goriva, 9 dovod rashladne vode, 10 zamašnjak, 11 masa za uravnoteženje



Sl. 113. Djelovanje Wankelova motora. I, II, III komore; A, B, C kutne točke trokutastog stapa (rotora), E položaj ekscentričnog vratila; a, b, c, d i e položaji stapa (međusobni pomak stapa za 24°)

njegova trokutastog tijela stalno dodiruju unutrašnju stijenu statora. Unutrašnje ozubljenje na rotoru zahvaća manji nepomični zupčanik učvršćen na statoru, pa tako nastaje planetarno kružno gibanje rotora.

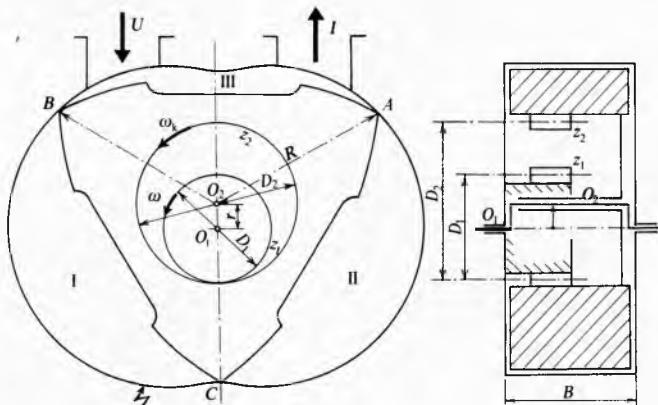
Rotor i stator tvore *tri komore* koje se tokom vrtnje stupa povećavaju i smanjuju. Tako se volumen komore I povećava od minimalnoga (sl. 113a) do maksimalnoga (sl. 113d), a pri tom se kroz ulazni kanal u komoru I usisava smjesa goriva i zraka. Usisavanje je završeno kad vrh stupa C zatvori ulazni kanal (sl. 113c). Od položaja rotora na sl. 113a do položaja na sl. 113e rotor se zakreuo za 120° , a ekscentrično vratilo za 360° . Prema tome, za puni okretaj rotora vratilo napravi tri okretaja. Za dalji tok procesa treba na sl. 113 promatrati komoru II, jer položaj komore II na sl. 113a odgovara položaju komore I na sl. 113e. Kad je rotor u položaju prikazanom na sl. 113a, što odgovara položaju na sl. 113e za komoru I, počinje kompresija u komori II. Volumen komore II postiže minimum u položaju rotora na sl. 113c kad se pali smjesa goriva i zraka električnom iskrom. Tada počinje izgaranje goriva i istodobno ekspanzija plinova izgaranja (sl. 113d i e). Dalji tok procesa može se pratiti promatranjem komore III, jer položaj komore III na sl. 113a odgovara položaju komore II na sl. 113e. U komori III u stanju na sl. 113a završena je ekspanzija, pa nakon otvaranja izlaznog kanala (sl. 113b) počinje ispuh koji se pospiješuje smanjivanjem volumena te komore. Ispuh je završen kad je komora III došla u položaj na sl. 113d. Prema tome, da bi se prikazao cijeli proces u komori I, bilo bi potrebno razmotriti 12 položaja rotora, što je izbjegnuto razmatranjem procesa u tri različite komore.

Proces u Wankelovu motoru ima četiri takta: *usisavanje, kompresiju, ekspanziju i ispuh*. Za usisavanje potreban je zakret rotora za 120° , za kompresiju i ekspanziju 120° , te za ispuh također zakret rotora za 120° . Sva četiri takta odvijaju se istodobno u tri komore motora, ali s faznim pomakom.

Kinematika Wankelova motora. Kako je već spomenuto, u Wankelovu se motoru mijenja volumen komora pomoću mehanizma koji osigurava planetarno kružno kretanje rotora. Rukavac koljenastog vratila i središte rotora O_2 (sl. 114) okreće se oko osi vratila O_1 kutnom brzinom ω , dok rotor rotira kutnom brzinom $\omega_s = \omega/3$. Planetarno kružno gibanje rotora omoguće par planetarnih zupčanika z_1 i z_2 . Omjer promjera zupčanika iznosi $D_1/D_2 = 2/3$. Zupčanik z_1 miruje jer je čvrsto spojen sa statorom motora, a zupčanik z_2 čvrsto je spojen s rotorom te se zajedno s njim kotrlja oko manjeg zupčanika. Promjeri zupčanika D_1 i D_2 ovise o udaljenosti r između osi O_1 i O_2 prema relacijama

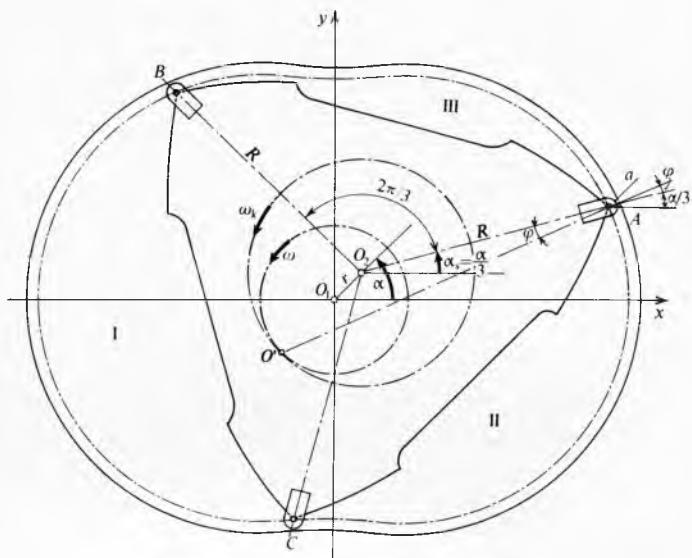
$$D_1 = 4r \quad \text{i} \quad D_2 = 6r. \quad (134)$$

Kad se koljenasto vratilo zakrene za kut $\alpha = 2\pi$, rotor se zakrene za kut $\alpha_s = 2\pi/3$. Vrhovi rotora razmaknuti su za kut $2\pi/3$. Udaljenost vrhova rotora (A, B, C na sl. 114) iznosi R od osi koljena O_2 . Oni se kreću po putanji epitrohoide koja je identična unutrašnjoj konturi statora, pa vrhovi rotora stalno dodiruju stator i tako zatvaraju tri komore.



Sl. 114. Mehanizam Wankelova motora

Praktična izvedba Wankelova motora ima na vrhovima rotora zaobljenu brtvenu letvicu s polumjerom zaobljenja a (sl. 115).

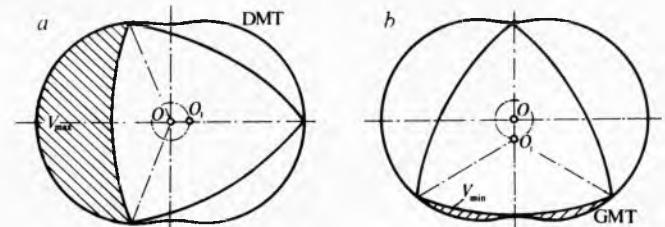


Sl. 115. Kinematička shema Wankelova motora

Komora ima najveći volumen (V_{\max}) kad se rotor nalazi u položaju koji odgovara donjoj mrtvoj točki (sl. 116a) stavnog stroja, a najmanji (V_{\min}) kad je rotor u položaju koji odgovara gornjoj mrtvoj točki (sl. 116b) stavnog stroja. Radni volumen jednak je razlici najvećeg i najmanjeg volumena, pa je

$$V_s = V_{\max} - V_{\min} = 3\sqrt{3}rRB, \quad (135)$$

gdje je B širina rotora.



Sl. 116. Položaj stupa: a u donjoj mrtvoj točki, b u gornjoj mrtvoj točki

Kompresijski omjer ε jednak je omjeru V_{\max}/V_{\min} . Najveći se kompresijski omjer dobiva kad je kontura prilagođena obliku statora i tada iznosi

$$\varepsilon_{\max} = 2,55 \frac{R}{r}, \quad (136)$$

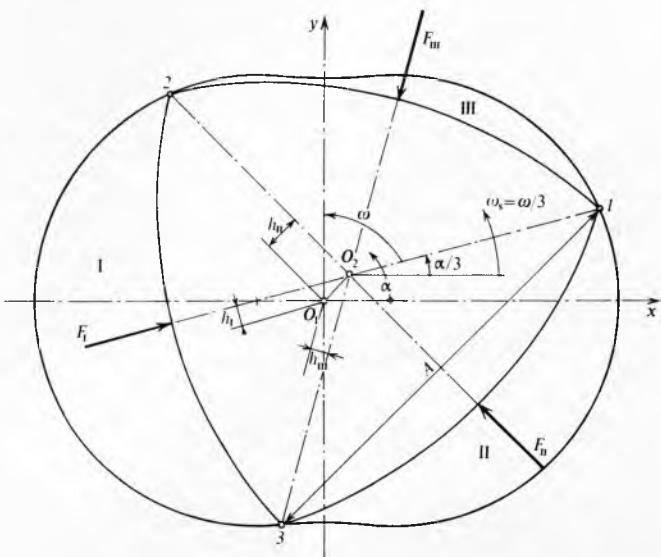
što za $r/R = 1/7$ daje $\varepsilon = 17,85$. Stvarni je omjer kompresije mnogo manji zbog udubljenja na rotoru.

Dinamika Wankelova motora. Na rotor Wankelova motora djeluje istodobno tlak p u tri radna volumena (sl. 117). Sile F su usmjerenе od rukavca koljenastog vratila O_1 i određene su relacijom

$$F(x + i\pi) = p(x + i\pi)AB, \quad (137)$$

gdje je A razmak vrhova rotora, B širina rotora, α pomak rotora, a $i\pi$ fazni pomak procesa u komori ($i = 0, 2, 4$). Sila djeluje na udaljenosti $h(\alpha + i\pi)$ od osi rotacije O_1 , pa je moment koji zakreće koljenasto vratilo

$$M(\alpha) = \sum F(x + i\pi)rsin\left(\frac{2}{3}\alpha - \frac{i\pi}{3}\right), \quad (138)$$



Sl. 117. Djelovanje sila u Wankelovu motoru

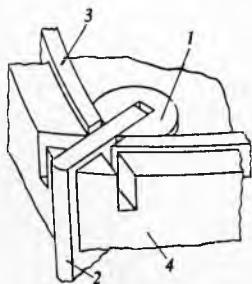
jer takt odgovara kutu $3\pi/2$ zakreta koljenastog vratila, dok se rotor za to vrijeme zakrene za kut $\pi/2$.

Zbog rotacije težišta rotora i koljenastog vratila nastaje centrifugalna sila koja djeluje u točki O_2 i koja iznosi

$$F_{\text{rot}} = m_{\text{rot}} r \omega^2. \quad (139)$$

Ta sila opterećuje ležaje koljenastog vratila, a ne djeluje na opterećenje zupčanika.

Brtvenje između statora i rotora jedan je od najsloženijih konstrukcijskih problema Wankelova motora. Za brtvenje služe **brtvene letvice** smještene na vrhovima i na stranama rotora



Sl. 118. Brtvenje vrha stapa. 1 osnova, 2 brtvene letvice, 3 brtvena traka, 4 stup (rotor)

(sl. 118). Opruge smještene na dnu utora u rotoru pritišću brtvenu letvicu uz stator. Osobito je složena konstrukcija sustava za brtvenje na spoju brtvenih letvica. Zbog brtvenja konstrukcija je složenija, a zbog trenja povećavaju se mehanički gubici u motoru.

D. Jeras

LIT.: H. List, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien 1939. — J. Miler, Stacionarni i brodski eksplozioni motori. Tehnička knjiga, Zagreb 1950. — H. R. Ricardo, Der schnelllaufende Verbrennungsmotor. Springer-Verlag, Berlin '1954. — F. Soss, Bau und Betrieb von Dieselmotoren. Springer-Verlag, Berlin '1948 (Bd. 1), '1957 (Bd. 2). — W. Endres, Verbrennungsmotoren. Walter de Gruyter, Berlin 1958. — J. Mackerle, Air-cooled Motor Engines. Cleaver Hume Press, London 1961. — H. List, Die Verbrennungskraftmaschine (Bd. I—XIV). Springer-Verlag, Wien 1945—1961. — O. Kraemer, Bau und Berechnung der Verbrennungsmotoren. Springer-Verlag, Berlin '1963. — F. Wankel, Einleitung der Rotations-Kolbenmaschinen. Deutsche Verlagsanstalt, Stuttgart 1963. — Oehler, Verbrennungsmotoren. Girardet, Essen '1965. — L. Lichty, Combustion Engine Processes. McGraw-Hill, New York '1967. — F. A. F. Schmidt, Verbrennungskraftmaschinen. Springer-Verlag, Berlin '1967. — D. Krpan, Klipni motori s prednabijanjem. Tehnička knjiga, Zagreb 1969. — J. J. Vibe, Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. VEB Verlag Technik, Berlin 1970. — W. Crouse, Automotive Engine Design. McGraw-Hill, New York 1970. — J. Štreiner, Brodski motori s unutrašnjim izgaranjem.

Liber, Zagreb 1972. — D. P. Поступов, Конструкция двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. Машиностроение, Москва 1973. — M. Mikuličić, Motori I. Školska knjiga, Zagreb 1976. — H. Maass, Gestaltung und Hauptabmessungen der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, Wien-New York 1979. — D. Krpan, Laki motori. Liber, Zagreb '1976 (I. dio), '1979 (II. dio). — K. Zinner, Aufladung von Verbrennungsmotoren. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York 1980.

D. Jeras I. Mahalec M. Mikuličić

MUZEJI, KNJIŽNICE I KAZALIŠTA, ustanove kulture smještene u posebno projektiranim arhitektonskim građevinama koje moraju zadovoljavati mnoge specifične zahtjeve organizacije i funkcije prostora. Odgovaranje tim posebnim zahtjevima očituje se u njihovu prepoznatljivom oblikovanju koje svojim oblicima i snagom duhovnog doživljavanja nosi i određenu psihološku funkciju. Zajedničko im je odgojno nastojanje, razvijanje i usavršavanje individualnih i kolektivnih duhovnih sposobnosti prezentiranjem sveukupnih ljudskih duhovnih dostignuća.

MUZEJ

Muzej je mjesto gdje se pohranjuju i izlažu zbirke umjetnina, predmeta iz prirode, povijesnih spomenika i dokumenata, tehničkih dostignuća, životinja i biljaka. U muzeju se predmeti sabiru, čuvaju, zaštićuju i stručno obrađuju s namjerom da se izlože, prouče, rastumače i povežu s današnjicom. Prema arhitektonskim karakteristikama muzej može biti u zgradama ili na otvorenom prostoru (arheološko nalazište, zoološki vrt, prirodni park i sl.). U modernom muzeju nastoji se izložene predmete što više približiti današnjim posjetiocima, muzejski se predmeti povremeno izlažu, postave su često tematske, a tumače se pomoću dijapozačita, filma, zvučnih traka i stručnih vodiča, diskusijama, seminarima, kursovima i sl. da bi se postigla međusobna povezanost pojedinih muzejskih predmeta. Nastoji se, osim toga, da muzej ne bude samo mjesto susreta s eksponatima, nego i s umjetnicima, znanstvenicima i pedagozima, mjesto razmjene informacija i proširenja znanja.

Naziv muzej potječe iz klasičnog grčkog *μουσεῖον* museum sjedište muza. Hram posvećeni muzama, zaštitnicama umjetnosti i znanosti nazivao se također museum (npr. Museon u Aleksandriji, ←308. g.).

Umjetnine i ostali predmeti sakupljali su se već u starom vijeku. Na atenskoj Akropoli (← V. st.) postojala je u jednom kružu Propileja pinalokete u kojoj su bile Poligonotove slike i slike drugih umjetnika. Ptolomej II Filadel (←284—←246) osnovao je u Aleksandriji Museon koji se sastojao od knjižnice, amfiteatra, opservatorija, botaničkog vrta i zoološke zbirke. Vojnici i trgovci donose u Rim spomenike i predmete iz Grčke i njima ukrašavaju trgovce, bazilike i kupališta. To su bili prvi sakupljači umjetničkih predmeta koji su osnova velikih zbirki što se stvaraju tokom rimskega gospodstva. One su dokaz privilegija i simbola bogatstva i političke moći. Pompej, Ciceron i Cezar imaju privatne zbirke.

Katolička crkva u srednjem vijeku nastavlja antičku tradiciju, a na evropskim dvorovima (Konstantin Porfirogenet, Karlo Veliki) sakupljaju se umjetnički predmeti. Renesansa je razvila osjećaj za povijest i entuzijazam za umjetnička djela klasičnog svijeta. Cosimo Medici (1519—1574) izlaže umjetnine u dvorištima, lodama i vrtovima. Medicejski vrt u Firenci bio je dostupan građanstvu.



Sl. 1. Galerija Antiquarium u Münchenu (1569—1571, arh. G. Strada, W. Egkl, F. Sustris)