J. GUTJAR A. MALGIN

MASINA-ÕPETUS

EESTI RIIKLIK KIRJASTUS

2 - 40884

Prof. J. M. GUTJAR, ins. A. D. MALGIN

MASINAÕPETUS

Põllumajanduse Ministeeriumi õppeasutuste osakonna poolt lubatud kasutada õppeabinõuna põllumajanduse mehhaniseerimise ja hüdromelioratsioonitööde mehhaniseerimise tehnikumides

EESTI RIIKLIK KIRJASTUS
TALLINN 1956

Originaali tiitel:
Е. М. Гутьяр, А. Д. Мальгин «Машиноведение».
Государственное научно-техническое издательство
машиностроительной литературы
Москва 1954

Tõlkinud J. Toomaspoeg

Raamat annab teoreetilisi teadmisi hüdrostaatikast, hüdrodünaamikast, hüdraulilistest masinatest ja seadmetest, turbiinidest, tehnilisest termodünaamikast, üldteadmisi kütustest, kolletest ja katelseadmetest, aurumasinatest, auru- ja gaasiturbiinidest, sisepõlemismootoritest ja tuulemootoritest.

Raamat on ette nähtud õppeabinõuna põllumajanduse mehhaniseerimise ja hüdromelioratsioonitööde mehhaniseerimise tehnikumidele ning on koostatud vastavalt nimetatud tehnikumide kursuse „Masinaõpetus" õppeprogrammile.

Arvamused käesoleva raamatu kohta palutakse saata aadressil: Tallinn, Pärnu mnt. 10, Eesti Riikliku Kirjastuse tehnilise kirjanduse toimetus.

2
Tartu Riikliku Ülikooli
Raamatukogu
40884

EESSÕNA

Soojus-, hüdro- ja tuulemasinate ning -seadmete laialdane ja kompleksne kasutamine põllumajanduses tootmisprotsesside mehhaniseerimiseks, elektrifitseerimiseks ja termofitseerimiseks nõuab mehhanisaatoritelt nimetatud masinates toimuvate protsesside olemuse kui ka masinate konstrueerimise lähteprintsiipide sügavat mõistmist. Seoses sellega on masinaõpetus õppeainena üks tähtsamaid spetsiaalkursuste põhjalikuks äraõppimiseks vajalikkudest üldtehnilistest distsipliinidest.

Raamat on kirjutatud vastavalt põllumajanduse mehhaniseerimise ja hüdromelioratsioonitööde mehhaniseerimise tehnikumide kursuse „Masinaõpetus" programmile, kuid õpikut võib kasutada ka teistes, mitteenergeetilise erialaga tehnikumides. Kõige täielikumalt käsitletakse raamatus langeva vee, kütuse keemilist ja tuuleenergiat mehaaniliseks energiaks muundavate masin-mootorite töö teoreetilisi aluseid. Mehaanilist energiat kasutavate töömasinate rühmast vaadeldakse vaid pumpasid vedeliku tõstmiseks ja teisaldamiseks ning õhukompressoreid.

Teoreetiliste küsimuste läbitöötamise hõlbustamiseks on materjal peale üksikute erandite esitatud kõrgemat matemaatikat rakendamata. Läbitöötatava materjali paremaks omandamiseks on toodud ülesannete lahendamisnäiteid. Raamatu piiratud maht ei võimaldanud anda ülesandeid iseseisvaks tööks, kuid raamatu tekstis ja lisades leidub küllaldaselt lähteandmeid, mis on vajalikud soojus- ja hüdromasinate ning -seadmete tööga seosesolevate arvukate ülesannete lahendamiseks.

Raamat on kirjutatud prof. *J. M. Gutjari* üldtoimetusel, kes on ühtlasi kirjutanud ka I, II ja VIII osa; ülejäänud osad on kirjutatud ins. *A. D. Malgini* poolt.

SISSEJUHATUS

Mehaanilist ja elektrienergiat toodetakse praegusajal peaasjalikult vee kineetilise energia, mitmesuguste kütuste keemilise energia ja tunduvalt väiksemas ulatuses tuuleenergia muundamise teel.

Vastavalt sellele võib kõik masinad-mootorid jaotada järgmistesse gruppidesse:

1) hüdraulilised mootorid — muundavad mehaaniliseks tööks vee kineetilist energiat,

2) soojusmootorid — muundavad mehaaniliseks tööks kütuste keemilist energiat,

3) tuulemootorid — muundavad mehaaniliseks tööks õhuvooluste energiat.

Enamike energeetiliste ressursside allikaks on päikesekiired, mis igas sekundis kannavad maapinna 1 m^2-le 1 kilovatiga võrdse energiakoguse.

Suur vene teadlane K. A. Timirjazev tõestas hiilgavalt, et päikeseenergia toimel moodustavad mõningad mullaniiskuses lahustunud mittepõlevad ained, nagu süsihappegaas ja soolad, taimede rakkudes keerulisi orgaanilisi põlevühendeid. Paljude miljonite aastate kestel kogus meie maa päikeseenergiat taimedesse, milledest moodustus hiljem turvas, kivisüsi ja antratsiit. Seepärast nimetataksegi kütust päikesekiirte akumulaatoriks.

Kõige tagasihoidlikumate arvutuste järgi jätkub sütt inimkonnale 2,5—3 tuhandeks aastaks. Nafta on aga juba praegu defitsiitne produkt. Olgugi et Nõukogude Liidul on maailma suurimad naftavarud, võetakse ka meie maal juba praegu tarvitusele mitmesuguseid abinõusid naftaproduktide ökonoomseks ja tehniliselt otstarbekohaseks kasutamiseks. Piiratakse nafta kasutamist statsionaarsetes jõuseadmetes, suurendatakse tema osatähtsust aga enamökonoomsete diiseltraktorite ja -autode juurutamisega rahvamajandusse. Laialdaselt on levinud tahkeid kütuseid ökonoomselt kasutavad gaasigeneraatoriga traktorid, autod ja lokomobiilid.

Nõukogude soojustehnika üheks tähtsamaks saavutuseks on kohalike madalakvaliteediliste tahkete kütuste kasutamise probleemi edukas lahendamine. See võimaldab piirata kütuse transpordikulusid ja säilitada hinnalisemaid kütusesorte tehnoloogilisteks eesmärkideks. Moskvat energiaga varustavate suurte elektrijaamade kolle-

tes põletatakse praegusajal edukalt minevikus täiesti kasutamatut, 50—60% mittepõlevat osist sisaldavat moskvalähedast sütt.

Püüe võimalikult säilitada mittetaastatavaid kütuse tagavarasid ja alandada mehaanilise ning järelikult ka elektrienergia tootmise maksumust, põhjustas pidevalt taastuvate energiaallikate, nagu looduses esineva veeringluse ja õhuvoolude laialdast kasutamist. Vee ringkäik looduses toimub päikeselt kiirguva soojusenergia toimel. Päikesekiired, soojendades maad, aurustavad ookeanidest, meredest ja teistest veekogudest määratu veekoguse, mis vihma või lume näol alla langedes hoiab alal jõgede pideva vooluse. Jõgede voolus määrab ära vee mehaanilise energiavaru, s. o. ühe või teise riigi või mistahes rajooni hüdroressursid. Hüdroressursside rikkuse poolest on Nõukogude Liit esimesel kohal maailmas. Viimaste andmete põhjal on meie jõgede võimsus 345 miljonit kilovatti.

Iga-aastase elektrienergia toodangu seisukohast ületab Nõukogude Liidu territooriumil voolavate jõgede potentsiaalne energiatagavara 22-kordselt elektrienergia kogust, mida tootsid kõik elektrijaamad 1953. a. Peale selle aitab hüdroelektrijaamade ehitamine üheaegselt lahendada teisi rahvamajanduse ülesandeid seoses maa viljakuse suurendamisega ja sobivate veeteede loomisega. See loob soodsad tingimused hüdroenergeetika kiirendatud arenguks meie rahvamajanduse energeetilise baasi laiendamise üldplaanis.

Partei XX kongressi direktiivides NSV Liidu rahvamajanduse arendamise kuuenda viie aasta plaani kohta öeldakse: „Suurendada turbiinelektrijaamade koguvõimsus viie aasta jooksul umbes 2,2-kordseks ja hüdroelektrijaamade võimsus 2,7-kordseks ning pikendada Elektrijaamade Ministeeriumi elektrivõrkude ulatust (pingega 35—220 kilovolti) 2,2-kordselt." Kõige selle tulemusena on võimalik arendada energeetikat niisuguse tasemeni, mille juures täielikult rahuldatakse kõigi rahvamajandusharude ja elanikkonna vajadused elektrienergia alal.

Põllumajandusliku tootmise mehhaniseerimisel kasutatakse laialdaselt ka tuuleenergiat. Tuuleenergia taastub pidevalt, mistõttu ta varud on praktiliselt piiramatud. Prof. V. N. Krassovski arvutuste järgi võib malekorras asetatud tuulemootorite korral, keskmisel tuulekiirusel 3 m/sek., saavutada maapinna 1 km² kohta 297-kilovatilise installeeritud võimsuse, aastatoodanguga 445 000 kWh.

Tuuleenergial on siiski rida olulisi puudusi, milledeks eelkõige on õhuvoolude mittealaline esinemine, nende ebaühtlus ning mõnikord isegi täielik lakkamine. Seetõttu võib tuuleenergiat edukalt kasutada peamiselt neis protsessides, mis lubavad energiaga varustamise katkestamist. Sääraste protsesside hulka kuuluvad põllumajanduslikus tootmises vee andmine kastmiseks ja vesivarustuseks, vee ärapumpamine soostunud maade kuivendamisel, loomasöötade ettevalmistamisel jne. Tuuleenergia laialdane kasutamine avab seega täiendavad reservid põllumajanduse kompleksseks mehhaniseerimiseks ja elektrifitseerimiseks.

Nõukogude energeetika üheks lähteprintsiibiks on üksikute

elektrijaamade ühendamine kohalikeks või rajoonidevahelisteks energiasüsteemideks. Sellistes süsteemides võivad üksikud soojuselektrijaamad olla elektriülekandeliinide kaudu seotud vee- või tuuleenergial töötavate elektrijaamadega, mis loob soodsaimad tingimused mitmesuguste energeetiliste ressursside kompleksseks kasutamiseks ning kindlustab energiasüsteemi vahetpidamatu töö. Põllumajanduses osutub väga kasulikuks tuuleelektrijaamade töö koopereerimine väikevõimsuseliste hüdroelektrijaamade tööga. Säärastes kombineeritud seadmetes töötab tuuleperioodil ainult tuuleelektrijaam, kuna mittetöötav hüdroelektrijaam kogub paisu ette vett. Tuule lakkamisel alustab tööd hüdroelektrijaam.

Viimaste aastate jooksul on teadus vallutanud ühe võimsamaist energialiikidest — aatomi tuumaenergia. Praegusajal on olemas rida projekte uraanikateldes saadava soojusenergia kasutamiseks soojuselektritsentraalides.

Nõukogude Liidus avab aatomienergia koos vee ja tuuleenergia efektiivse kasutamisega rikkalikud perspektiivid tootlike jõudude ja tehnilise ning kultuurilise progressi hoogsaks kasvuks, ühiskondliku jõukuse suurendamiseks.

HÜDROSTAATIKA JA HÜDRODÜNAAMIKA

I peatükk

HÜDROSTAATIKA

§ 1. REAALNE VEDELIK JA SELLE FÜÜSIKALISED OMADUSED. IDEAALNE VEDELIK

Vastavatel temperatuuridel ja rõhkudel võib igasugune aine olla vedelas olekus. Sel juhul nimetatakse ainet vedelikuks (või „tilkvedelikuks") ning ta paistab välja oma osakeste suure liikuvuse (voolavuse) ja kergesti muudetava väliskuju poolest valamisel mitmesugustesse anumatesse kui ka voolamisel torudes. Vedelik avaldab tähtsusetut vastupanu osadeks jaotamisele või venitamisele, kuid suurt vastupanu survele. Viimase omaduse poolest ta põhiliselt erinebki gaasidest, milledel on palju ühiseid omadusi tilkvedelikega. Seetõttu nimetatakse gaase mõnikord ka gaasitaolisteks vedelikkudeks.

Edasiselt mõistame vedeliku all peaasjalikult vett, mida laialdaselt kasutatakse mitmesugustes hüdrotehnilistes ehitistes, masinates, niisutuskanalites ja vesitranspordi teedel.

Mitmesuguste arvutuste puhul osutub vajalikuks määrata vedeliku rõhku nii ehitise seinale kui ka vedeliku sees, vaadelda vedelikus ujuvate ning temas asuvate kehade tasakaalutingimusi. Teadusharu, mis uurib selliseid olekuid, nimetatakse hüdrostaatikaks.

Igal reaalsel vedelikul on järgmised füüsikalised omadused: 1) tihedus, 2) temperatuuriline paisumine, 3) kokkusurutavus, 4) viskoossus, mis on vastand vedeliku voolavusele, ja 5) pindpinevus.

Tehniliste arvutuste lihtsustamiseks võetakse hüdrostaatikas vedeliku tihedus konstantsena, mitteolenevana rõhust ja temperatuurist. Lisaks arvestatakse veel, et vedelik muudab oma välist kuju (näiteks nivoo muutumine ühendatud anumates) ilma osakestevaheliste sise- ja pindtakistusteta, s. o. et vedelikul ei ole viskoossust ega ka pindpinevust.

Säärast konstantset tihedust ja täielikku liikuvust omavat vedelikku nimetatakse ideaalseks vedelikuks.

Vaatleme reaalse vedeliku, iseäranis vee omadusi üksikult.

Tehakse vahet kaalulise tiheduse ja masstiheduse vahel; esimest sageli nimetatakse erikaaluks.

Erikaal kujutab endast ühikmahtu omava keha kaalu. Vastavalt antud määratlusele võime arvutada vedeliku erikaalu valemiga

$$\gamma = \frac{G}{V},$$

kus G on vedeliku kaal;

V — vedeliku maht.

Puhta vee erikaal 4° C juures on võrdne

$$\gamma = 1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/dm}^3 = 1 \text{ t/m}^3.$$

Kasutades edasiselt mõõtühikutena kilogrammi ja meetrit, saame

$$\gamma = 1000 \text{ kg/m}^3.$$

Kuna veel on omadus temperatuuri mõjul paisuda, siis ta erikaal erinevatel temperatuuridel on erinev, mis ilmneb tabelist 1.

Tabel 1

Vee erikaal sõltuvalt tema temperatuurist

Temperatuur °C	0	3	4	5	10	20
Erikaal kg/m³	999,87	999,99	1000,00	999,99	999,73	998,23

Temperatuur °C	30	50	70	90	100
Erikaal kg/m³	995,67	988,07	977,81	965,34	958,38

Seega, kui võtta hüdrostaatilistes arvutustes vee erikaaluks $t = 20°$ C juures $\gamma = 1000$ kg/m³, teeme kõigest 0,17%-lise vea.

Kui jagada vedeliku erikaal raskusjõu kiirendusega g, saame vedeliku masstiheduse

$$\varrho = \frac{\gamma}{g}.$$

Hüdrostaatilistes arvutustes, kui on tegemist masstihedusega, nimetatakse seda lihtsalt „tiheduseks". Seda väljendust kasutame ka allpool nimetatud mõttes.

Kuna iga keha mass määratakse vastavalt mehaanika seadustele keha kaalu ja raskusjõu kiirenduse jagatisena

$$m = \frac{G}{g},$$

siis on ilmne, et vaadeldav tihedus ei kujuta endast muud kui vedeliku mahuühiku massi.

Väljendades raskusjõu kiirenduse m/sek^2 ja erikaalu kg/m^3, saame tiheduse dimensiooniks kg sek^2/m^4.

Erikaalu ja tiheduse omavaheline seos väljendatakse võrrandiga

$$\gamma = \varrho g.$$

Vee tihedus kui ka erikaal muutuvad temperatuuri muutudes tähtsusetult vähe.

Et vee maht kuumutamisel üle $t = 4°$ C suureneb, siis loomulikult vee tihedus väheneb.

Vee paisumist arvestab temperatuuriline paisumistegur β_t. Vedeliku lõppmahu võib arvutada võrrandiga

$$V_2 = V_1[1 + \beta_t(t_2 - t_1)], \qquad (1)$$

kus V_1 on vee maht algtemperatuuril t_1;

V_2 — vee maht lõpptemperatuuril t_2.

Tegur β_t on väga väike ja mitte täiesti konstantne suurus; muutudes mõnevõrra temperatuurist sõltuvalt. Temperatuuril $t = 20°$ C on vee tihedus $\varrho = 101{,}8$ kg sek^2/m^4.

Samuti pole vee kokkusurutavus erinevatel rõhkudel ja temperatuuridel konstantne. Vee kokkusurutavustegur määratakse võrrandiga

$$\alpha_v = \frac{V_1 - V_2}{V_1},$$

kus V_1 on vee maht rõhul p_1;

V_2 — vee maht rõhul p_2, mis rõhust p_1 on suurem 1 kg/cm^2 võrra.

Rõhu tõusuga vee nagu iga teisegi vedeliku kokkusurutavustegur väheneb. Näiteks temperatuuril $t = 20°$ C muutub vee kokkusurutavustegur rõhuintervallis $p_2 = 1$ kg/cm^2 kuni $p_2 = 200$ kg/cm^2 väärtuselt $\alpha_v = \frac{491}{10^7}$ väärtuseni $\alpha_v = \frac{438}{10^7}$.

Selle teguri pöördväärtus kujutab endast vee surveelastsusmoodulit. Märgitud temperatuuril ja samas rõhuintervallis muutub see väärtuselt $E_1 = 20366$ kg/cm^2 väärtuseni $E_2 = 22830$ kg/cm^2.

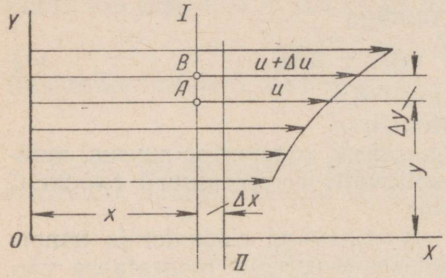
Ühesugustel rõhkudel deformeerub vesi seega 100 korda rohkem kui samamõõteline teraskeha.

Vee survedeformatsiooni absoluutne suurus on isegi suurte mahtude puhul päris tähtsusetu. Näiteks lahtises, konstantse kõrgusega $H = 10$ m veemahutis langeb vee pind omakaalust tingitud surve mõjul vaid $\frac{1}{4}$ mm võrra.

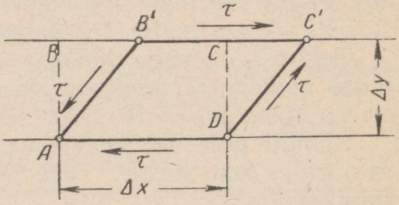
Vedeliku viskoossuseks või sisehõõrdumiseks nimetatud omadus avaldub peamiselt vedeliku voolamisel *paralleelsetes* (sageli ka *ühistelgsetes*) kihtides, kui viimased liiguvad erinevate kiirustega. Sel juhul nimetatakse voolamist *laminaarseks* voolamiseks.

Taoline laminaarne voolus koos kihtide kiiruse diagrammiga on näidatud joonisel 1. Voolust lõikab tasapind I, mis on risti kiiruste

suunaga ja koordinaatteljega X. Vooluse punktis A, mille ordinaat on Y, on kiirus u; naaberpunktis B, kus ordinaat on $y + \Delta y$, võrdub kiirus $u + \Delta u$. Järelikult liigub kiht B kihist A kiiremini, muutes vedeliku esialgse täisnurkse elemendi $ABCD$ rombseks $AB'C'D$ (joon. 2). Vedelik, analoogiliselt elastsele kehale, avaldab säärasele deformeerimisele vastupanu, mille tagajärjel tekivad nihkepinnal tangentsiaalpinged τ. Need pinged on proportsionaalsed kahe teineteisele väga lähedal oleva kihi kiiruse juurdekasvu Δu suhtega kihtide vahekaugusesse Δy. Suhet $\frac{\Delta u}{\Delta y}$ nimetatakse „kiiruse gradiendiks".



Joon. 1. Vedeliku laminaarne voolamine.



Joon. 2. Vedeliku elemendi deformeerumine laminaarsel voolamisel.

Vastavalt Newtoni hüpoteesile väljendub vedeliku tangentsiaalpinge võrrandiga

$$\tau = \eta \frac{\Delta u}{\Delta y}, \qquad (2)$$

kus η on vedeliku absoluutne viskoossus.

Absoluutse viskoossuse dimensiooni määramiseks kirjutame võrrandi (2) kujul

$$\eta = \frac{\tau \ \mathrm{kg/m^2}}{\frac{\Delta u}{\Delta y} \ \frac{\mathrm{m}}{\mathrm{sek}} \cdot \frac{1}{\mathrm{m}}} = \frac{\tau}{\frac{\Delta u}{\Delta y}} \ \mathrm{kgsek/m^2}.$$

Temperatuuril 20° C on vee absoluutne viskoossus 0,000103 kg sek/m^2.

Absoluutset viskoossust η nimetatakse sageli ka dünaamiliseks viskoossuseks. Jagades absoluutse viskoossuse vedeliku tihedusega, saame kinemaatilise viskoossuse

$$\nu = \frac{\eta}{\varrho}.$$

Kinemaatilise viskoossuse dimensioon on

$$\frac{\mathrm{kg \cdot sek/m^2}}{\mathrm{kg \cdot sek^2/m^4}} = \mathrm{m^2/sek}.$$

Temperatuuril $t = 20°$ C vee kinemaatiline viskoossus $\nu =$ $= 0{,}00000101$ m²/sek $= 0{,}0101$ cm²/sek.

Temperatuuri tõusuga väheneb vee viskoossus kiiresti. Rõhu muutumine ei avalda aga viskoossusele märgatavat mõju.

Pindpinevusjõud mõjutavad vee nivood märgatavalt ainult väikeseläbimõõdulistes torudes. Hüdrostaatika tavalistes tehnilistes ülesannetes ei etenda nimetatud jõud aga mingit rolli, ning need võib jätta arvestamata.

§ 2. HÜDROSTAATILINE RÕHK

Olgu mingit anumat täitev vedelik paigalseisus ja kõik temale mõjuvad jõud tasakaalustatud (joon. 3). Lõikame vaadeldava vedeliku mahu mõtteliselt tasapinnaga AB osadeks I ja II ja eraldame alumist osa II piiraval lõiketasapinnal väikese pinnakese ΔF sellel asuva punktiga C.

Pinnakesel ΔF mõjub I osa II osale jõuga, mille võib lahutada normaalseks ΔP ja tangentsiaalseks ΔT komponendiks. Tangentsiaalpinged, järelikult aga ka tangentsiaaljõud on eespoolöeldu põhjal võimalikud ainult vedeliku voolamise kiirusgradiendi olemasolul. Järelikult vaadeldava paigalseisva vedeliku puhul komponent $\Delta T = 0$.

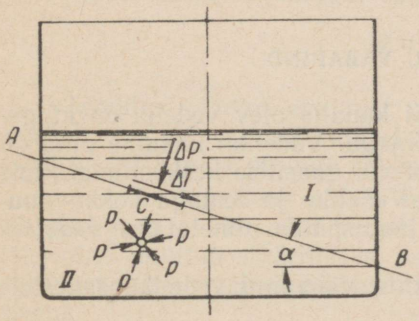
Jagades normaaljõu ΔP pinnaga ΔF

$$p_k = \frac{\Delta P}{\Delta F},$$

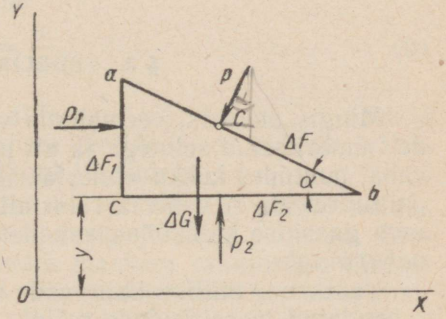
saame keskmise hüdrostaatilise rõhu pinnale ΔF.

Pinnakese ΔF vähenemisel punkti C ümber nullini, mille tulemusena üheaegselt väheneb ka jõud ΔP, saame hüdrostaatilise rõhu p antud punktis C, ehk lihtsalt rõhu; viimane kujutab endast ΔP ja ΔF suhete piirväärtust ΔF lähenemisel nullile.

Antud punktis ei sõltu hüdrostaatiline rõhk pinna kallakust, millele ta mõjub.



Joon. 3. Rõhk vedeliku meelevaldses lõikes AB ja meelevaldses punktis C.



Joon. 4. Kolmetahulisele vedelikuelemendile mõjuvad jõud.

Vedeliku nimetatud omaduse tõestamiseks eraldame punkti C juures vedeliku II osa mahust väikese kolmetahulise prisma ja vaatleme selle tasakaalutingimusi. Prisma meelevaldse kaldega tahule (joon. 4) mõjub jõud $p\Delta F$, vertikaalsele ja horisontaalsele tahule aga vastavalt jõud $p_1\Delta F_1$ ja $p_2\Delta F_2$.

Projekteerides kõik jõud X-teljele, võime tasakaalutingimuse põhjal kirjutada

$$p_1\Delta F_1 - p\Delta F \sin\alpha = 0.$$

Kuna külgtahk $\Delta F_1 = \Delta F \sin\alpha$, siis ΔF_1-ga taandades leiame, et

$$p_1 = p. \tag{3}$$

Projekteerides Y-teljele prisma mahus oleva vedeliku kaalust tingitud jõu

$$\Delta G = \frac{\Delta F_2 \Delta y_\gamma}{2}$$

ja summeerides tahkudel mõjuvad rõhud, saame sama tasakaalutingimuse kohaselt

$$p_2\Delta F_2 - p\Delta F \cos\alpha - \frac{\Delta F_2 \Delta y_\gamma}{2} = 0.$$

Prisma mahus oleva vedeliku kaalust tingitud jõudu nimetatakse „massijõuks", erinevalt teistest mõjuvatest jõududest, mida nimetatakse „rõhujõududeks".

Toodud võrrandis on massijõud, võrreldes rõhujõududega, väga väike, mistõttu selle võib jätta arvestamata. Peale selle $\Delta F_2 = \Delta F \cos\alpha$, ja järelikult, taandades ΔF_2-ga leiame, et $p_2 = p$.

Arvestades võrrandit (3), võime seega kirjutada

$$p_1 = p_2 = p, \tag{4}$$

s. o. antud punktis on rõhk ühesugune kõigis suundades ja ei sõltu pinna kaldenurgast α.

Hüdrostaatilist rõhku vedeliku meelevaldses punktis mõõdetakse nagu pingetki kilogrammides ruutmeetrile (kg/m²).

§ 3. VEDELIKU VABAPIND

Mingis anumas, veemahutis või kanalis olev vedelik on külgedelt ümbritsetud seintega ja alt põhjaga. Vedeliku ülemine pind on vaba, puutudes kokku atmosfääriga või gaasilise keskkonnaga, mis on suurema või vähema rõhu all. Vedeliku ja temaga kokku puutuva gaasilise keskkonna vahelist jaotuspinda nimetatakse *vedeliku vabapinnaks*.

Vaatleme, millise kuju võib võtta vabapind vedelikuosakestele rakendatud massijõudude mõjul.

Oletame, et vedelik on mingisuguses X-telje suunas püsiva kiirendusega a m/sek² liikuvas anumas. Inertsuse tõttu asetub vedeliku

vabapind sel juhul teatud nurga α alla, mille suurus tuleb määrata (joon. 5).

Eraldame analoogiliselt eespooltoodule vabapinnaga AB külgneva elementaarse prisma külgtahkudega ΔF_1, ΔF_2 ja ΔF. Ühtlasi võtame arvesse ka gaasilise keskkonna poolt vabapinnale avaldatava normaalrõhu p_0.

Prisma vertikaalsele ja horisontaalsele tahule mõjub hüdrostaatiline rõhk, kusjuures vastavalt viimase omadusele

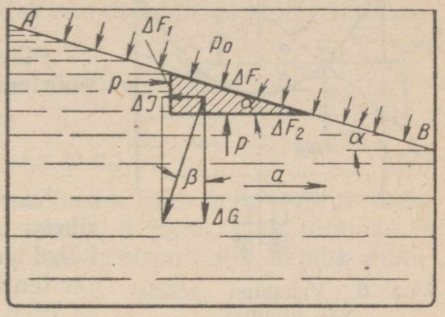
$$p_1 = p_2 = p.$$

Tähistades eraldatud prisma massi Δm, leiame tema raskusjõu

$$\Delta G = \Delta mg$$

ja kiirendusele vastupidiselt suunatud inertsjõu

$$\Delta I = \Delta ma.$$



Joon. 5. Vedeliku vabapind kiirendusega a liikuvas anumas.

Nende jõudude resultantjõud moodustab vertikaalsuunaga nurga β, kusjuures

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\Delta I}{\Delta G} = \frac{\Delta ma}{\Delta mg} = \frac{a}{g}. \qquad (5)$$

Tasakaalutingimuste põhjal jõudude projektsioonid prisma X- ja Y-teljele annavad võrrandid

$$\Sigma X = p\Delta F_1 - \Delta F p_0 \sin\alpha - \Delta ma = 0,$$
$$\Sigma Y = p\Delta F_2 - \Delta F p_0 \cos\alpha - \Delta mg = 0,$$

mis võib kirjutada kujul

$$(p - p_0)\Delta F \sin\alpha = \Delta ma;$$
$$(p - p_0)\Delta F \cos\alpha = \Delta mg.$$

Jagades esimese teisega, saame

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{a}{g}. \qquad (6)$$

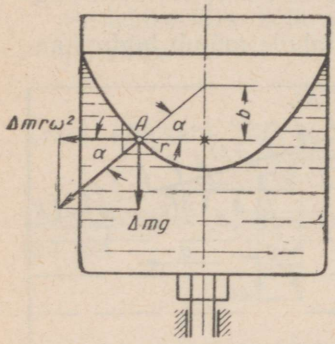
Võrreldes saadud avaldust avaldusega (5), leiame, et nurk β võrdub nurgaga α, mille alusel võime järeldada, et vedeliku vabapind on risti tema pinnale rakendatud jõududega.

Juhul kui kiirendus $a = 0$, muutub võrrandi (6) põhjal nulliks ka nurk α, s. t. vabapind asetub risti raskusjõudude suunaga. Taoline pind muutub sfääriliseks, omades maakera raadiusega võrdset raadiust. Ainult väikesemõõtelistes veemahutites näib see tasapinnalisena.

Eeldame nüüd, et vedelik mingis anumas pöörleb ühtlaselt teatud nurkkiirusega ω. Milliseks kujuneb sel juhul vedeliku vabapind?

Joonisel 6 on näidatud vedeliku pind lõikes. Vedeliku massi meelevaldne element Δm, mis asetseb pöörlemisteljest kaugusel r punktis A, omab kaalu mg ja arendab tsentrifugaaljõudu $\Delta m r\omega^2$. Nende jõudude resultantjõud on risti vedeliku vabapinnaga ning moodustab horisontaaliga nurga

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\Delta mg}{\Delta m r\omega^2} = \frac{g}{r\omega^2}.$$



Joon. 6. Vabapind pöörlevas anumas.

Pikendades ristsirget lõikumiseni pöörlemisteljega, leiame lõigu b suuruse:

$$b = r\operatorname{tg}\alpha = r \cdot \frac{g}{r\omega^2} = \frac{g}{\omega^2}.$$

Nagu näeme, jääb lõigu b suurus üheks ja samaks vabapinna kõvera kõigi punktide jaoks. Säärane omadus on teatavasti paraboolil. Siit järeldub, et otsitav vabapind on pöördparaboloid.

§ 4. HÜDROSTAATIKA PÕHIVÕRRANDID

Nagu juba varem märgitud, on hüdrostaatikas väga tähtsaks praktiliseks ülesandeks rõhu määramine tasakaalus oleva vedeliku sisemuses. Vaatleme selle ülesandega seosesolevaid küsimusi.

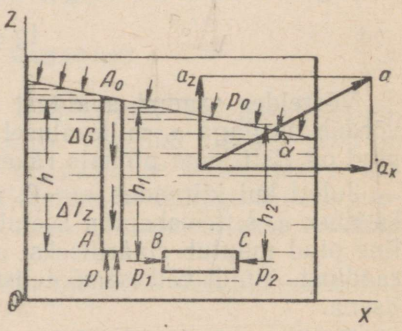
Liikugu vedelikuga täidetud anum konstantse kiirendusega a (joon. 7). Varemtoodu põhjal peab vedeliku vabapind seejuures asetuma mingi kindla nurga alla horisontaaltasapinnaga. Määrame nüüd hüdrostaatilise rõhu vedeliku meelevaldses punktis A, mille sügavus vedeliku vabapinna vastavast punktist A_0 mõõdetuna on h. Eraldame selleks vedelikus vertikaalse prismaatilise samba ristlõikepinnaga ΔF ja vaatleme sambale mõjuvaid jõude, mida põhjustavad sammast ümbritsev vedelik kui ka vabapinnale mõjuv väliskeskkonna rõhk p_0. Arutluse lihtsustamiseks võtame koordinaattasapinna ZOX paralleelsena kiirendusega a.

Erikaaluga γ vedelikusamba kaal on

$$\Delta G = \Delta F h\gamma = \Delta F h\varrho g.$$

Sambale mõjuv inertsjõud, arvutatuna kiirenduse vertikaalse komponendi a_z järgi, võrdub

$$\Delta I_z = \frac{\Delta F h\gamma}{g} \cdot a_z = \Delta F h\varrho a_z.$$



Joon. 7. Rõhk kiirendusega a liikuvas anumas asuva vedeliku sisemuses.

Ülalt mõjub sambale välisrõhujõud $\frac{\Delta F}{\cos \alpha} p_0$, mille vertikaalne komponent on

$$\frac{\Delta F}{\cos \alpha} p_0 \cos \alpha = \Delta F p_0.$$

Rõhujõud samba alumisele pinnale võrdub $\Delta F p$.

Samba külgseintel tangentsiaaljõud puuduvad, mõjuvad normaalrõhujõud aga Z-teljele projektsioone ei anna, mistõttu tasakaaluvõrrandi võib kirjutada kujul

$$\Sigma Z = \Delta F h \varrho g + \Delta F h \varrho a_z + \Delta F p_0 - \Delta F p = 0.$$

Siit leiame hüdrostaatilise rõhu

$$p = p_0 + h\varrho(g + a_z). \tag{7}$$

Hüdrostaatilise rõhu omaduste kohaselt jääb selle suurus muutumatuks, mistahes nurga all ka samba A lõpul asuv pinnake ei asuks. Sama omaduse põhjal on rõhud horisontaalse samba punktides B ja C vastavalt

$$p_1 = p_0 + h_1 \varrho(g + a_z)$$

ja

$$p_2 = p_0 + h_2 \varrho(g + a_z).$$

Siit nähtub, et kiirenduse tangentsiaalne komponent a_x ei mõjuta hüdrostaatilist rõhku.

Juhul kui kiirendus $a = 0$, või vedelik seisab paigal, lihtsustub võrrand (7) ning võtab kuju

$$p = p_0 + h\gamma, \tag{8}$$

sest $\varrho g = \gamma$.

Hüdrostaatiline rõhk paigalseisva vedeliku meelevaldses punktis on seega võrdne vabapinnale mõjuva rõhuga, millele on liidetud vedeliku erikaalu ja antud punktist vabapinnani võetud samba pikkuse korrutis.

§ 5. ABSOLUUTNE RÕHK, ÜLERÕHK JA MANOMEETRILINE RÕHK

Võrrandi (8) järgi määratud rõhku nimetatakse *absoluutseks rõhuks*, seda mõõdetakse atmosfäärides ning tähistatakse ata. Absoluutse ja vabapinnale mõjuva rõhu vahet nimetatakse *ülerõhuks* ning tähistatakse atü. Märkides ülerõhu $p_ü$, võime võrrandi (8) põhjal kirjutada:

$$p_ü = p - p_0 = h\gamma.$$

Ülerõhku väljendatakse ainult vedeliku samba kõrgusena ja leiab taolisena hüdrostaatilistes arvutustes laialdast kasutamist.

Kui vabapinnale mõjub atmosfääriline rõhk p_a, nagu see on tavaline lahtiste anumate ja veemahutite korral, nimetatakse ülerõhku

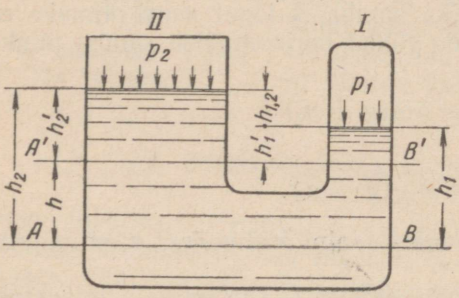
manomeetriliseks rõhuks. Manomeetrilisele rõhule vastavad arvud kantakse manomeetrite ja teiste mõõteriistade skaalale.

Manomeetrilist rõhku võib kujutada ka vedeliku samba kõrguse ja erikaalu korrutisena:

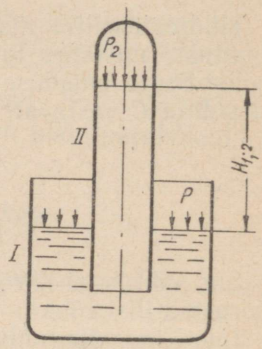
$$p_m = p - p_a = h\gamma.$$

Hüdrostaatilist rõhku mõõdetakse kg/cm² või kg/m², kusjuures $p = 1$ at $= 1$ kg/cm² $= 10\,000$ kg/m² $= 10$ t/m². Rõhku 1 kg/cm² nimetatakse *tehniliseks atmosfääriks*, erinevalt *füüsikalisest atmosfäärist*, mis võrdub 1,033 kg/cm². Ülerõhk üks tehniline atmosfäär esineb veemahutis sügavusel

$$h = \frac{p_m}{\gamma} = \frac{10 \text{ t/m}^2}{1 \text{ t/m}^3} = 10 \text{ m}.$$



Joon. 8. Ühendatud anumad.



Joon. 9. Rõhust tingitud vedelikusamba tasakaal anumas.

Rõhu võrrandid on õiged ka sel juhul, kui kaks anumat ühendada teineteisega mingi vaheosa abil. Ühendatud anumate skeem on näidatud joonisel 8.

Mõjugu *I* anumas vabapinnale rõhk p_1, *II* anumas aga vastavalt rõhk p_2.

Ühisel sügavusel AB kujuneb püsiv rõhk p, mis on võrdne

$$p = p_1 + \gamma h_1$$

ja

$$p = p_2 + \gamma h_2.$$

Kui nüüd võrrandite parematest pooltest lahutada võrdsed suurused γh, ei kao vasakute poolte vaheline võrdsus ning võrrandid võtavad kuju

$$p' = p_1 + \gamma(h_1 - h) = p_1 + \gamma h_1',$$
$$p' = p_2 + \gamma(h_2 - h) = p_2 + \gamma h_2',$$

kust saame

$$p_1 + \gamma h'_1 = p_2 + \gamma h_2',$$

s. o. uuel ühisel sügavusel $A'B'$, kus anum jaotub kaheks, jäävad rõhud ühesuguseks.

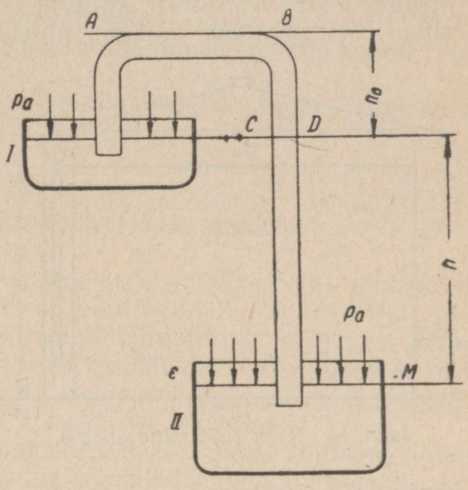
Tõstes tasapinda AB veelgi kõrgemale, kuni I anuma vabapinnani (s. o. $h_1' = 0$), saame rõhkudevahelise seose

$$p_1 = p_2 + \gamma h_{1,2},$$

kus $h_{1,2}$ on vabapindade nivoode vahe.

Täpselt samuti määratakse anuma I vabapinnale mõjuv rõhk ka juhul, kui anum II on asetatud esimesse (joon. 9)

$$p_1 = p_2 + \gamma h_{1,2}.$$



Joon. 10. Sifoon.

Kui p_1 on võrdne atmosfääri rõhuga ning $p_2 = 0$, ei saa veesamba kõrgus ületada 10 m.

Järelikult selleks, et rõhk veega täidetud ning lahtistesse anumatesse I ja II asetatud põlvtoru (joon. 10) ülemisel nivool AB ei väheneks nullini, peab veenivoo AB kõrgus h_0, arvates anuma I veenivoost, olema vähem kui 10 m. Sel juhul ei katke veevoolus torus ning viimast võib kasutada vee ümberpaigutamiseks kõrgema nivooga anumast I madalama nivooga anumasse II. Sellist toru nimetatakse sifooniks.

Absoluutne hüdrostaatiline rõhk toru ristlõikes CD on võrdne atmosfäärirõhuga p_a.

Alumise anuma vabapinna nivool, kus rõhk on p_a, valitseb torus atmosfääri rõhust kõrgem rõhk ja nimelt:

$$p = p_a + \gamma h.$$

Rõhkude säärase erinevuse tõttu voolabki vesi anumasse II.

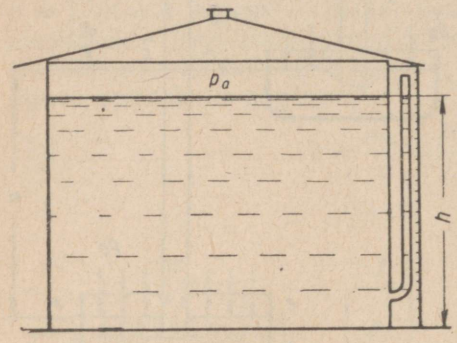
§ 6. PASCALI SEADUS

Kui mingis anumas või spetsiaalses silindris tõsta vedeliku vaba- (või külg-) pinnale mõjuv rõhk p_0 mõnesaja või tuhande atmosfäärini, tõuseb rõhk silindrit täitva vedeliku mistahes punktis niisama kõrgele, sest vastavalt § 5

$$p = p_0 + h\gamma.$$

Vedeliku säärane omadus väljendub Pascali seadusega, mille kohaselt *vedelikule mõjuv rõhk p_0 antakse edasi vedeliku sees igas suunas ühteviisi.*

Väikeste hüdrostaatiliste rõhkude mõõtmiseks kasutatakse vedelikmanomeetreid ehk teise nimega „piesomeetreid". Taoline lahtise otsaga painutatud toru kujuline manomeeter ühendatakse reservuaari seinaga koos lauaga, millele kantakse kõrgused mõõdetuna reservuaari põhjast. Torus oleva vedeliku nivoo järgi võib määrata veepinna kõrguse reservuaaris ja manomeetrilise rõhu põhjale (joon. 11):



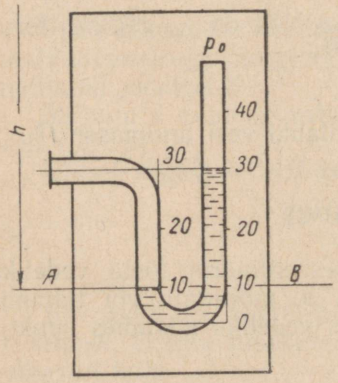
Joon. 11. Rõhu mõõtmine paagis.

$$p = h\gamma.$$

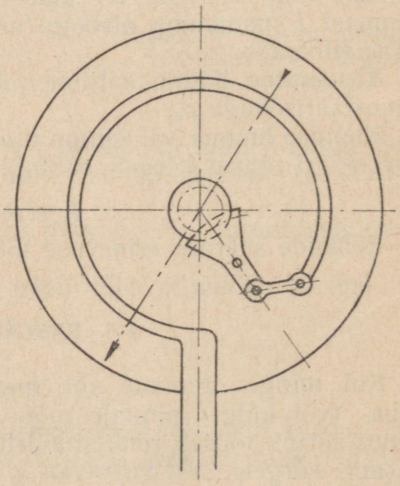
Kompaktsemad on elavhõbemanomeetrid. Kuna elavhõbeda erikaal on vee erikaalust 13,6 korda suurem, võib elavhõbemanomeetri toru olla mõõdetelt üle 13 korra lühem.

Joonisel 12 on näidatud sentimeeterskaalaga varustatud elavhõbemanomeeter. Vastavalt manomeetri näidule valitseb veepaagis nivool AB manomeetriline rõhk

$$p = (30 - 10) \cdot 13{,}6 = 272 \text{ g/cm}^2 = 0{,}272 \text{ kg/cm}^2.$$



Joon. 12. Elavhõbemanomeeter.



Joon. 13. Vedrumanomeetri skeem.

Kuna manomeetrilisele rõhule 1 kg/cm² vastab veesamba kõrgus 10 m, on veenivoo kõrgus paagis

$$h = 10\,p = 10 \cdot 0{,}272 = 2{,}72 \text{ m}.$$

Kõrgemate rõhkude mõõtmiseks kasutatakse metall-vedrumanomeetreid. Vedruna kasutatakse elastseid, loogakujulisi ovaalse ristlõikega torusid või elastseid membraane. Rõhu kasvamisel deformeerub nii üks kui teine ning pöörab hammasülekande kaudu rõhku näitavat osutit.

Joonisel 13 on näidatud vedrumanomeetri skeem, mille ehitus ei nõua erilist selgitust.

§ 8. RÕHK TASAPINNALISELE SEINALE

§ 4 selgitati, et lõpmata väikesele (elementaarsele) pinnakesele ΔF mõjuv hüdrostaatiline rõhk on alati suunatud sellega risti. Mistahes anuma, veemahuti või kanali külgpinnale mõjuvast rõhust tingitud jõud määratakse vastavate elementaarsete pinnakeste rõhujõudude geomeetrilise summana. Seejuures tuleb leida: 1) rõhujõu suurus; 2) rõhujõu suund; 3) rõhujõu rakenduspunkt.

Vaatleme, kuidas lahendatakse need küsimused lihtsamal juhul, vedeliku rõhumisel tasapinnalisele seinale või selle meelevaldse kontuuriga piiratud osale.

Olgu joonisel 14 näidatud anuma vertikaalsel tasapinnalisel seinal eraldatud mingi pind F, ning toodud see siis joonise tasapinda.

Hüdrostaatilise rõhu elementaarjõud võrdub

$$\Delta P = (p_0 + \gamma h) F. \tag{9}$$

Resultantjõud P määratakse kogu pinna ulatuses võetud elementaarjõudude summana:

$$P = \sum_0^F (p_0 + \gamma h)\,\Delta F = p_0 \sum_0^F \Delta F + \gamma \sum_0^F h \Delta F =$$

$$= p_0 F + \gamma \sum_0^F h \Delta F. \tag{10}$$

Summa parempoolne osa ei kujuta endast muud kui pinna F staatilist momenti vabapinna nivool asuva X-telje suhtes. Kuid nagu „Tehnilise mehaanika" kursusest on teada, võrdub kujundi staatiline moment mistahes telje suhtes kujundi pinna ja selle raskuskeskme ning vastava telje vahelise kauguse h_c korrutisega, s. o.

$$\sum_0^F h \Delta F = h_c F. \tag{11}$$

Võrrand (10) võtab sel juhul kuju

$$P = p_0 F + \gamma h_c F = (p_0 + \gamma h_c) F. \tag{12}$$

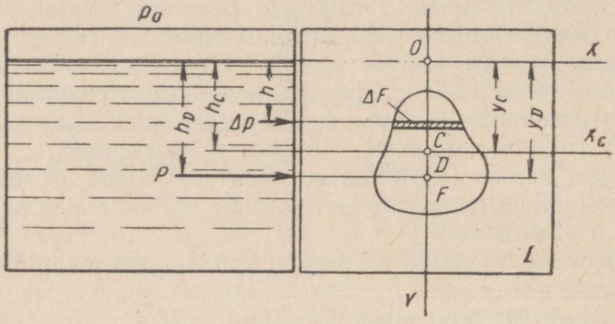
Kuna h_c kujutab endast antud pinna raskuskeskme kaugust vedeliku vabapinnast, siis rõhk

$$p_c = p_0 + \gamma h_c$$

on võrdne hüdrostaatilise rõhuga selle pinna raskuskeskmes. Järelikult summaarne jõud antud tasapinnale võrdub selle pinna suuruse ja raskuskeskmes mõjuva hüdrostaatilise rõhu korrutisega.

Et aga iga elementaarjõud ΔP mõjub risti seinale, siis ka resultantjõud P, mis võrdub elementaarjõudude summaga, mõjub samuti risti seinale.

Seinal asuvat punkti, mida läbib antud pinnale mõjuva rõhu resultantjõud, nimetatakse rõhutsentriks.



Joon. 14. Vertikaalseina sümmeetrilise osa resultantjõu P asend.

Selle punkti koordinaatide leidmiseks kasutame asjaolu, et antud pinnal on vertikaalne sümmeetriatelg.

Kuna rõhk on mõlemal pool vertikaalset sümmeetriatelge suuruselt võrdne, siis on selge, et rõhutsenter peab asetsema sellel teljel (telg Y joonisel 14).

Et aga hüdrotehnilistes arvutustes tuleb tegemist teha eelkõige vertikaalse sümmeetriateljega rõhupindadega, siis edasiselt peame silmas nimelt sääraseid kujundeid.

Oletame, et rõhutsenter asub sümmeetriateljel punktis D, mille ordinaat h_D määratakse järgmisest tingimusest: resultantjõu P moment on võrdne elementaarjõudude ΔP momentide summaga:

$$Ph_D = \sum_0^P \Delta Ph.$$

Teisendades võrrandi parema poole valemi (9) abil, saame

$$Ph_D = \sum_0^F (p_0 + \gamma h)\Delta Fh = p_0 \sum_0^F h\Delta F + \gamma \sum_0^F h^2 \Delta F. \qquad (13)$$

Summa

$$\sum_{0}^{F} h^2 \Delta F = I_x \tag{14}$$

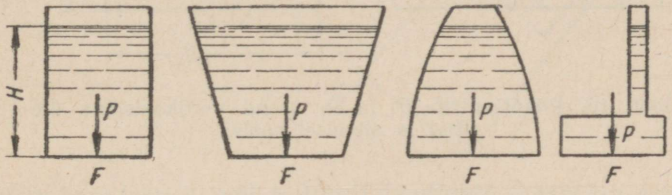
kujutab endast antud pinna inertsmomenti X-telje suhtes, mis langeb kokku vabapinna ja seina, millel asub uuritav rõhupind F, lõikejoonega.

Kasutades võrduseid (11), (12) ja (14), võime võrrandi (13) kirjutada kujul

$$(p_0 + \gamma h_c) F h_D = p_0 h_c \cdot F + \gamma I_x,$$

millest määrame rõhutsentri otsitava ordinaadi:

$$h_D = \frac{p_0 h_c}{p_0 + \gamma h_c} + \gamma \frac{I_x}{(p_0 + \gamma h_c) F}. \tag{15}$$



Joon. 15. Võrdse h ja F korral ei sõltu rõhujõud P anuma kujust.

Juhul kui anuma vastaspoolsele seinale mõjub rõhk p_0 (tavaliselt atmosfäärirõhk), tasakaalustub teatud osa summaarsest rõhujõust P ning jääb vaid ülerõhust tingitud jõud $P_ü$.

Ülerõhu väärtuse ja temale vastava rõhutsentri võib leida võrrandite (12) ja (15) abil, kõrvaldades viimastest p_0 sisaldavad liikmed. Seega

$$P_ü = \gamma h_c F; \; h_D = \frac{I_x}{h_c F}.$$

„Tehnilise mehaanika" kursusest on teada, et inertsmoment I_x telje X suhtes, mis on tsentraalse X_c-teljega paralleelne ning asetseb sellest kaugusel h_c, on võrdne

$$I_x = I_{x_c} + F h_c^2.$$

Säärasel asendamisel kujuneb rõhutsentri koordinaadiks

$$h_D = h_c + \frac{I_{x_c}}{h_c F}. \tag{16}$$

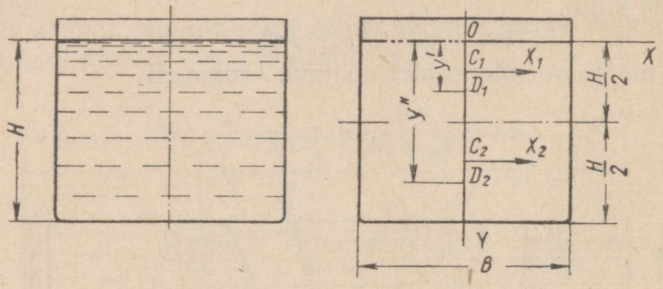
Järelikult asetseb rõhutsenter alati allpool vastava rõhupinna raskuskeset.

h_D ja h_c langevad kokku vaid põhjapinnal, kui viimane on paral-

leelne vedeliku vabapinnaga. Jõud põhjale ei sõltu seejuures ei anuma külgseinte kujust ega asendist, vaid ainult põhja pindalast ja vedeliku vabanivoo kõrgusest

$$P = Fh\gamma.$$

Nii näiteks neljas anumas, milledel on ühesugune põhjapindala F ning mis on täidetud ühe ja sama vedelikuga kõrguseni H (joon. 15), rõhub vedelik põhjale ühesuguse jõuga, vaatamata sellele, et vedeliku kogukaal anumates on igal juhul erinev.



Joon. 16. Rõhutsentrite D_1 ja D_2 asend vertikaalseina ülemisel ja alumisel poolel.

Näitena määrame ülerõhust tingitud jõu ja vastavad rõhutsentrid joonisel 16 kujutatud vertikaalseina ülemisele ja alumisele poolele. Ülemisele poolele saame

$$h_c' = \frac{H}{4}; \quad F_1 = B\frac{H}{2}; \quad P_1 = \gamma\frac{H}{4}\cdot\frac{H}{2}B = \gamma\frac{H^2B}{8};$$

$$I_{x_1}' = \frac{B\left(\frac{H}{2}\right)^3}{12} = \frac{BH^3}{96}; \quad y_D' = \frac{H}{4} + \frac{BH^3}{96\frac{H}{4}\cdot\frac{HB}{2}} = \frac{1}{3}H.$$

Alumisele poolele

$$h_c'' = \frac{3}{4}H; \quad F_1 = B\frac{H}{2}; \quad P_2 = \gamma\frac{3}{4}H\frac{H}{2}B = \frac{3}{8}\gamma H^2B;$$

$$I_{x_2}'' = \frac{BH^3}{96}; \quad y_D'' = \frac{3}{4}H + \frac{BH^3}{96\frac{3}{4}H\frac{HB}{2}} = \frac{7}{9}H.$$

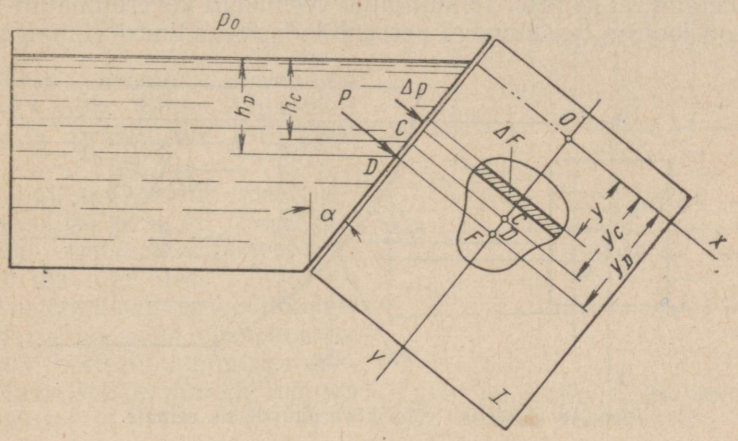
Oletame nüüd, et tasapinnaline sein moodustab vertikaalsuunaga mingi nurga α. Tuleb määrata sümmeetrilise kontuuriga piiratud pinnale mõjuv rõhujõud ning selle suund ja rakenduspunkt (joon. 17).

Analoogiliselt eespooltoodule leiame elementaarsete ülerõhujõudude resultantjõu

$$P_{ü} = \sum_{0}^{F} \gamma h \Delta F = \gamma \sum_{0}^{F} h \Delta F = \gamma h_c F.$$

Nagu näeme, ei erine võrrand millegagi vertikaalseina kohta leitud avaldusest.

Jõud $P_{ü}$ on loomulikult suunatud risti seinale.



Joon. 17. Rõhutsentri asend tasapinnalise kaldseina sümmeetrilisel osal.

Rõhutsentri määramiseks pöörame kaldseina joonise tasapinda ja võrrutame resultantjõu $P_{ü}$ momendi X-telje suhtes

$$P_{ü} y_D = \gamma h_c F y_D = \gamma y_c \cos \alpha F y_D$$

elementaarsete jõudude momentide summaga

$$\sum_{0}^{F} \gamma h \Delta F y = \gamma \cos \alpha \sum_{0}^{F} y^2 \Delta F = \gamma \cos \alpha I_x,$$

milles, vastavalt joonisele 17, on tehtud asendus

$$h = y \cos \alpha.$$

Seejuures saadud võrrand

$$y_c \cos \alpha F y_D = \gamma \cos \alpha I_x,$$

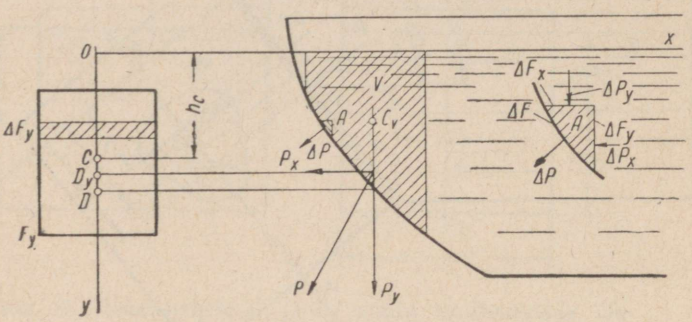
määrab rõhutsentri asukoha

$$y_{D_1} = \frac{I_x}{y_c F} = y_c + \frac{I_{x_c}}{y_c F}.$$

See avaldus ei erine millegagi avaldusest (16), sest y_c vastab siin h_c-le ja y_D h_0-le.

Juhul, kui kõverpinnalisel seinal ei ole vertikaalset sümmeetriatasapinda, põhjustab jaotatud rõhujõudude summa sellel jõust ja momendist koosneva „rõhu dünaami". Ainult erijuhul, kui kõverpinnaline sein kujutab endast horisontaalteljega silindri või kerapinna osa, taandub dünaam üheks jõuks.

Oletame, et joonisel 18 kujutatud veemahuti kõverpinnaline külgsein on joonise tasapinnaga perpendikulaarse silindri pinna osa.



Joon. 18. Vedeliku rõhk kõverpinnalisele seinale.

Eraldame seinal mingi pinna, mille vertikaalseks sümmeetriatasapinnaks olgu näiteks joonise tasapind. Pinna projektsioon vertikaaltasapinnale on tähistatud tähega F_y.

Pinnale mõjuvat rõhujõudu on hõlbus leida kahe, X- ja Y-teljega paralleelse komponendi P_x ja P_y abil. Eraldame selleks kõverpinnalisest seinast elementaarse prisma tasapindadega ΔF, ΔF_x ja ΔF_y.

Kaldtahule mõjuva elementaarse rõhujõu ΔP võime asendada kahe komponendiga ΔP_x ja ΔP_y, mis vastavalt § 8 määratakse järgmiselt:

$$\Delta P_x = \Delta F_y p = \Delta F_y h\gamma;$$

$$\Delta P_y = \Delta F_x p = \Delta F_x h\gamma.$$

Kõigi elementaarsete jõudude summa kogu projektsioonipinna F_y ulatuses määratakse samuti nagu rõhujõud vertikaaltasapinnale:

$$P_x = \sum_0^{F_y} h\gamma \Delta F_y = \gamma \sum_0^{F_y} h\Delta F_y = \gamma h_c F_y.$$

Summaarse jõu rakenduspunkt leitakse tuntud valemi järgi

$$h_{D_y} = h_c + \frac{I_{x_c}}{h_c F_y}.$$

Rõhujõu vertikaalne komponent avaldub

$$P_y = \sum_0^{F_x} h\gamma \Delta F_x = \gamma \sum_0^{F_x} h \Delta F_x = \gamma V.$$

Nagu võis oletada, tasakaalustab see antud pinnale F toetuva vedelikusamba raskuse mahus V, läbides ühtlasi nimetatud mahu raskuskeset C_v.

Resultantrõhujõud avaldub

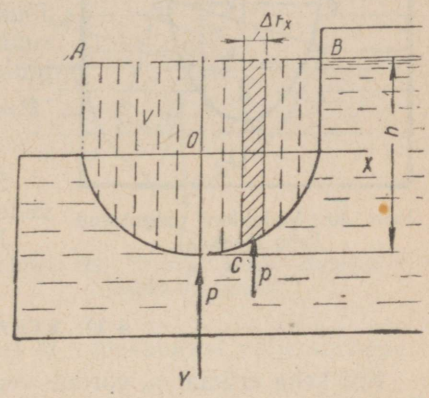
$$P = V\overline{P_x^2 + P_y^2} = \gamma V \sqrt{(h_c F_y)^2 + V^2}.$$

Tema asendi survepinna suhtes võib kõige lihtsamalt määrata graafiliselt (vt. joon. 18).

Juhul, kui vedelik asub kõverpinnalise seina all (joon. 19), on rõhu vertikaalkomponent suunatud muidugi üles.

Analoogiliselt eespooltoodule eraldame ka nüüd elementaarse prisma horisontaalpinnaga ΔF_x ja leiame sellele pinnale mõjuva rõhujõu

$$p\Delta F_x = \gamma h \Delta F_x.$$



Joon. 19. Kõverpinnalise seina all oleva vedeliku rõhk.

Summeerides rõhud, leiame jõu P vertikaalkomponendi

$$P_x = \sum_0^{F_x} \gamma h \Delta F_x = \gamma \sum_0^{F} h \Delta F_x = \gamma V.$$

Viimane on võrdne ettekujutatava vedelikusamba kaaluga mahus V, mis altpoolt on piiratud kõverpinnaga, pealt aga vedeliku vabapinnaga.

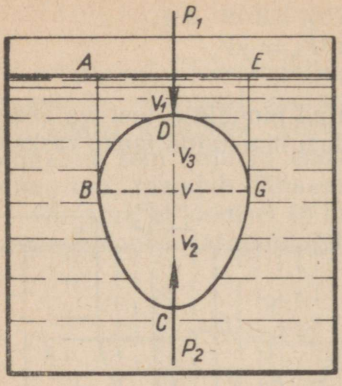
§ 10. ARCHIMEDESE SEADUS

Kuulus kreeka mehaanik ja matemaatik Archimedes (287—212 e. m. a.) püstitas seaduse, mille kohaselt *igale vedelikku asetatud kehale mõjub vertikaalselt üles suunatud rõhujõud, mis võrdub keha poolt väljatõrjutud vedeliku kaaluga.*

Selle seaduse avastas Archimedes katseliselt. Teoreetiliselt võib sama tulemuse saada järgmiselt.

Oletame, et mingi keha mahuga V on asetatud vedelikku (joon. 20). Ümbritseme selle keha kujuteldava vertikaalse silindriga, mis puutub kehaga kokku mööda kinnist kõverjoont BG. Ülalt mõjub kehale kõverpinnalise alusega BDG vedelikusamba kaaluga võrduv rõhujõud P_1. Tähistades samba mahu V_1-ga, saame

$$P_1 = \gamma V_1.$$



Joon. 20. Vedelikku paigutatud keha tasakaal.

Alt mõjuv rõhujõud P_2 on võrdne kõverpinnale BCG toetuva vedelikusamba kaaluga. Kuna nimetatud vedelikusamba maht võrdub $V_1 + V_3 + V_2$, siis

$$P_2 = (V_1 + V_3 + V_2)\gamma.$$

Jõudude P_2 ja P_1 vahe $P_2 - P_1$ on suunatud vastupidiselt keha raskusjõule ja see on

$$P = P_2 - P_1 = (V_1 + V_3 + V_2)\gamma - V_1\gamma = (V_2 + V_3)\gamma = V\gamma.$$

Saadud tulemus vastab täpselt vedeliku kaalule keha mahus.

Jõudu P nimetatakse *üleslükkeks*.

§ 11. KEHA UJUMINE

Kui keha erikaal γ_k võrdub vee erikaaluga, jääb keha uppunuks. Kui $\gamma_k < \gamma$, siis keha ujub, kusjuures ainult osa keha mahust V on allpool veepinda (joon. 21). Üleslüke $P = V\gamma$ tasakaalustab ujuva keha kaalu G:

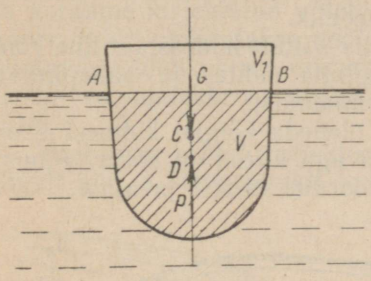
$$G = V\gamma.$$

Väljatõrjutud vedeliku V raskuskeset D, kuhu on rakendatud üleslüke, nimetatakse *üleslükke tsentriks*. Ujuva keha tasakaaluks on vajalik, et tsentrid C ja D asuksid ühel vertikaalil ehk nn. *ujumisteljel*. Tasapinda AB, mida mööda vedeliku vabapind lõikab ujuvat keha, nimetatakse *ujumistasapinnaks*, vastavat lõikepinda *ujumispinnaks*, seda piiravat joont aga *süvisjooneks* (veeliiniks). Keha kõige madalama punkti kaugust ujumispinnast nimetatakse *süviseks*; vedeliku võimalikku väljatõrjumist tagav ruumala V_1 ujumistasapinna kohal kujutab endast *keha ujuvust*.

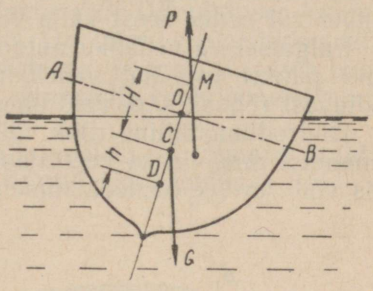
Et ujuv keha asetseks vees kindlalt, peab tal peale ujuvusvaru olema veel püsiv tasakaal, nii et ujumistelg DC peale keha juhuslikku ühele või teisele poole kallutamist pöörduks tagasi vertikaalasendisse.

Joonisel 22 on näidatud ristlõige laevast, mis mõne lühiajaliselt mõjunud jõu (tuul, lainelöök jne.) mõjul on kaldunud paremale. Laeva pöördtelg läbib seejuures ujumispinna AB raskuskeset O. Kallutamisel paigutub paremale ka üleslüke, lõigates ujumistelge DC punktis M, mida nimetatakse *metatsentriks*. Metatsentril on suur tähtsus kehade ujumisteoorias. Kui metatsenter asetseb ülalpool raskuskeset C, siis, nagu selgub jooniselt 22, tekib laeva vertikaalasendisse tagasi pöörav jõudude paar. Laeva tasakaal on sel juhul stabiilne.

Metatsentri langemisel raskuskeskmesse C esineb ebastabiilne tasakaal. Allpool raskuskeset asuv metatsenter põhjustab labiilse tasakaalu, mille juures vertikaalasendist väljaviidud ujuv keha ei saa tagasi pöörduda endisesse asendisse.



Joon. 21. Ujuva keha tasakaal.



Joon. 22. Ujuva keha stabiilse tasakaalu asend.

Üleslükke tsentri D ja metatsentri M vahekaugust väljendatakse valemiga

$$\overline{DM} = H + h = \frac{I_0}{V},$$

kus I_0 on ujumispinna väikseim inertsmoment;
V — vee väljatõrje;
H — niinimetatud metatsentriline kõrgus.

Peale ülalnimetatud omaduste esineb sõjalaevade juures veel uputamatuse nõue. Õpetuse laevade uputamatusest töötasid välja silmapaistvad vene laevaehitajad S. O. Makarov ja A. N. Krõlov. Nad tõid arvutustesse metatsentrilise kõrguse ning greeninurga (laeva ristlõike tasapinnas) ja diferentsinurga (laeva pikilõike tasapinnas) sõltuvuse laeva erinevate sektsioonide üleujutusest.

Allpool süvisjoont tabamuse saanud laeva vastavate sektsioonide sihikindla üleujutamisega pöördub ujumistelg teatava ujuvuskao arvel vertikaalasendisse tagasi.

II peatükk

HÜDRODÜNAAMIKA

§ 12. VEDELIKU VOOLAMISKIIRUS. TRAJEKTOORID, VOOLUJOONED JA VOOLUTORUD

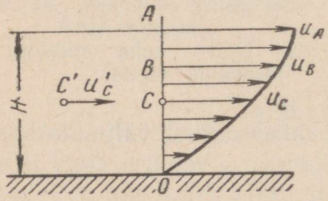
Hüdrodünaamika vaatleb vedelikku liikuvas olekus. Ta uurib vedeliku liikumise seadusi jõgedes, kanalites ja hüdrotehnilistes seadmetes.

Hüdrodünaamikas nagu hüdrostaatikaski väljendatakse jõudu pinnaühiku kohta, tavaliselt kg/cm²; seejuures saadakse meile § 4 tuntud rõhk *p*.

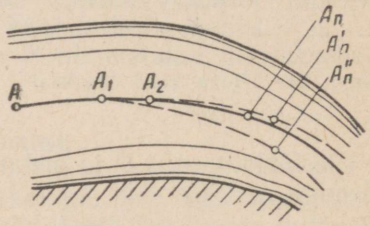
Vedeliku voolamisest tingitud rõhku nimetatakse hüdrodünaamiliseks rõhuks. Säärast rõhku näiteks avaldab anumate seintele nende ümber või nende seest välja voolav vedelik.

Paigalseisva vedeliku antud punktis sõltub hüdrostaatiline rõhk vaid punkti asendist vedeliku vabapinna suhtes ja vabapinnale mõjuvast rõhust, s. o. vaid ühest koordinaadist.

Hüdrodünaamiline rõhk võib aga oleneda kõigist kolmest koordinaadist ning lisaks veel ajast; kuna aga kiirus on sõltuv rõhust, siis võib ka see oleneda nimetatud koordinaatidest ja ajast.



Joon. 23. Kiiruste profiil vedeliku statsionaarsel voolamisel.



Joon. 24. Vedeliku punkti *A* liikumise trajektoor.

Ajaliselt muutuva kiirusega liikumist nimetatakse *mittestatsionaarseks*. Säärane voolamine võib näiteks esineda muutliku tõusuga kanalis.

Kui rõhk vedeliku meelevaldses punktis jääb konstantseks, s. o. ajast sõltumatuks, siis jääb selles punktis konstantseks ka vedeliku voolamiskiirus. Säärast liikumist nimetatakse *statsionaarseks*.

Olgu näiteks vedeliku voolamiskiirus mingi vabalt võetud ristlõikega ning ühtlase sügavusega *H* kanali reas punktides *A*, *B* jne. vastavalt u_A, u_B jne. (joon. 23).

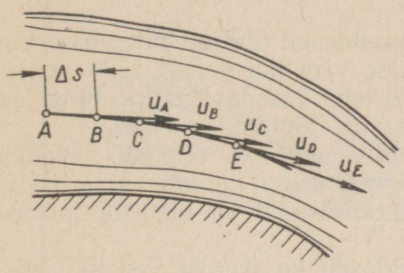
Ühendades kiiruste lõpp-punktid, saame nn. „kiiruste profiili" Au_AO. Statsionaarsel voolamisel jääb kiiruste profiil pidevalt muutmatuks. Kui mingisugusel kanalis voolaval osakesel on punktis *C'* kiirus u_c', siis jõudes punkti *C*, saab ta kiiruse, mis antud kiiruste profiilis vastab kiirusele u_c.

Jälgime nüüd mingi punkti *A* liikumist, märkides vooluses ta asendid A_1, A_2 ..., A_n erinevatel ajamomentidel. Ühendades kõik punktid sujuva kõveraga, saame punkti *A* niinimetatud trajektoori. Statsionaarsel voolamisel on punktil *A* ainult üks kindel trajektoor AA_n, mittestatsionaarsel voolamisel võib ta liikuda aga erinevaid trajektoore mööda, näiteks AA_n, AA_n', AA_n'' jne. (joon. 24).

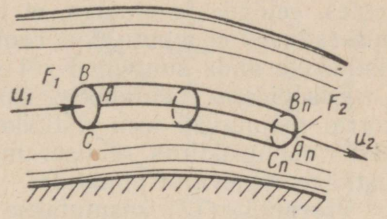
Vooluse liikumist võib uurida ka teisiti. Joonestame punktist A antud ajamomendile t vastava kiirusvektori u_A (joon. 25).

Võtame vektoril punktist A väga väikesel kaugusel Δs punkti B ning joonestame sellest samale ajamomendile t vastava kiirusvektori u_B. Vektoril u_B võtame punktile B väga lähedase punkti C ja kordame kirjeldatud võtet. Murdjoone $ABCDE$ ulatuses kujuneb kõver, mida nimetatakse *voolujooneks*. On selge, et voolujoon läbib voolavas vedelikus rea erinevaid punkte nii, et igas säärases punktis on voolamiskiiruse suund antud momendil voolujoonele puutujaks.

Voolujoon erineb trajektoorist selle poolest, et viimane kujutab ainult ühe ja sama punkti teekonda teatud ajavahemikus.



Joon. 25. Voolujoone ehitamine.



Joon. 26. Voolutoru.

Statsionaarsel liikumisel saab läbi meelevaldse punkti (näiteks läbi punkti A) kulgeda vaid üks voolujoon, mis langeb ühte vaadeldava punkti trajektooriga.

Kui vooluse ristlõikes eraldada väike pinnake ja viia selle kontuuri reast punktidest läbi voolujooned, siis tekkiv kinnine pind, mis haarab endasse kõiki voolujooni (AA_n, BB_n, CC_n, . . .) moodustab voolutoru (joon. 26).

Voolutorus voolavad vedeliku osakesed kujundavad vedeliku elementaarjoa.

Statsionaarsel voolamisel ei muuda voolutoru oma kuju, mistõttu pole võimalik kahes naabertorus voolava vedeliku osakeste vastastikune vahetus.

§ 13. VEDELIKU KULU. PIDEVUSE VÕRRAND

Elementaarses voolutorus võib vedeliku voolamiskiiruse lugeda konstantseks mistahes ristlõike igas punktis. Olgu vedelikujoa voolamiskiirus vabaltvõetud ristlõikes F võrdne u-ga. Korrutis

$$Q = Fu$$

kujutab endast läbivoolava vedeliku hulka ehk tema sekundilist kulu.

Kui kiiruse dimensiooniks võtta m/sek ja pinnal — m², siis saame vedelikukulu dimensiooniks m³/sek. Oletame, et vedelik täi-

dab voolutoru täielikult, ilma et selles esineks mingit tühimikku. Ühtlasi loeme ideaalse vedeliku tiheduse konstantseks. Säärasel juhul voolab läbi torukese mistahes ristlõike F, F_1, F_2 jne. üks ja sama vedelikukogus Q, mille põhjal võime kirjutada

$$Q = Fu = F_1u_1 = F_2u_2 = \ldots \text{ konst.}$$

Seda võrrandit nimetatakse *pidevuse võrrandiks.*

Teades toru ristlõike F_1 ja kiiruse u_1 suurust ühes ning ristlõike F_2 suurust teises kohas, on toodud võrrandit kasutades kerge arvutada tundmatut kiirust u_2:

$$u_2 = \frac{F_1u_1}{F_2}. \tag{17}$$

Pidevuse võrrandit kasutatakse laialdaselt hüdrotehnilistes arvutustes, eeldades seejuures, et ideaalse vedeliku korral selle voolamisseadused ei muutu, kui voolutoru teha karedaseinaline ning joa ristlõikele anda suuremad või väiksemad lõplikud mõõted.

Edaspidises näidatakse üksikasjalisemalt, et reaalse vedeliku korral mõjutavad toru ristlõike mõõted, seina karedus ning vedeliku voolamiskiirus olulisel määral voolamist ja kiiruste jaotust ristlõike erinevates punktides.

Võrrandit (17) kasutatakse laialdaselt ka reaalse vedeliku korral, olenemata voolamise iseloomust.

Praktilistes arvutustes liidetakse kõik vedelikujoakesed üheks vooluseks koguristlõikega F, üksikute torukeste erinevad kiirused asendatakse aga kogu vooluse keskmise kiirusega u. Korrutis

$$Fu = Q$$

annab seejuures vedeliku kulu kogu vooluse ristlõikes, kui voolamine toimub kas loomulikus jõe- või kunstlikus kanalisängis või torus. Tühimike ja katkemiste puudumisel jääb pidevuse võrrand jõusse ka ristlõikeid F_1, F_2 jne. läbivale voolusele:

$$Fu = F_1u_1 = F_2u_2 = \ldots \text{ jne.}$$

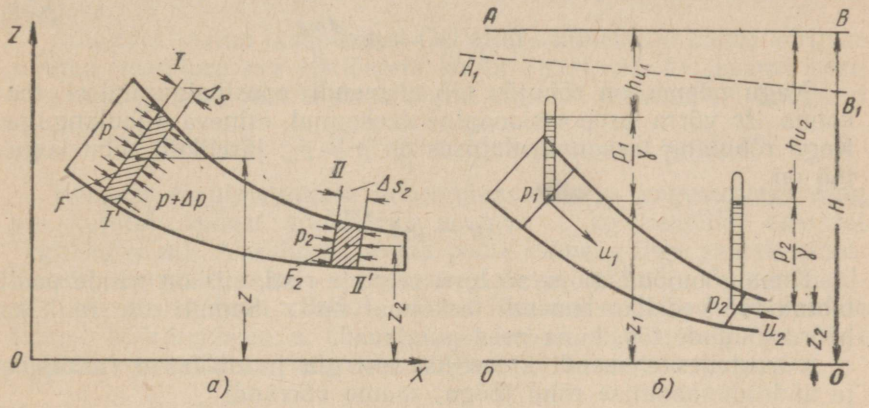
§ 14. D. BERNOULLI VÕRRAND

Vaatleme vedeliku voolamisseadusi kõvade seintega torus. Kuna jooned, mida mööda on suunatud toru seintel voolavate osakeste kiirused, on seintele puutujaks, võib säärases torus voolavat vedelikku vaadelda voolutoruna.

Eeldades, et vedelik on ideaalne, võib jätta tähele panemata vedeliku viskoossuse, järelikult aga ka hõõrdejõud nii sisemistes kihtides kui ka kõvade seinte läheduses. Hõõrdejõudude puudumise tõttu vedeliku osakeste liikumine seina läheduses ei pidurdu, mille tagajärjel nende kiirus meelevaldse ristlõike mistahes punktis on konstantne. Üleminekul ühest ristlõikest teise kiirus muutub, kuid

ei sõltu voolamise kestusest (ajast). Nagu juba tähendatud, nimetatakse säärast voolamist *statsionaarseks*.

Eraldame toru meelevaldses kohas teineteisele väga lähedalasetsevate lõigetega I ja I' vedeliku elemendi ristlõikega F ja pikkusega Δs (joon. 27). Elemendi raskuskese on X-telje suhtes määratud koordinaadiga z. Lõike I pinnale mõjub rõhk p, pinnale I' aga rõhk $p + \Delta p$, kus Δp on rõhu juurdekasv. Olgu eraldatud element mingi kindla ajavahemiku järel laskunud nivoole z_2 ja paiknegu seal lõigete II ja II' vahel. Seejuures muutusid ristlõikepind, pikkus ja rõhk, võttes mõõted F_2, s_2 ja p_2.



Joon. 27. Rõhu muutumine joas (*a*) ja hüdrodünaamiline kogusurve D. Bernoulli võrrandi järgi (*b*).

Kasutame edasiselt „Tehnilise mehaanika" kursusest tuntud kineetilise energia seadust, mis kõlab: „liikuva keha kineetilise energia juurdekasv teatud teekonnal võrdub kõigi jõudude tööga samal teekonnal".

Kuna elemendi mass liikumise vältel ei muutunud, jäädes võrdseks

$$\frac{F\Delta s\gamma}{g} = \frac{F_2\Delta s_2\gamma}{g} = \Delta m,$$

saab elemendi kineetiline energia kiiruse muutusel u_1 kuni u_2 juurdekasvu

$$\frac{\Delta m u_2^2}{2} - \frac{\Delta m u^2}{2} = \Delta m \frac{u_2^2 - u^2}{2}.$$

Raskusjõu poolt sooritatud töö elemendi laskumisel nivoolt z nivoole z_2 on võrdne

$$\Delta mgz - \Delta mgz_2 = \Delta mg(z - z_2).$$

Enne rõhujõu poolt sooritatud kogutöö määramist vaatleme rõhujõu tööd elemendi edasipaigutamisel teekonna Δs võrra.

Kuna elemendile mõjub liikumise suunas jõudude vahe

$$pF - (p + \Delta p)F = -\Delta pF,$$

on teekonnal Δs tehtud elementaarne töö

$$-\Delta pF\Delta s = -\Delta p\Delta V.$$

Et aga elemendi mahtu võib väljendada tema massi ja erikaalu γ kaudu, s. o.

$$V = \frac{\Delta mg}{\gamma},$$

siis

$$-\Delta p\Delta V = -\Delta p\frac{\Delta mg}{\gamma}.$$

Nagu näeme, on rõhujõu töö elemendi edasipaigutamisel teekonna Δs võrra proportsionaalne teekonnal esineva rõhulanguga. Kogu rõhulang teekonna ulatuses on $p - p_2$; järelikult rõhu kogutöö on

$$(p - p_2)\frac{\Delta mg}{\gamma}.$$

Kuna rõhujõud mõjuvad toru seintele risti, siis on nende poolt tehtud töö vedelikuelemendi teekonnal null. Samuti on null ka hõõrdejõudude töö, kuna need puuduvad.

Võrrutades elemendi kineetilise energia juurdekasvu raskusjõu ja hüdrodünaamilise rõhu tööga, saame võrrandi

$$\Delta m\frac{u_2^2 - u^2}{2} = \Delta mg(z - z_2) + (p - p_2)\frac{\Delta mg}{\gamma},$$

mis peale Δm-ga taandamist kujuneb järgmiseks:

$$\frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z. \qquad (18)$$

Kuna lõike *II* statsionaarsel liikumisel

$$\frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 = \text{konst.},$$

siis järelikult ka voolutoru igas meelevaldses ristlõikes on nende kolme liikme summa konstantne suurus:

$$\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{konst.} \qquad (19)$$

Saadud võrrandit, mille tuletas Vene Teaduste Akadeemia liige Daniel Bernoulli (1700—1782), nimetatakse Bernoulli võrrandiks. Enamikes hüdromehaanilistes arvutustes on Bernoulli võrrand asendamatu. Vaatamata sellele, et võrrand on tuletatud ideaalsele vedelikule, kasutatakse seda laialdaselt ka juhul, kui on tegemist torude, kanalite, masinate ja enamiku hüdrotehniliste ehituste seintele rõhuva muutuva voolamiskiirusega reaalsete vedelikkudega, nende hulgas ka veega.

Võrrandi (19) igal liikmel on pikkuse diménsioon ning iga liige vastab mingile kõrgusele valitud nivoo kohal.

Esimene liige väljendab kõrgust

$$h_u = \frac{u^2}{2g},$$

milleni tõuseks õhutühjas ruumis kiirusega u ülesvisatud keha. Kõrgust h_u nimetatakse *kiiruskõrguseks.*

Suurust $\frac{p}{\gamma}$ nimetatakse *piesomeetriliseks kõrguseks* (rõhukõrguseks); vastavale kõrgusele tõuseb vesi vedelikujoaga ühendatud torus (joon. 27, *b*). Kolmas liige z kujutab endast *asendikõrgust.*

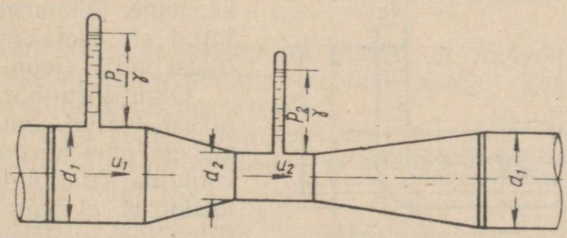
Märkides teatud tasapinnast *OO* alates nimetatud kolme kõrguse summa voolutoru rea ristlõigete kohta (joon. 27, *b*), saame horisontaaltasapinna, mis asetseb algtasapinnast konstantsel kaugusel

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z.$$

Kõrgust H nimetatakse hüdrodünaamiliseks kogusurveks ning see kujutab endast voolutorus voolava 1 kg vedeliku energiat (kgm/kg = m). Avalduse parema poole esimene liige vastab kineetilisele energiale, teine — rõhuenergiale ja kolmas — potentsiaalsele energiale. Kuna vaatluse all oli ideaalne vedelik ja voolamine toimub hõõrdumiseta, s. t. energia kadudeta, siis on selge, et surve H jääb konstantseks, nagu see järgneb ka Bernoulli võrrandist.

§ 15. VEE KULU MÕÕTMINE TORUSTIKES

Bernoulli võrrandi praktilise rakendusena vaatleme torus voolava vee hulga (vee kulu) mõõtmismoodust Venturi veemõõtjaga (joon. 28). Nimetatud mõõteriistas on kaks koonilist torulõiku ühen-



Joon. 28. Vedeliku rõhk Venturi veemõõtjas.

datud silindrilise jatkuga, mille läbimõõt d_2 on väiksem torujuhtme läbimõõdust. Mõõteriista sisenemislõiguga, mille läbimõõt on võrdne torustiku läbimõõduga, ja vahepealse jatkuga on ühendatud manomeetrid.

Kui mõõteriista telg on asetatud horisontaalselt ($z_1 = z_2$), lihtsustub Bernoulli võrrand (18) ja võtab kuju

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}, \qquad (20)$$

kus p_1 ja p_2 on manomeetrite näidud.

Toodud võrrandi lahendamiseks tuleb eelnevalt kirjutada läbi mõõteriista voolava vedeliku joa pidevuse võrrand:

$$F_1 u_1 = F_2 u_2.$$

Avaldades viimasest $u_2 = \frac{F_1 u_1}{F_2}$, ning asetades selle võrrandisse (20), saame

$$F_1^2 u_1^2 \left(\frac{1}{F_2^2} - \frac{1}{F_1^2}\right) = 2g \frac{p_1 - p_2}{\gamma},$$

mis võimaldab leida sekundis läbi toru voolava vedelikukoguse

$$Q = F_1 u_1 = \sqrt{\frac{g(p_1 - p_2)}{\gamma\left(\frac{1}{F_2^2} - \frac{1}{F_1^2}\right)}}.$$

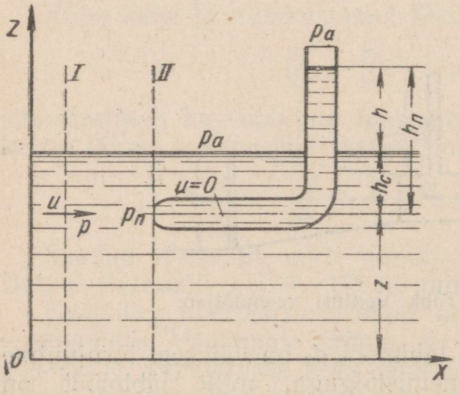
Kui võrrandis konstantsed suurused tähistada C-ga, lihtsustub see ning võtab kuju

$$Q = C\sqrt{p_1 - p_2}.$$

Suurust C nimetatakse *„mõõteriista konstandiks"*.

§ 16. PITOT TORU

Ka kiiruse mõõtmine vedelikes põhineb Bernoulli seadusele. Mõõteriistana kasutatakse seejuures niinimetatud Pitot toru. Selle toru üks, voolujoonelise kujuga ning avaga lõppev ots asetatakse vedeliku voolusesse, teine, täisnurga all painutatud ots jäetakse aga vedelikust välja (joon. 29).



Joon. 29. Pitot toru.

Olgu toru horisontaalsest otsast teatud kaugusel, kuid sellega ühel kõrgusel z oleva voolujoa (ristlõige I) voolamiskiirus u ning hüdrostaatiline rõhk p. Järelikult

$$\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{konst.} \qquad (21)$$

Hüdrostaatilisele rõhule p vastab vedelikusamba kõrgus h_c kuni vedeliku vabapinnani ja väline atmosfääri rõhk, s. o.

$$\frac{p}{\gamma} = h_c + \frac{p_a}{\gamma}. \qquad (22)$$

Kui toru liiguks koos vedelikuga kiirusega u, siis ta täituks vedelikuga vaid kõrguseni h_c. Kuna aga toru seisab liikumatult, moodustab ta vedeliku liikumisele takistuse, s. t. aeglustab vedeliku voolamist. Samal nivool ristlõikes *II* on voolamiskiirus võrdne nulliga, kuid rõhk kasvab kuni p_n. Bernoulli võrrand kujuneb seejuures

$$\frac{p_n}{\gamma} + z = \text{konst.} \qquad (23)$$

Rõhk p_n tasakaalustub vedelikusamba h_n kaaluga ja see määratakse lahtise otsaga vertikaaltoru puhul võrrandiga

$$\frac{p_n}{\gamma} = h_n + \frac{p_a}{\gamma}. \qquad (24)$$

Lahutades võrrandite (24) ja (22) vasak- ja parempooled omavahel, saame

$$\frac{p_n}{\gamma} - \frac{p}{\gamma} = h_n - h_c = h. \qquad (25)$$

Lahutades võrrandist (21) võrrandi (23), saame

$$\frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} - \frac{p_n}{\gamma} = 0,$$

või aluseks võttes võrrandit (25)

$$\frac{u^2}{2g} = h.$$

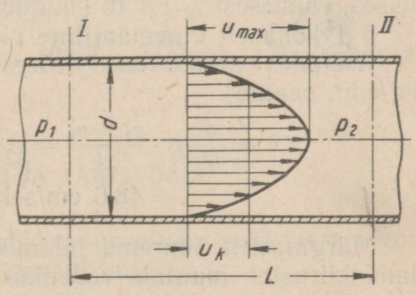
Siit leiame

$$u = \sqrt{2gh}. \qquad (26)$$

§ 17. VEDELIKU LIIKUMINE TORUDES

Bernoulli võrrandi tuletamisel eeldati, et voolamiskiirus voolutoru ristlõike mistahes punktis on konstantne. Reaalse vedeliku voolamisel silindrilises torus jaotub aga kiirus ristlõikepinnas siiski ebaühtlaselt: suurim kiirus on mööda toru telge voolavatel osakestel, kuna seinte ligidal kiirus väheneb, langedes nende otseses läheduses, kus osakesed seinte külge kleepuvad, nullini.

Vedelik kaotab seejuures osa oma energiast, mistõttu tuleb nõutava liikumise säilitamiseks kulutada tööd.



Joon. 30. Kiiruste profiil vedeliku laminaarsel voolamisel torus.

Nimetatud nähet seletatakse vedeliku viskoossusega ja toru seinte karedusega.

Ümarsilindri telglõikes jaotuvad kiirused parabooli seaduspärasuse kohaselt (joon. 30), kusjuures vooluse keskmine kiirus u_k on pool maksimaalsest kiirusest u_{max}.

Vedeliku viskoossusest tingitud sisehõõrdumisjõudude ületamiseks on vajalik, et rõhk toru ühes otsas oleks suurem kui teises. Vedeliku voolamise suunas esineb rõhulang, mida nimetatakse surveks ja väljendatakse vedelikusamba kõrgusega ($h = \frac{p}{\gamma}$). Nii näiteks, vastavalt joonisele 30, esineb ristlõigete *I* ja *II* vahel survekadu, mis toru ühe pikkusühiku kohta on

$$h_1 = \frac{p_1 - p_2}{\gamma l}.$$

Mida suurem on suhteline survekadu, seda suurem on sekundis läbi toru voolav vedelikukogus.

Viskoosse voolamise seadused väikeseläbimõõdulistes torudes püstitati esimesena Poiseuille poolt 1867. a. Kooskõlas tema katseliste uurimustega on vedeliku kulu

$$Q = \frac{\pi d^4}{128\nu} \cdot \frac{p_1 - p_2}{\gamma l} \cdot g,$$

ehk

$$Q = \frac{\pi d^4}{128\mu} \cdot \frac{p_1 - p_2}{l},$$

ja keskmine voolamiskiirus

$$u = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{d^2}{32\nu} \cdot \frac{p_1 - p_2}{\gamma l} \cdot g = \frac{d^2}{32\mu} \cdot \frac{p_1 - p_2}{l}, \qquad (27)$$

kus μ on dünaamiline viskoossus;

ν — kinemaatiline viskoossus.

Hiljem tuletati need võrrandid teoreetiliselt.

Näitena arvutame vee voolamiskiiruse torus, mille $d = 40$ mm, temperatuuril $t = 20°$ C, kui ülerõhk toru ühes otsas on 1 kg/cm², teises, esimesest $l = 1$ m kaugusel asuvas otsas aga $p_2 = 0$.

§ 1 kohaselt kinemaatiline viskoossus $\nu = 0{,}0101$ cm²/sek.

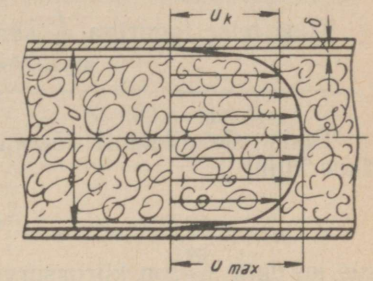
Asetades arvsuurused võrrandisse (27) ja võttes $\gamma = 0{,}001$ kg/cm³, saame

$$u = \frac{d^2}{32\nu} g \cdot \frac{p_1 - p_2}{\gamma l} = \frac{0{,}04^2}{32 \cdot 0{,}0101} \cdot 981 \cdot \frac{1}{0{,}001 \cdot 100} =$$

$$= 48{,}6 \text{ cm/sek} = 0{,}486 \text{ m/sek}.$$

Märgatavalt suurema läbimõõduga torudes ja suurematel voolamiskiirustel muutub vedeliku laminaarne voolamine turbulentseks. Seejuures vaid seinalähedane õhuke kiht δ (piirikiht) säilitab laminaarse voolamise, samal ajal kui vedeliku põhilise, tsentraalse

massi (tuuma) voolujoakesed liiguvad korrapäratult, lõikuvad, moodustavad pööriseid ja eraldudes piirikihist püüavad toru telje poole. Turbulentse voolamise kiiruse keskmiste telgkomponentide diagramm ristlõike eri punktides on antud joonisel 31. Vooluse keskmine kiirus u_k on siin päris lähedane u_{max}-ile.



Joon. 31. Kiiruste profiil vedeliku turbulentsel voolamisel torus.

Milline on vedeliku voolamine torus või kanalis, seda võib otsustada Reynoldsi kriteeriumiks nimetatud dimensioonita arvu järgi

$$Re = \frac{ul}{\nu},$$

kus u on vedeliku keskmine voolamiskiirus;
l — lineaarmõõde (toru läbimõõt või kanali laius);
ν — kinemaatiline viskoossus.

Torude puhul

$$Re = \frac{ud}{\nu}.$$

Voolamine on laminaarne, kui $Re < 2300$. Suuremate Re arvuliste väärtuste korral on voolamine aga turbulentne. Suurust $Re = 2300$ nimetatakse kriitiliseks Reynoldsi arvuks.

Vedeliku sujuval sisenemisel torusse või toru väga siledate seinte korral võib laminaarne voolamine säiluda ka kriitilisest Re arvust tunduvalt suuremate väärtuste juures. Taoline voolamine on siiski ebastabiilne ja muutub juba väikestegi häirete korral turbulentseks.

Kontrollime, milline on vedeliku voolamise laad varemtoodud näites. Selleks on küllaldane kontrollida Reynoldsi arvu, mis vaadeldaval juhul võrdub

$$Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{48.6 \cdot 0{,}4}{0{,}0101} = 1935.$$

Kuna saadud arv on kriitilisest (2300) väiksem, on voolamine laminaarne.

§ 18. SURVEKADU JA TAKISTUSED

Võrrandi (27) alusel võib täielikku survekadu laminaarsel voolamisel toru osas l väljendada järgmisel kujul:

$$h_a = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{32\nu l u}{d^2 g} = \frac{64}{\frac{ud}{\nu}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}.$$

Võrrandi parema poole esimest tegurit nimetatakse hõõrdekoefitsiendiks; see väljendatakse Reynoldsi arvu kaudu ja tähistatakse

$$\lambda = \frac{64}{Re}.$$

Koos teise teguriga $\frac{l}{d}$ saame takistuskoefitsiendi

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}.$$

Takistuskoefitsienti võrrandisse viies avaldub survekadu torustikus kujul

$$h_n = \zeta \frac{u^2}{2g}, \qquad (28)$$

kus kordaja $\frac{u^2}{2g}$ on kiirussurve.

Valem (28) on sobiv nii turbulentse voolamise kui ka kõigi teiste voolamisteekonnal esinevate survekadude arvutamiseks. Hõõrdekoefitsiendil λ ja takistuskoefitsiendil ζ on seejuures erinevad tähendused.

Siledate sirgete torude puhul, milledel $Re \leqslant 100\,000$, on katseliselt leitud, et

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{Re}}.$$

Kui aga $Re > 100\,000$, siis

$$\lambda = 0{,}0032 + \frac{0{,}221}{Re^{0{,}237}}.$$

Karedate torude korral sõltub koefitsient λ ka toru seinakareduse astmest. Katseliste uurimuste kohaselt sel juhul

$$\lambda = 0{,}01 + \sqrt{\frac{k}{d}} + \frac{1{,}77}{\sqrt{Re}}, \qquad (29)$$

kus k on kareduse suurus.

K väärtused mitmesuguste materjalide jaoks on toodud tabelis 2.

Tabel 2

Kareduse suurusi

Materjal	Karedus mm	Materjal	Karedus mm
Klaas	0,000064—0,000256	Vanad malmtorud .	0,08 —0,16
Kummivoolik . .	0,0048 —0,0096	Puit	0,016—0,032
Tsement	0,0064 —0,0128	Tahutud kivid . .	0,064—0,12
Uued malmtorud .	0,032 —0,062	Looduslikud kivid .	0,64 —1,20
Terastorud . . .	0,0064 —0,016		

Kohalikke takistusi arvestatakse vastavate koefitsientidega ζ_c, mis võimaldavad takistusi väljendada survekaoga

$$h_n = \zeta_c \frac{u^2}{2g}.$$

Kohaliku takistuse koefitsientide väärtused on toodud tabelis 3.

Tabel 3

Kohalike takistuste koefitsiente

Kohaliku takistuse liik	Kohaliku takistuse koefitsient
Sisenemine torustikku veemahutist:	
ümardamata äärtega	0,50
väike ümardus	0,25
sujuv ümardus	0,1
Toru sisenemine anumasse:	
ümardamata äärtega	1,0
ääred ümardatud	0,56
Väljumine torust veemahutisse allpool veenivood	1,0
Ümartoru täisnurkne põlv ümardusraadiusega r	$0{,}13 + 0{,}16 \left(\frac{d}{r}\right)^{3{,}5}$
Hargnemine torus, kus kiirus on u_1	$2\frac{u_1^2}{2g}$
Imemiskarp koos tagasilöögiklapiga pumpa suubuvas torus	kui d = 40 mm, 100 mm, 200 mm ζ = 12, 7, 5,2
Avatud siibriga (klapiga, kraaniga) ümartoru	0,05
Kooniline ventiil (d — toru läbimõõt, h — tõus)	$0{,}6 + 0{,}15 \left(\frac{d}{h}\right)^2$
Vooluse järsk laienemine torudes pinnalt F_1 pinnale F_2	$\left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2$
Järsk kitsenemine pinnalt F_1 pinnale F_2	kui $\frac{F_2}{F_1}$ = 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 ζ = 0,3; 0,25; 0,2; 0,15
Voolamisel läbi õhukeses seinas oleva väikese ava	0,06

Kohaliku takistuse poolt põhjustatud survekaod esinevad Bernoulli võrrandis kadude summana:

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{u_n^2}{2g} + \frac{p_n}{\gamma} + z_n + \sum h_c,$$

kus indeksid 1 ja n kuuluvad torustiku algusele ja lõpule.

Kui kiirused toru lõikudes on erinevad, väljenduvad kaod kiirusurve vastavate osadena

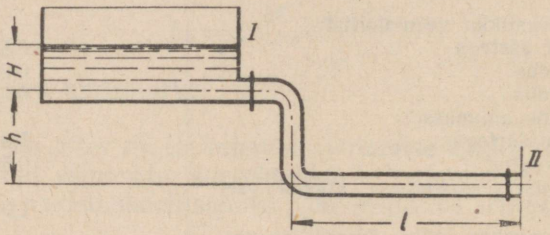
$$\sum h_c = \frac{u_1^2}{2g} \sum \zeta_1 + \frac{u_2^2}{2g} \sum \zeta_2 + \ldots + \frac{u_n^2}{2g} \sum \zeta_n.$$

Takistussumma $\Sigma\zeta$ liikmete hulka kuuluvad seejuures ka sirgjooneliste torulõikude takistused

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}$$

vastavate indeksitega.

Voolaku näiteks veemahutist, milles minimaalne veenivoo $H = 1$ m, vesi välja toru kaudu $d = 100$ mm, kusjuures veekulu $Q = 0{,}05$ m³/sek. Voolamisteekonnal esinevad kohalikud takistused: sisenemine torusse, kaks täisnurkset põlvikut ja kaks ventiili. Toru horisontaalosa pikkus $l = 100$ m (joon. 32).



Joon. 32. Reservuaari kõrguse määramine torustiku takistuste järgi.

Määrata, millisele kõrgusele h on vaja tõsta reservuaar. Bernoulli võrrand lõigetele I ja II kirjutatakse kujul

$$\frac{u_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + H + h = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + \sum h_c \qquad (30)$$

Reservuaari suure ristlõike tõttu võib jätta arvestamata tema nivoo langemiskiiruse, s. t. lugeda $u_1 = 0$. Kuna $p_1 = p_2 = p_a$, kujuneb võrrand (30)

$$h = \frac{u_2^2}{2g} + \sum h_c - H. \qquad (31)$$

Võrrandi parema poole esimene liige

$$\frac{u_2^2}{2g} = \left(\frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}}\right)^2 \cdot \frac{1}{2g} = \left(\frac{0{,}05}{\frac{\pi 0{,}10^2}{4}}\right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9{,}81} = \frac{6{,}36^2}{2 \cdot 9{,}81} = 2{,}17 \text{ m}.$$

Täieliku takistuskoefitsiendi annab torusse sisenemise takistuskoefitsiendi $\zeta_1 = 0{,}25$, kahe põlviku takistuskoefitsiendi $2\zeta_2 = 2 \cdot 0{,}14 = 0{,}28$ ja kahe avatud siibri takistuskoefitsiendi $2\zeta_3 = 2 \cdot 0{,}05 = 0{,}1$ summa.

Reynoldsi arv

$$Re = \frac{ud}{\nu} = \frac{636 \cdot 10}{0{,}01} = 636\,000.$$

Malmtoru puhul $k = 0{,}06$ mm, millega saame suhtelise kareduse

$$\frac{k}{d} = \frac{0{,}06}{100} = 0{,}0006.$$

Saadud väärtusi arvesse võttes saame võrrandi (29) põhjal hõõrdekoefitsiendiks

$$\lambda = 0{,}01 + 1{,}71\sqrt{\frac{k}{d}} + \frac{1{,}77}{\sqrt{R_e}} = 0{,}01 + \sqrt{0{,}0006} + \frac{1{,}77}{\sqrt{636000}} = 0{,}034$$

ja toru horisontaalse osa takistuskoefitsiendiks

$$\zeta_T = \lambda \frac{1}{d} = 0{,}034 \cdot \frac{100}{0{,}10} = 34.$$

Asetades arvutatud koefitsiendid võrrandisse (31), saame

$$h = \frac{u_1^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g}(\zeta_1 + 2\zeta_2 + 2\zeta_3 + \zeta_T) + \frac{u_2^2}{2g}\lambda\frac{h}{d} - H$$

ehk

$$h = 2{,}17 + 2{,}17(0{,}25 + 0{,}28 + 0{,}1 + 34) +$$
$$+ 2{,}17 \cdot 0{,}034\frac{h}{0{,}1} - 1 = 76{,}22 + 0{,}74\,h,$$

millest leiame

$$h = \frac{76{,}22}{0{,}26} \approx 300 \text{ m}.$$

Kuna paagi asetuse kõrgus on väga suur, näitab see, et antud kulu juures on toru läbimõõt ($d = 100$ mm) valitud ebaõnnestunult.

Tehes ümberarvestuse torule $d = 150$ mm, leiame

$$u_2 = 2{,}84 \text{ m/sek}; \quad \frac{u_2^2}{2g} = 0{,}430 \text{ m}; \quad Re = 426\,000;$$

$$\frac{k}{d} = 0{,}00040; \quad \lambda = 0{,}033; \quad \zeta_T = 22 \text{ ja } h = 10{,}1 \text{ m}.$$

Kui siiski mingil põhjusel on soovitav kasutada varemtoodud läbimõõduga $d = 100$ mm toru, peab vedeliku väljavoolu kulu $Q = 0{,}05$ m³/sek tagamiseks rakendama pumpa, mis suruks vedelikku torusse. Toru võib sel juhul olla sirge (ilma painutatud põlvedeta). Pumba poolt tekitatud kasulik surve võrduks

$$H_n = \frac{u_2^2}{g} + \frac{u_2^2}{g}(\zeta_1 + 2\zeta_3 + \zeta_T) - H =$$
$$= 2{,}17(1 + 0{,}25 + 0{,}1 + 34) - 1 = 75{,}7 \text{ m}.$$

Pumba poolt sekundi vältel tehtud töö on samavõrdne vedeliku koguse Q tõstmisega kõrgusele H_n, mistõttu pumba kasulik võimsus ei tohi olla väiksem kui

$$N_n = \frac{H_n Q \gamma}{75} = \frac{75{,}7 \cdot 0{,}05 \cdot 1000}{75} = 50{,}46 \text{ HJ}.$$

Eelmises paragrahvis toodud näitest selgus, et kohalikud survekaod moodustavad väikese osa kogu torustiku kadudest. Seetõttu ei pöörata pika torustiku korral kohalikele kadudele tavaliselt tähelepanu ja vedelikukulu Q määratakse vahetult, vastavaid valemeid ja tabeleid kasutades.

Lähtealuseks on valem (28), mida kasutatakse kujul

$$h_n = \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}. \qquad (32)$$

Survekadu pikkusühikule $\frac{h_n}{l}$ nimetatakse *hüdrauliliseks kaldeks* ja tähistatakse tähega i.

Valemi (32) põhjal

$$i = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{u^2}{2g}.$$

Siit määratakse voolamiskiirus

$$u = \sqrt{\frac{2idg}{\lambda}}$$

ja sekundiline kulu

$$Q = Fu = F\sqrt{\frac{2idg}{\lambda}}$$

ehk

$$Q = m\sqrt{i},$$

kus m on *hüdrauliline moodul.*

Prof. N. N. Pavlovski soovitab malmtoru moodulit arvutada järgmise valemi abil

$$m = 26{,}8d^{2{,}643}, \qquad (33)$$

kus d võetakse meetrites.

Valemit (33) on sobiv kasutada ka kujul

$$i = \frac{Q^2}{m^2} = 0{,}00139\,\frac{Q^2}{d^{5{,}286}}. \qquad (34)$$

Mooduli ruudu pöördväärtused, sõltuvalt toru läbimõõdust, on toodud tabelis 4.

Tabel 4

$\frac{1}{m^2}$ väärtused sõltuvalt toru läbimõõdust

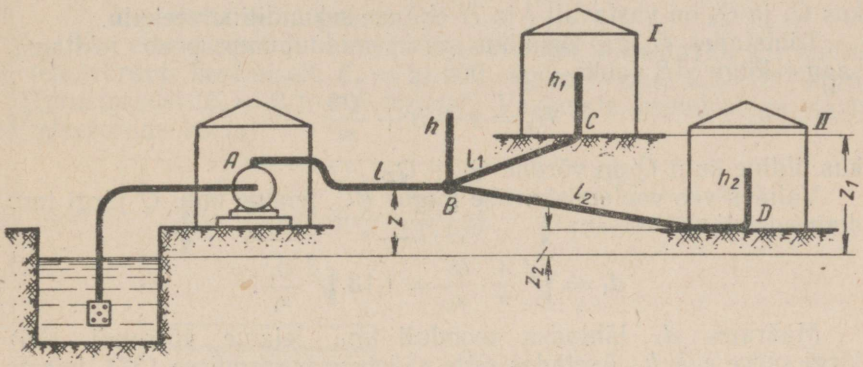
d (mm)	50	75	100	150	200	250	300	400	500
$\frac{1}{m^2}$	10500	1232	268,8	32,0	6,90	2,13	0,808	0,177	0,0543

Täielik rõhukadu võrdub

$$h_n = li = l\frac{Q^2}{m^2}.$$

Näiteks kui $d = 150$ mm, $Q = 0{,}05$ m³/sek ja $l = 100$ m, siis

$$h_n = l\frac{Q^2}{m^2} = 100 \cdot 0{,}05^2 \cdot 32 = 8 \text{ m}.$$



Joon. 33. Torustiku hüdraulilise arvutuse skeem.

Puittorude korral kasutatakse hüdraulilise kalde arvutamiseks valemit

$$i = 0{,}000885\frac{u^{1,80}}{d^{0,17}},$$

puitraketistes valmistatud betoon- ja raudbetoontorude puhul aga

$$i = 0{,}001135\frac{u^2}{d^{1,25}}.$$

Hargneva torustiku korral seisab ülesanne rea Bernoulli võrrandil rajanevate võrrandite koostamises ja lahendamises.

Olgu näiteks vajalik määrata kahe ehitusgrupi (joon. 33) ühise vesivarustuspumba kasulik võimsus, kusjuures *I*-le grupile on vajalik surve $h_1 + z_1$, arvestatuna pumbajaama veemahuti nivoolt, ja *II*-le $h_2 + z_2$. Torustiku pikkused on tähistatud l_1, l_2, l_3. Punktis *B* on pumba poolt tekitatud survekõrgus h.

Haru *BC* jaoks saame

$$\frac{u_B^2}{2g} + \frac{p_B}{\gamma} + z + h = \frac{u_c^2}{2g} + \frac{p_c}{\gamma} + z_1 + h_1 + \sum h_c'. \qquad (35)$$

Eeldades, et

$$u_B = u_c; \quad p_B = p_c = p_A; \quad \sum h_c' = \frac{Q_1^2 l_1}{m_1^2},$$

lihtsustub võrrand (35)

$$z + h = (z_1 + h_1) + \frac{Q_1^2 l_1}{m_1^2}. \quad (36)$$

Täpselt samuti saame haru *BD* jaoks

$$z + h = (z_2 + h_2) + \frac{Q_2^2 l_2}{m_2^2}, \quad (37)$$

kus Q_1 ja Q_2 on vastavalt *I* ja *II* ehituse sekundiline veekulu.

Tähistades H_p-ga kasuliku surve, mida pump peab tekitama, saame lõigu *AB* jaoks

$$H_p = z + h + \frac{Q^2 l}{m^2}, \quad (38)$$

kus üldine kulu Q on võrdne $Q_1 + Q_2$.

Valides vee voolamiskiiruse lõigus *BC*, leiame kulu Q järgi toru diameetri d_1:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_1}{u_1}} = 1{,}13 \sqrt{\frac{Q_1}{u_1}}.$$

Määrates d_1 lähtudes mooduli m_1, leiame võrrandi (36) järgi surve $z + h$. Asetades selle väärtuse võrrandisse (37), leiame m_2 ja viimase abil d_2. Magistraallõigule *AB* antakse u samuti ette, valides selle väärtuse piires 0,75 — 1,5 m/sek. Arvutatud d ja m ning teada oleva Q ning $z + h$ järgi leiame vastavalt võrrandile (38) pumba kasuliku surve ja seejärel võimsuse:

$$N = \frac{QH_p\gamma}{75\eta} \text{ HJ},$$

kus η on pumba kasutegur, mis võetakse 0,7 — 0,85.

§ 20. HÜDRAULILINE LÖÖK TORUDES

Kraani kiirel sulgemisel aeglustub voolamiskiirus kraanieelses torus järsult, mille tagajärjel esineb rõhu tunduv tõus. Järsk (silmapilkne) kraani sulgemine kutsub esile rõhujõu, mis oma löögisarnase mõjuga võib põhjustada toru seinte rebenemise.

Ülalnimetatud nähet nimetatakse hüdrauliliseks löögiks. Veejuhtmete-võrkude ehitajatele, kes jälgisid torude mõistatuslikke purunemisi, oli see nähe ammu tuntud, kuid hüdraulilise löögi teoreetilise põhjenduse andis esimesena alles prof. N. J. Žukovski (1898).

Olgu küllaldase mahuga reservuaariga ühendatud horisontaalne, siibriga lõppev toru, läbimõõduga d ja pikkusega l (joon. 34).

Avatud siibri korral voolab vesi torus kiirusega u. Kui siiber kiirelt sulgeda, tekitab vesi, mis püüab inertsi mõjul säilitada oma kiirust, siibri ees suure rõhutõusu. Tekkinud rõhk peegeldub siibri plaadilt elastse rõhulainena ja levib vee liikumisele vastupidises suunas kiirusega c.

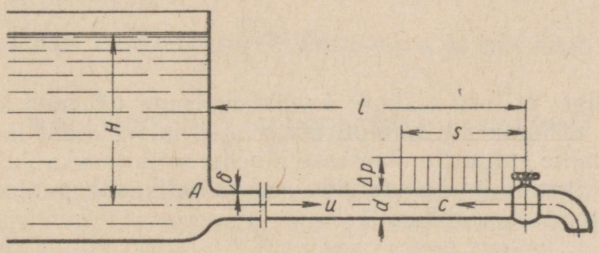
Prof. N. J. Žukovski poolt on löögilaine levimiskiirus c määratud järgmise seosega:

$$c = \sqrt{\frac{E_v}{\frac{\gamma}{g}\left(1 + \frac{dE_v}{\delta E_m}\right)}},$$

kus E_v on vedeliku elastsusmoodul;
E_m — toru materjali elastsusmoodul;
δ — toru seina paksus.

Vee elastsusmoodul kasvab koos rõhuga ja vastavalt § 1 andmetele võrdub keskmiselt $E_v = 21\,000$ kg/cm² ehk $2{,}1 \cdot 10^8$ kg/m². Terastorudel $E_t = 2{,}1 \cdot 10^6$ kg/cm². Vastavate asendustega saame terastorude korral

$$c = \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^8}{\frac{1000}{9{,}81}\left(1 + \frac{d}{\delta} \cdot \frac{2100}{2{,}1 \cdot 10^6}\right)}} = \frac{1435}{\sqrt{1 + 0{,}01\,\frac{d}{\delta}}} \text{ m/sek.}$$



Joon. 34. Löögilaine levimine torustikus.

Löögilaine levimiskiirus on järelikult seda suurem, mida väiksem on toru läbimõõt ja mida suurem on ta seina paksus.

Siibri momentsel sulgemisel on rõhu tõus määratav N. J. Žukovski võrrandiga

$$\Delta p = c\frac{\gamma u}{g},$$

või veesamba kõrgusega meetrites,

$$h = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{cu}{g}. \qquad (39)$$

Nii näiteks saame siibri momentsel sulgemisel neljatollise ($d = 106$ mm, $\delta = 4$ mm) terastoru puhul, kui voolamiskiirus $u = 2$ m/sek, löögilaine levimiskiiruseks

$$c = \frac{1435}{\sqrt{1 + 0{,}01 \cdot \frac{106}{4}}} = 1280 \text{ m/sek},$$

mis põhjustab rõhu tõusu

$$h = \frac{cu}{g} = \frac{1280 \cdot 2}{9{,}81} = 261 \text{ m}$$

ehk 26,1 atü.

Löögilaine tekib toru sulgemismomendist alates ja läbib aja t vältel teekonna $s = ct$ (joon. 34). Jõudes toru suudmeni (punkt A) muutub laine peegeldunud laineks, mis sama kiirusega c suundub siibri poole. Toru pikkusel l on päri- ja vastupidiseks liikumiseks kuluv aeg

$$T_m = \frac{2l}{c}.$$

Kui toru jääb aja T_m vältel täielikult suletuks, esineb suurima rõhu tõusuga hüdrauliline löök, mille suurus on määratav valemi (39) kohaselt.

Rõhu tõus on tunduvalt väiksem, kui toru pole peegeldunud laine tagasijõudmisel veel täiesti suletud ja osaline vee läbivool jatkub.

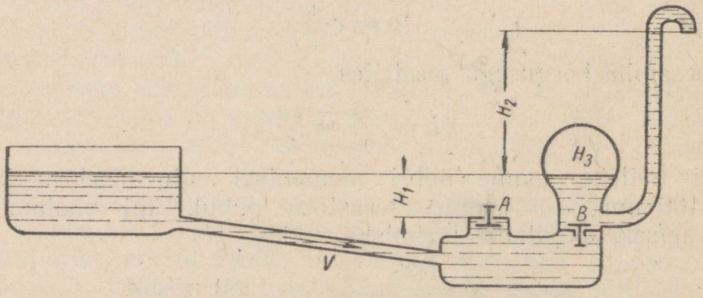
Järelikult peab toru purunemisohu ärahoidmiseks siibri sulgemisaeg T_s olema pikem laine kahekordsest läbijooksu ajast, s. o.

$$T_s > \frac{2l}{c}.$$

On selge, et toru pikkuse l vähenemisega väheneb ka hüdraulilise löögi tekkimisoht. Samuti nõrgendab hüdraulilist lööki õhukuplite asetamine sulgurite otsesesse lähedusse ja tasakaalustavate veemahutite (tornide) kasutamine. Viimaseid rakendatakse hüdroelektrijaamade torustikes.

§ 21. VESIOINAS

Üsna lihtsaks ja huvitavaks, hüdraulilist lööki praktiliselt kasutavaks seadmeks on 1797. a. leiutatud *vesioinas*. See töötab väikese survekõrgusega H_1 veeallikast (joon. 35) ning koosneb juurdevoolu-



Joon. 35. Vesioina skeem.

torust, kahe klapiga (löök- ja surveklapp) töökambrist, õhukuplist ja suure survekõrgusega H_2 survetorust.

Vesioinas töötab järgmiselt. Peale löökklapi A automaatset avanemist tööprotsessis (käivitamisel sunniviisiliselt — käsitsi), saab vesi vesioina torus kiireneva liikumise ja voolab klapi A karbi kaudu välja.

Teatud voolamiskiiruse juures suureneb rõhk klapi A taldrikule niivõrd, et ta tõuseb üles ning sulgeb väljumisava. Sel momendil esineb hüdrauliline löök. Rõhk töökambris suureneb niivõrd, et avaneb surveklapp B ja vesi tungib õhukuplisse, surudes kokku viimases leiduva õhu. Kui rõhk õhukuplis, mõõdetuna sambaga H_3, ületab sambaga H_2 mõõdetava rõhu survetorus, hakkab vesi viimasest välja voolama. Seejärel muutub vee liikumise suund vesioina torus vastupidiseks, klapp B sulgub, klapp A aga avaneb.

Pärast vee uut voolamist töökambrisse kordub vesioina kogu töötsükkel endises korras.

Survekõrgus H_2 võib töökõrgust H_1 kümneid kordi ületada; veekulu läbi juurdevoolutoru ületab seejuures survetoru läbiva veehulga rohkem kui $\frac{H_1}{H_2}$ korda, millega tuleb projekteerimisel arvestada. Vesioinast kasutatakse veevarustuses ja niisutustöödel.

§ 22. VEDELIKKUDE VOOLAMINE LÄBI AVADE

Oletame, et ideaalne vedelik voolab anumast välja läbi väikese, ümardatud äärtega ava, mis säilitab anuma kõrgusele vastavalt vedelikujoa kuju. Vabapinna nivoo loeme konstantseks (joon. 36).

Kasutades Bernoulli võrrandit, võime kirjutada

$$\frac{u_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\gamma} + h = \frac{u^2}{2g} + \frac{p}{\gamma},$$

kus u on vedeliku väljavoolukiirus.

Kuna konstantse nivoo korral kiirus $u_0 = 0$ ja rõhk $p_0 = p = p_a$, kujuneb toodud võrrand järgmiseks:

$$h = \frac{u^2}{2g}.$$

Siit leiame väljavoolukiiruse

$$u = \sqrt{2gh}. \qquad (40)$$

Seega on ideaalse vedeliku väljavoolukiirus võrdne materiaalse punkti langemiskiirusega kõrguselt h.

Reaalse vedeliku väljavoolukiirus jääb samadel tingimustel väiksemaks, kui annab valem (40). Kiirusekadu on tingitud vedeliku

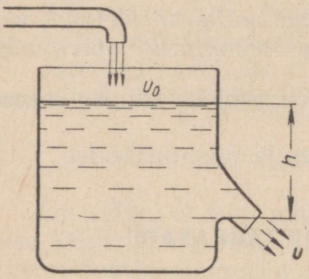
viskoossusest ja hõõrdumisest anuma seintega. Nimetatud kadu arvestab valemisse (40) viidav kiiruskoefitsient ψ. Sel juhul

$$u = \psi \sqrt{2gh}.$$

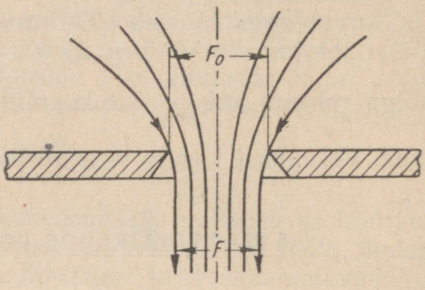
Vee kiiruskoefitsiendi keskmine väärtus on 0,97.

Kui vedelik voolab välja õhukeseseinalisest, teravate servadega avast, võib panna tähele veel üht nähet, ja nimelt väljavoolava joa kontraktsiooni. Viimane tekib sellest, et avale lähenedes ei saa toru seintele paralleelsed voolujooned oma suunda järsult muuta, mistõttu väljavoolav vedelik säilitab mõningal määral oma esialgse voolamiskiiruse komponente (joon. 37). Joa ristlõike F suhet ava ristlõikega F_0 nimetatakse kontraktsioonikoefitsiendiks.

$$\alpha = \frac{F}{F_0}.$$



Joon. 36. Vedeliku väljavoolamine avast.



Joon. 37. Joa kuju vedeliku väljavoolamisel teravate äärtega põhjaavast.

Kontraktsiooni arvestades saame väljavoolava vedelikuhulga arvutada valemiga

$$Q = Fu = \alpha F \psi \sqrt{2gh} = \mu F \sqrt{2gh},$$

kus koefitsienti $\mu = \alpha\psi$ nimetatakse väljavoolukoefitsiendiks. Joa kontraktsioon on suurim, kui põhjaava asetseb seinast või külgava anuma põhjast rohkem kui kolmekordse ava läbimõõdu kaugusel. Sel juhul on tegemist nn. täieliku kontraktsiooniga.

Teravate äärtega põhjaaval on kontraktsioonikoefitsient täieliku kontraktsiooni korral keskmiselt $\alpha = 0{,}64$. Järelikult väljavoolukoefitsient

$$\mu = \alpha\psi = 0{,}64 \cdot 0{,}97 = 0{,}62.$$

Kui anum ava ees kitseneb, muutub joa kontraktsioon ebatäielikuks. Väljavoolukoefitsient seejuures suureneb.

Täielikul väljavoolamisel külgavast sõltub väljavoolukoefitsient ava mõõdetest ja asendist vabapinna suhtes. Ava madalama asendi korral ja väiksemate mõõdete juures on väljavoolukoefitsient väik-

sem. Väljavoolukoefitsiendi μ keskmine väärtus aval $d = 3$—16 mm on 0,60 ja ruudukujulisel aval — 0,63.

Veealusel (nivooalusel) väljavoolul sõltub kiirus nivoode vahest anumates

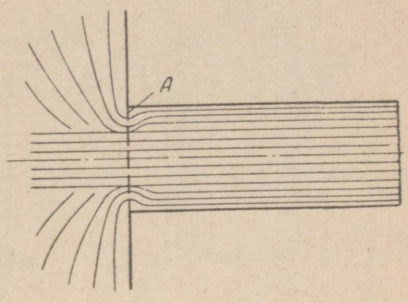
$$u = \mu' \sqrt{2g(h_1 - h_2)},$$

kusjuures väljavoolukoefitsient μ' osutub mõnevõrra väiksemaks kui voolamisel õhu käes: $\mu' = 0{,}98\,\mu$.

Sõltuvalt kontraktsiooni täielikkusest on suuremate avade väljavoolukoefitsient keskmiselt 0,70—0,80. Survekõrgus H_0 võetakse kuni ava tsentrini.

Juhul kui esineb teatud juurdevoolukiirus u_n avale, tuleb survele H_0 liita juurdevoolusurve

$$h_n = \frac{u_n^2}{2g}.$$



Joon. 38. Joa kuju silindrilises suudmes.

Väljavoolukiirus määratakse siis

$$u = \mu' \sqrt{2g(H_0 + h_n)}.$$

§ 23. VÄLJAVOOLAMINE SUUDMETEST

Avast väljavoolava vedelikukoguse suurendamiseks kasutatakse mitmesuguseid suudmeid. Suudmeks nimetatakse avaga ühendatud figuurtorukest anuma seinas, pikkusega 2 kuni 4 ava läbimõõtu d_0. Avast välja voolav kokkutõmbunud juga paisub suudmes ja voolab temast välja kontraktsioonikoefitsiendiga $\alpha = 1$. Väljavoolukoefitsient μ on seejuures võrdne kiiruskoefitsiendiga ψ, mistõttu suudmest väljavoolava vedelikukoguse võib arvutada valemiga

$$Q = \psi F \sqrt{2gh},$$

kus F on suudme väljumisristlõige.

Erikujuliste suudmete väljavoolukoefitsiendil $\mu = \psi$ on järgmised väärtused:

Suudme kuju	Väljavoolukoefitsient
Silindriline, ümardatud sisenemisäärtega	0,97
Silindriline, ääred ümardamata	0,82
Kooniliselt kitsenev; moodustaja kalle telje suhtes $\beta = 5°$	0,92
Kooniliselt laienev, $\beta = 0{,}5°$	0,50
Silindriline, reservuaari sisenev	0,71
Surutud joa kujuline	0,97

Suudmest väljavoolava vedelikukoguse suurenemine on tingitud suudme suurimas kontraktsioonipiirkonnas (A joon. 38) kujunevast hõrendusest. Vedelik imetakse siia otsekui pumba poolt ja voolab suurendatud kiirusega läbi kitsendatud ristlõike.

HÜDRAULILISED MASINAD JA SEADMED

III peatükk

PUMBAD

§ 24. PUMPADE ÜLESANNE JA TÜÜBID

Eelmistest paragrahvidest selgus, et vedeliku edasiandmiseks torudes on vajalik ületada rida takistusi, mida väljendatakse survekõrgusega. Surve võib tunduvalt kasvada, kui on vajalik vedelikku tõsta nõutud kõrgusele, anda talle teatud kiirus või ületada torustiku lõpul kõrgendatud rõhku. Kõigil neil juhtudel kasutatakse vedeliku teisaldamiseks ja vajaliku surve tekitamiseks spetsiaalseid seadmeid, mida nimetatakse pumpadeks. Pumbad on väga laialdasel kasutamisel kõigis rahvamajandusharudes. Tüübilt ja konstruktsioonilt on nad väga mitmekesised. Nii näiteks eristatakse kolb-, tsentrifugaal-, rotatsioon-, propeller- ja teisi pumpi.

§ 25. KOLBPUMBAD

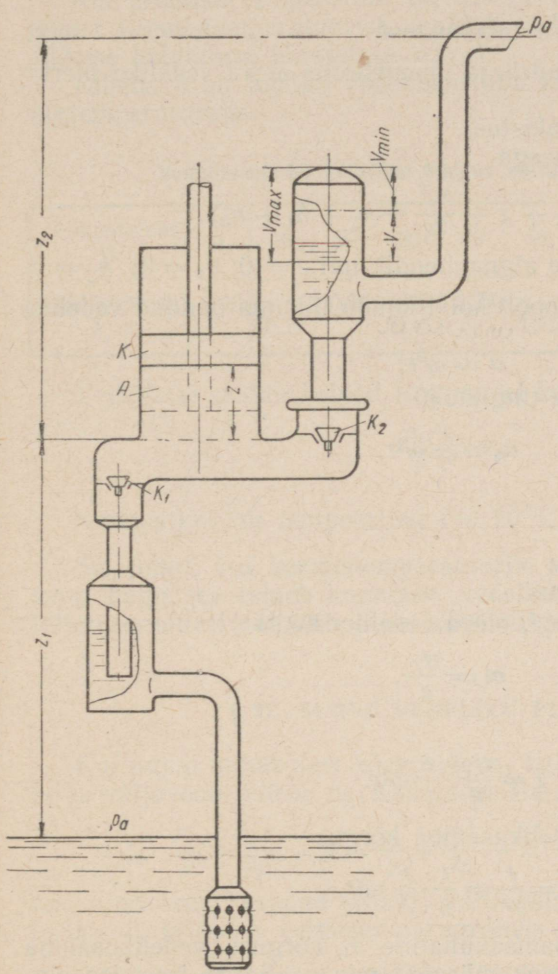
Kolbpumba põhilisteks osadeks on silinder, kolb, klapid ja õhukuppel. Joonisel 39 on antud kettakujulise kolviga lihtpumba skeem.

Kolvi ülesliikumisel tekib silindris A hõrendus, avaneb imemisklapp K_1 ja vesi voolab imemistoru kaudu silindrisse; samal ajal on surveklapp K_2 suletud. Kolvi vastupidisel liikumisel sulgub imemisklapp ja läbi avatud surveklapi K_2 tõrjutakse vesi silindrist survetorusse.

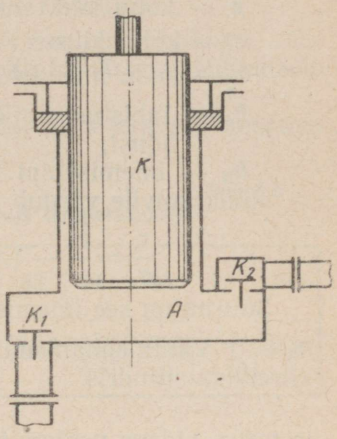
Joonisel 40 on näidatud plunžertüüpi kolviga lihtpumba skeem. Plunžer ei puutu vastu silindri seina ja ei kuluta seda; tihedus saavutatakse topendi abil.

Joonisel 41 on antud klapp-kolviga pumba skeem. Kolvi ülesliikumisel hoiab kolvi peal olev vesi surveklapi K_2 suletuna ning voolab ise kolvi tõustes torusse T_2. Sel käigul avaneb imemisklapp K_1 ja kolvialune ruum täitub toru T_1 kaudu veega. Vastupidisel käigul sulgub imemisklapp K_1 ja avaneb surveklapp K_2, kusjuures vesi surutakse kolvis oleva ava kaudu silindri alumisest poolest ülemisse poolde.

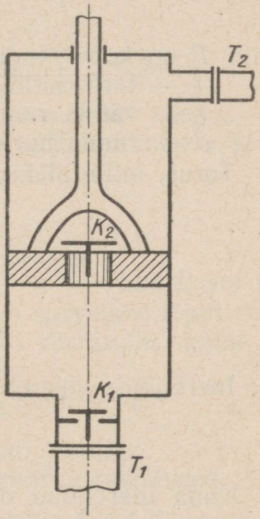
Palju tootlikumateks on sama silindri mahu juures kahepoolse tööga pumbad. Säärases pumbas töötavad mõlemad kolvipooled ja iga käik on üheaegselt imemis- ja survekäiguks.



Joon. 39. Õhukuplitega kolbpumba skeem.



Joon. 40. Plunžerpump.



Joon. 41. Klapp-kolviga pump.

§ 26. IMEMISKÕRGUS JA VEDELIKU TEMPERATUURI MÕJU

Kolvi imemiskäigul jääb rõhk p_i silindri imevpoolel väiksemaks atmosfäärirõhust. Kui rõhk toiteveemahutis on võrdne atmosfäärirõhuga p_a, saame vastavalt Bernoulli võrrandile

TRÜ Raamatukogu

$$\frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_i}{\gamma} + z_1 + z + \frac{v_z^2}{2g} + h_\zeta + h_i + h_k,$$

kus z_1 on vedeliku tõstekõrgus veemahuti nivoolt pumbani;
z — kolvi käik silindri vertikaalse asendi korral;
v_z — kolvi kiirus;
h_ζ — kadu imemistoru takistustest;
h_i — takistused silindris ja imemistorus oleva vedeliku inertsjõust;
h_k — imemisklapi takistus.

Rõhk kolvile võrdub seega

$$\frac{p_i}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - (z_1 + z + \frac{v_z^2}{2g} + h_\zeta + h_i + h_k).$$

Suurim on see imemise algmomendil, mil $z = 0$; $v_z = 0$; $h_\zeta = 0$. $h_k = 0$. Väntmehhanismi poolt kolvi kaudu liikuma pandud vedeliku kiirendus silindris

$$a \approx \omega^2 r;$$

ja torus, pideva voolamise tingimusil

$$a_t \approx \frac{F}{f}\omega^2 r.$$

Siin F on kolvi pindala;
f — toru ristlõige;
r — vända raadius;
ω — vända nurkkiirus.

Torus, mille pikkus on l, oleva vedeliku mass

$$m = \frac{lf\gamma}{g},$$

ja inertsjõud

$$I = \frac{lf\gamma}{g} \cdot \frac{F}{f}\omega^2 r.$$

Inertsjõule vastav vedelikusamba kõrgus

$$h_i = \frac{I}{\gamma f} = \frac{l}{g} \cdot \frac{F}{f}\omega^2 r.$$

Kuna inertsjõud on samasuunaline z_1 kõrguse vedelikusamba kaaluga, tuleb h_i võtta sama märgiga mis z_1. Seega imemise algmomendil

$$\frac{p_{i_0}}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - (z_1 + \frac{l}{g} \cdot \frac{F}{f}\omega^2 r). \qquad (41)$$

Mida väiksem on võrrandi parem pool, s. t. mida vähem ta erineb nullist, seda tõenäolisem on vedeliku eraldumine kolvist. Sel juhul võib kolvi vastupidisel käigul tekkida vedeliku ja kolvi vahel löök. Et ära hoida neid mittesoovitavaid nähtusi, tuleb vähendada

kõiki võrrandi (41) sulgudes asuvaid liikmeid, s. t. pumpseadme kõrgust z_1, arvates toiteveemahuti nivoost, toru pikkust l painutuste ja horisontaalsete lõikude vältimisega, väntvõlli pöörete arvu ja vända raadiust ning suurendada imemistoru ristlõiget.

Kui vedeliku temperatuur on võrdne või suurem rõhule p_{i_0} vastavast keemistemperatuurist, eraldub vedelik kolvist ka suhteliselt väikese kolvialuse hõrenduse korral.

Tabelis 5 on toodud vedelikusamba rõhk h_t vastavalt keemise algtemperatuurile.

Tabel 5

Vedelikusamba kriitiline kõrgus sõltuvalt temperatuurist

Temperatuur °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Samba kõrgus h_t m	0,06	0,12	0,24	0,45	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

Vedelik ei eraldu kolvist tingimusel kui

$$\frac{p_{i_0}}{\gamma} \geqslant h_t.$$

Näiteks kui vee temperatuur $t = 20°$ C, peab $\frac{p_{i_0}}{\gamma} \geqslant 0{,}24$ m.

Sel juhul, kui keemistemperatuurile vastav samba kõrgus on suur, nagu see esineb kuumade vedelikkude edasiandmisel, peab toitereservuaari paigutama pumbast kõrgemale.

§ 27. SURVE VEDELIKU PUMPAMISEL

Kui pump annab vett kõrgusele z_2, kujuneb survetoru lõpul rõhk p_2 ja väljavoolu kiirus v_2. Kasutades Bernoulli võrrandit, saame

$$\frac{p_s}{\gamma} + \frac{v_z^2}{2g} + z = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_z^2}{2g} + z_2 + h_\zeta + h_i + h_k,$$

kus z on kolvi teekond silindri vertikaalasendi juures;

h_ζ, h_i ja h_k — eelmises paragrahvis selgitatud takistused.

Väikseim on surve survekäigu lõpul, mil $z = 0$, $v_z = 0$ ja $v_2 = 0$. Sel momendil

$$\frac{p_{s_0}}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 - \frac{l_2 F}{g f_2}\omega^2 r,$$

kus viimane liige kujutab endast ristlõikega f_2 ja pikkusega l_2 survetorus oleva vedelikusamba massi inertsjõule vastavat kõrgust. Kuna inertsjõud on suunatud vastupidi torustikus oleva vedeliku raskusjõuga, on viimane liige võetud miinusmärgiga.

Et vältida vedeliku eraldumist kolvist ja lööki viimasele, peab olema täidetud tingimus

$$\frac{p_{s_0}}{\gamma} \geqslant h_t.$$

Veele on h_t väärtused antud tabelis 5.

§ 28. ÕHUKUPPEL JA SELLE ÜLESANNE

Vee andmine kolbpumba silindrist on väga ebaühtlane. Lihtpump annab vett vaid survekäigul; imemiskäigul vee andmine katkeb. Kahepoolse toimega pump annab vett igal kolvi käigul, kuid ka siin katkeb vee andmine surnud seisudes, kus kolvi kiirus on null. Et ühtlustada vee liikumist imemis- ja survetorus, asetatakse pumba imemis- ja väljavoolutorule õhukuplid. Õhukuplite ehitus ja asetus on skemaatiliselt näidatud joonisel 39.

Survetoru õhukupli mõju seisab järgmises. Vee andmise kiirenemisel surutakse kuplis olev õhk teatud mahuni V_{min} kokku, kuna aeglustumisel see paisub mahuni V_{max} ja annab täiendavalt vett survetorusse mahus

$$V = V_{max} - V_{min}.$$

Tähistades õhu keskmise mahu kuplis

$$V_k = \frac{V_{max} + V_{min}}{2},$$

saame õhu paisumise ebaühtlusekoefitsiendi kuplis

$$\delta = \frac{V_{max} - V_{min}}{\frac{V_{max} + V_{min}}{2}} = \frac{V}{V_k},$$

ehk

$$V_k = \frac{V}{\delta}.$$

Lühikesest survetorust väljavoolul on vee kiirus küllaldaselt ühtlane $\delta = \frac{1}{40}$ juures.

Pikkades torustikkudes, kus vee liikumise ebaühtlus inertsjõudude mõjul on eriti suur, võetakse $\delta = \frac{1}{100}$.

Kuni 5 m pikkuste imemistorude õhukuplitel võetakse $\delta = \frac{1}{20}$.

Lihtkolbpumba õhukupli vajaliku vee mahu V määramiseks kujutatakse graafiliselt vee silindrist andmise kiirus meelevaldsel aja-

momendil t. Kuna kolvi kiirus muutub sinussoidaalse seaduspärasuse kohaselt

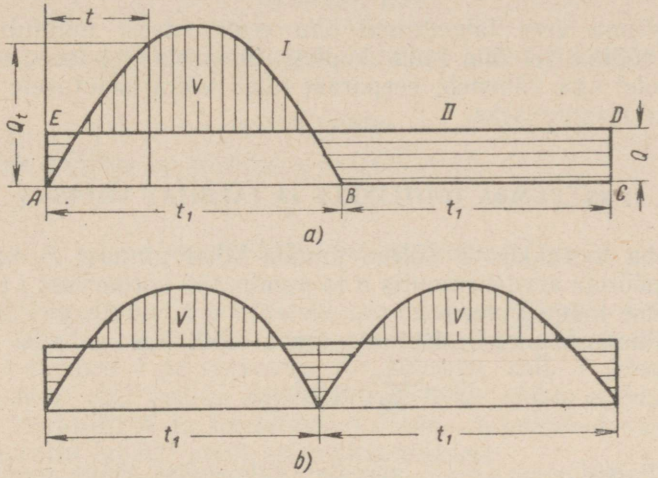
$$v = r\omega \sin \omega t,$$

kus ω on vända nurkkiirus, siis silindri poolt sekundis antav veehulk

$$Q_t = vF = Fr\omega \sin \omega t,$$

kus F on kolvi pind.

Antava veehulga Q_t muutumist survekäigul aja t_1 kestel kujutab sinussoid I (joon. 42, *a*). Kõveraga AIB piiratud pindala kujutab kolvi poolt survekäigul väljatõrjutavat veekogust.



Joon. 42. Vee andmise diagramm pumba kolvi kahe käigu kohta:
a) ühepoolse tööga pump; *b*) kahepoolse tööga pump.

See veekogus peab aga võrduma kolvi kahe käigu vältel survetoru läbiva konstantse veehulgaga Q, mida diagrammil kujutab ristkülik $ACDE$.

Sirgest ED kõrgemal asuv sinussoidi lõik kujutab endast survekäigu ajal õhukupli poolt püsiva veekulu tagamiseks varutava vee mahtu V.

Õhukuplisse varutava vee maht on lihtpumbal

$$V = 0{,}55Fs$$

ja kahepoolse tööprotsessiga pumbal (joon. 42, *b*)

$$V = 0{,}21Fs,$$

kus $s = 2r$ — kolvi käik ja Fs — silindri töömaht.

Õhukupli maksimaalne maht neil tingimusil on

$$V_{max} = V_k + \frac{V}{2} = \frac{V}{\delta} + \frac{V}{2},$$

mis $\delta = \frac{1}{40}$ korral annab lihtpumbale

$$V_{max} = 22{,}5Fs$$

ja kahepoolse tööprotsessiga pumbale

$$V_{max} = 9Fs.$$

Kuna õhukupli alumine, survetoru algusega ühendatav osa samuti täitub veega, peab õhukupli kogumaht olema pisut suurem kui V_{max}, ja nimelt

$$V_t = 1{,}5\, V_{max}.$$

Tingituna vees lahustunud õhu eraldumisest muutub pumba pideval töötamisel õhu hulk kuplis: imemispoolel see suureneb, survepoolel aga väheneb; seepärast tuleb võtta kasutusele abinõud algmahu taastamiseks.

§ 29. PUMBA TOOTLIKKUS JA TARBITAV VÕIMSUS

Pumba tootlikkus Q sõltub pumba kolvi pinnast F, kolvi käigust s, pöörete arvust minutis n ja pumba töö kordarvust i (ühe- või kahepoolse tööga pump).

Ebatiheduste puudumisel on pumba tootlikkus

$$Q = \frac{Fsn}{60} \psi i \text{ m}^3/\text{sek}. \qquad (42)$$

Koefitsient $\psi = \frac{2F - f}{2F}$ arvestab kahepoolse tööga pumba kolvi varda ristlõikepinna mõju. Kui kolvi varras läbib mõlemad pumba pooled, siis

$$\psi = \frac{F - f}{F}.$$

Tegelikult jääb tootlikkus siiski väiksemaks valemiga (42) arvutatust ja seda järgmistel põhjustel: 1) klappide mitteõigeaegne tõus ja sulgumine; 2) ebatihedused klappides, kolvis, tihendustes ja äärikutes; 3) õhu või auru olemasolu silindris.

Tootlikkuse vähenemist arvestatakse pumba mahulise kasuteguriga, mis külma vee korral on ligikaudu $\eta_v = 0{,}90$.

Tegelik tootlikkus võrdub seega

$$Q_0 = \frac{Fsn}{60} i\psi\eta_v.$$

Vedeliku pumpamisel arendab pump manomeetrilist survet (joon. 39)

$$H = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \Sigma\zeta' + \Sigma h_\zeta'',$$

kus $z_1 + z_2$ on ülemise ja alumise reservuaari nivoode vahe;

$\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ — rõhkude vahe samadel nivoodel;

$\Sigma h_\zeta'$ ja $\Sigma h_\zeta''$ — kaod imemis- ja survetorus.

Vedeliku läbivoolu hüdraulilisi takistusi pumbas arvestatakse hüdraulilise kasuteguriga η_h. Võimsuskadu pumba mehhanismide hõõrdumisele arvestatakse mehaanilise kasuteguriga η_m.

Kui pumba kasulik tootlikkus on Q m³/sek, tarbib ta võimsust

$$N = \frac{QH}{75\eta} \text{ HJ},$$

kus η on pumba üldine kasutegur. Viimane koosneb kolmest kordajast

$$\eta = \eta_v \eta_h \eta_m,$$

ning tema väärtus on piirides $\eta = 0{,}60—0{,}70$.

§ 30. TSENTRIFUGAALPUMBAD

Tsentrifugaalpumba põhilisteks osadeks on: tööratas *1* koos painutatud labadega (joon. 43), spiraalkamber *2* ja sellega ühendatud torud — imitoru *3* ja survetoru *4*. Tööratta võll *5* ühendatakse elastse siduri abil rattale suurt pöörete arvu andva elektrimootori võlliga. Võrkfiltri *6* ja imemisklapi kaudu sisseimetud vesi paisatakse tööratta labade poolt spiraalkambrisse.

Vedelikule mõjuvate inertsjõudude mõjul tekib kambris rõhutõus, tänu millele võib vedelikku suruda teatud kõrgusele z_2.

Et pumpa läbiks katkematu juga, tuleb imitoru ja tööratas enne pumba käivitamist veega täita.

Ehituselt võib tööratas olla ühepoolse (joon. 44, *a*) või kahepoolse (joon. 44, *b*) imemisega ja pump tervikuna kas ühe- või mitmeastmeline. Ratta labad paiknevad kas tasapinnaliste või kõverdatud ketaste vahel; labad on painutatud tavaliselt vastupidi ratta pöörlemissuunale; tarvitatav labade arv on 6—12.

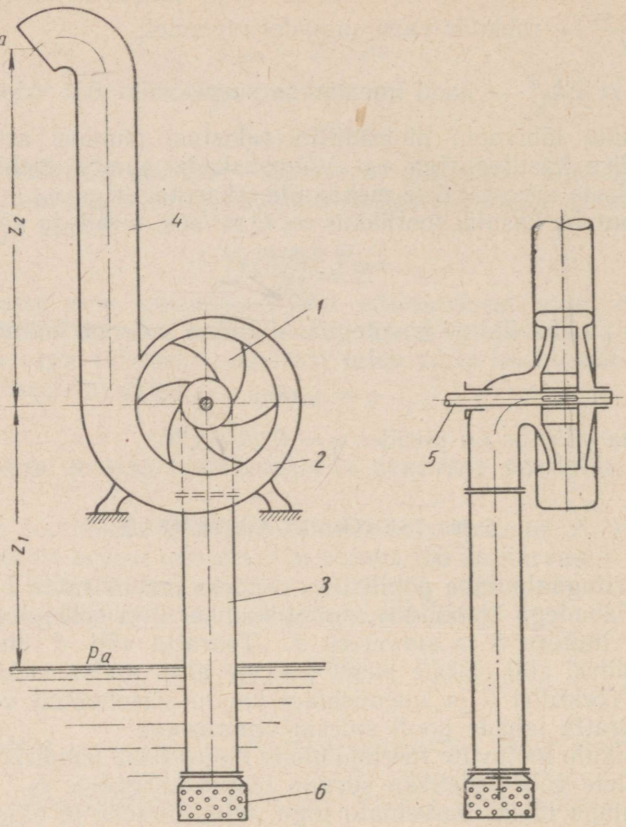
Kahepoolse ratta labad on paigutatud sümmeetriliselt võlli telje risttasapinnaga. Sääraste ratastega pumbad on suure tootlikkusega.

Surve, mida on võimalik tekitada ühe rattaga (ühe astmega), ei ületa tavaliselt 50 m. Suuremate survete saamiseks seadistatakse ühele ja samale pumba võllile mitu ratast (mitmeastmeline pump).

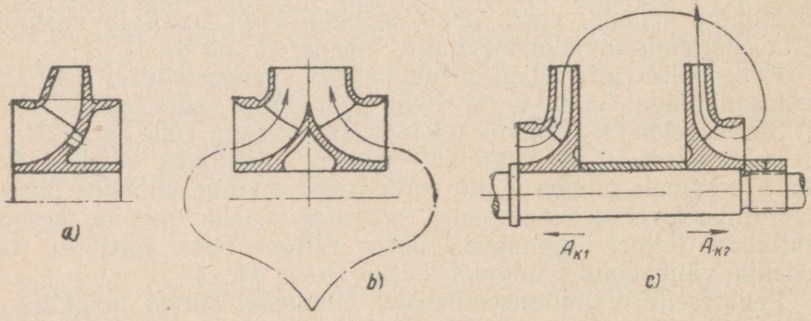
Mitmeastmelistes pumpades suundub vedelik pumba korpuse juhtlabade toimel järgemööda ühest rattast teise, mistõttu rõhk vedeliku väljavoolul tunduvalt tõuseb (joon. 44, *c*).

Peale selle on mitmeastmelistel pumpadel parem mahuline ja mehaaniline kasutegur kui üheastmelistel.

Võrreldes kolbpumpadega on tsentrifugaalpumpadel rida eeliseid: lihtne ning kompaktne konstruktsioon ja väike kaal; neid võib



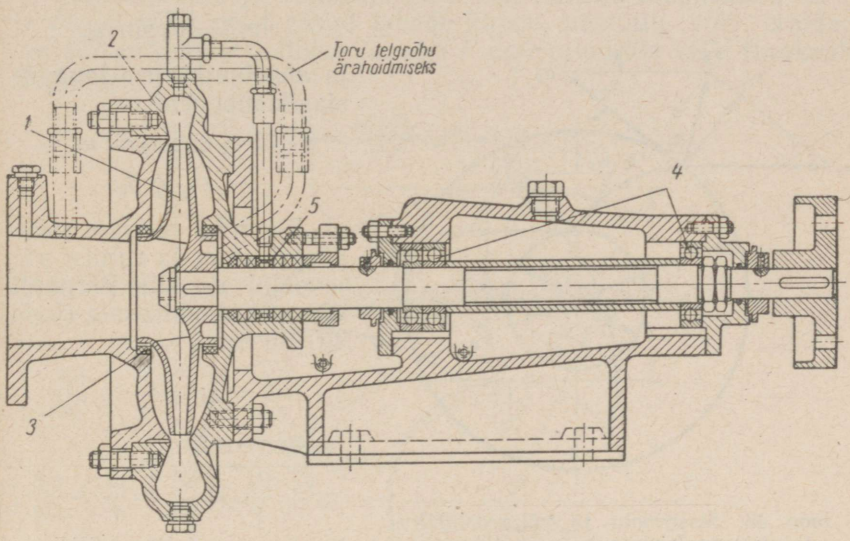
Joon. 43. Tsentrifugaalpumba skeem.



Joon. 44. Tsentrifugaalpumba tööratta labad:
a — ühepoolse imemisega; *b* — kahepoolse imemisega; *c* — kahepoolse pumba labad.

ühendada elektrimootoriga ilma ülekandemehhanismita; võimaldavad saada torudes ühtlast ja katkestamatut voolust, mistõttu langeb ära õhukuplite vajadus; nende teenindamine ja remont on lihtne.

Üheastmelise tsentrifugaalpumba 3HK (Kalinini-nimeline tehas Moskvas) konstruktsioon on toodud joonisel 45.



Joon. 45. Üheastmeline pump, tüüp 3HK.

Labadega ratas *1* on asetatud võllile konsoolselt ja ümbritsetud spiraalkambriga *2*, millesse surutakse vedelik. Et vältida vedeliku ülevoolu survepoolelt imemispoolele, on pumba kere ja ratta vahele paigutatud tihend *3*. Võlli topend *5* takistab vedeliku voolamist kerest väljapoole. Tugistus on läbi viidud kuullaagritega, mis peale radiaalse koormuse võtavad vastu ka vedelikujoa rõhust tingitud telgjõu ratta kettale. Et vabastada laagreid nimetatud rõhust, on rattast paremale tehtud kamber ning viimane ühendatud torustikuga (kriips-punktjoon).

Kirjeldatud pumba tootlikkus pööretel $n = 2950$ p/min on 35 l/sek, kusjuures kasutegur $\eta = 0{,}71$.

§ 31. PUMBA POOLT TEKITATAV SURVE

Vedelik jõuab ratta labadele nende võllipoolsetel otstel. Seejuures eristatakse kolme sissevoolukiirust: absoluutset v_1, suhtelist w_1 ja ringkiirust u_1 (joon. 46). Töörattast väljavoolul on vastavad kiirused v_2, w_2 ja u_2.

Kiiruste diagrammi alusel (joon. 47)

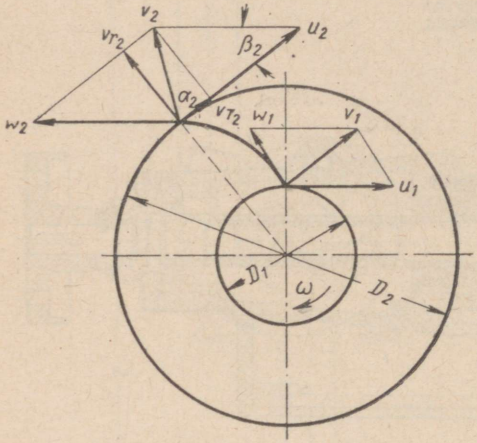
$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1u_1 \cos \alpha_1;$$
$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2u_2 \cos \alpha_2. \qquad (43)$$

Sissevoolukiirus v_1 on tavaliselt suunatud mööda raadiust, nii et $\alpha_1 = 90°$ ja $v_{r_1} = v_1$ (vt. joon. 46). Radiaalne väljavoolukiirus

$$v_{r_2} = v_2 \sin \alpha_2,$$

ja absoluutkiiruse tangentsiaalkomponent

$$v_{T_2} = v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - v_{r_2} \operatorname{tg} \beta_2.$$



Joon. 46. Sissevoolu- ja väljavoolukiirus tsentrifugaalpumba tööratta labadele.

Kui rõhk rattasse sissevoolul on p_1 ja rattast väljavoolul p_2, siis Bernoulli võrrand imemisosale (joon. 43) on

$$\frac{p_a}{\gamma} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g}$$

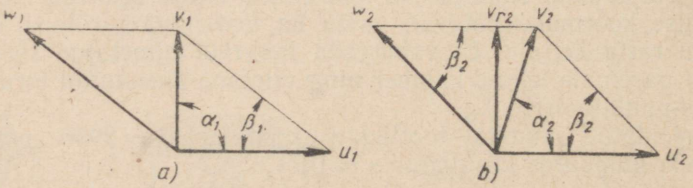
ja surveosale

$$z_2 + \frac{p_a}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g},$$

kus v on vedeliku väljavoolukiirus survetorust.

Lahutades ühe võrrandi teisest, saame pumba poolt tekitatava kogusurve

$$H = z_1 + \frac{v^2}{2g} + z_2 = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \qquad (44)$$



Joon. 47. Vedeliku kiiruste parallelogrammid pumba rattas:
a — labadele sissevoolul; *b* — labadelt väljavoolul.

Jättes edasises arvestamata erinevuse $\frac{D_2 - D_1}{2}$ ja lugedes ratta pöörlemise ühtlaseks, koostame analoogilise võrrandi ka ratta kohta.

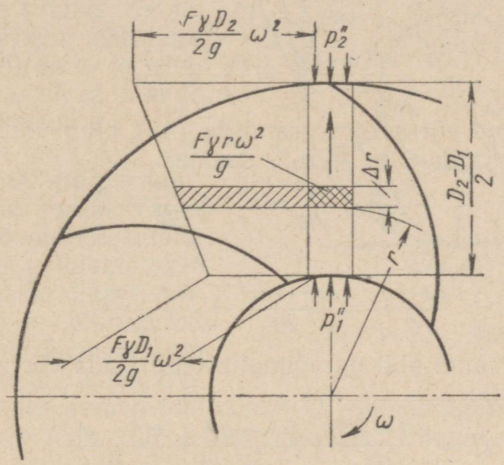
Kui lugeda ratas liikumatuks ja kõik voolujoad liikuvateks suhtelise kiirusega w, nagu ratta pöörlemisel, võime kasutada Bernoulli võrrandit

$$\frac{p_1'}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2'}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g}, \qquad (45)$$

kus p_1' ja p_2' on kiirustele vastavad rõhud.

Ratta pöörlemise tagajärjel liituvad nimetatud rõhkudega veel inertsjõududest tingitud radiaalrõhud p_1'' ja p_2''.

Vedeliku sees ja silindrite pindadel, millede läbimõõdud on D_1 ja D_2, ei sõltu need rõhud labade kujust, mistõttu võib eraldada radiaalsambakese ristlõikepinnaga F cm² ja uurida selle tasakaalutingimusi.



Joon. 48. Tsentrifugaalpumba töörattaga koos pöörleva vedelikusamba tasakaal.

Pöörlemisteljest kaugusel r olevat elemendikest massiga $\frac{F\Delta r\gamma}{g}$ mõjutab inertsjõud

$$\frac{F\Delta r\gamma}{g} r\omega^2.$$

Sambakese kõigi inertsjõudude summa

$$I = \sum_{z=\frac{D_1}{2}}^{z=\frac{D_2}{2}} \frac{F\Delta r\gamma}{g} r\omega^2 = \sum_{r=\frac{D_1}{2}}^{r=\frac{D_2}{2}} \frac{F\gamma\omega^2}{g} r\Delta r$$

kujutab endast trapetsit kõrgusega $\frac{D_2 - D_1}{2}$ ning alustega $\frac{F\gamma D_2}{2g}\omega^2$ ja $\frac{F\gamma D_1}{2g}\omega^2$:

$$I = \frac{1}{2}\left(\frac{F\gamma D_2}{2g}\omega^2 + \frac{F\gamma D_1}{2g}\omega^2\right) = \frac{F\gamma\omega^2}{2g}\left(\frac{D_2^2}{4} - \frac{D_1^2}{4}\right) =$$

$$= \frac{F\gamma}{2g}\left(\frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2}\right).$$

Eraldatud sambakese tasakaalutingimus võtab seega järgmise kuju

$$p_1''F + \frac{F\gamma(u_2^2 - u_1^2)}{2g} - p_2''F = 0,$$

ehk

$$\frac{p_1''}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} = \frac{p_2''}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}.$$

Liites saadud võrrandi võrrandiga (45) ning võttes arvesse, et $p_1 = p_1' + p_1''$ ja $p_2 = p_2' + p_2''$, saame

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2}{2g},$$

ehk

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \qquad (46)$$

Saadud võrrandi abil on võimalik teisendada võrrand (44) ning anda sellele kuju

$$H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

See on tsentrifugaalpumpade ja hüdroturbiinide arvutamise põhivõrrand.

Asendades võrrandi (43) abil kiirused w_1 ja w_2, saame

$$H = \frac{v_2u_2\cos\alpha_2 - v_1u_1\cos\alpha_1}{g}. \qquad (47)$$

Kuna aga $\alpha_1 = 90°$, siis

$$H = \frac{v_2u_2\cos\alpha_2}{g}. \qquad (47\,a)$$

§ 32. TSENTRIFUGAALPUMPADE LABAD

Selleks, et selgitada labade kuju mõju pumba poolt arendatavale survele, teisendame võrrandi (47 *a*), kasutades võrdust

$$\frac{v_2}{\sin\beta_2} = \frac{u_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)},$$

mille saame väljumiskiiruste kolmnurgast (joon. 47, *b*). Tulemusena saame

$$H = \frac{v_2u_2\cos\alpha_2}{g} = \frac{u_2^2\cos\alpha_2\sin\beta_2}{g\sin(\alpha_2 + \beta_2)} = \frac{u_2^2}{g}\cdot\frac{1}{1 + \frac{\operatorname{tg}\alpha_2}{\operatorname{tg}\beta_2}}.$$

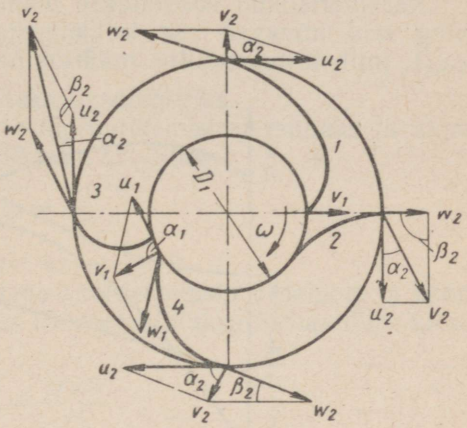
Joonisel 49 on skemaatiliselt näidatud 4 erineva kujuga laba. Laba *1* puhul on absoluutne kiirus v_2 suunatud radiaalselt. Sel juhul $\alpha_2 = 90°$ ja järelikult $H = 0$, s. t. laba on „neutraalne". Laba *2* on ehitatud selliselt, et ratta raadius on talle väljumispiirjoonel puutujaks. Siin nurk $\beta_2 = 90°$ ja järelikult

$$H = \frac{u_2^2}{g}.$$

Laba *3* lõpp on painutatud liikumise suunas. Sel juhul saadakse suur absoluutne väljumiskiirus v_2 ja pumba tööga kaasnevad suured hüdraulilised kaod.

Kuna siin nurk $\beta_2 > 90°$, siis $\alpha_2 < \beta_2 - 90°$ juures muudab surve oma märki. Taolise kujuga labasid ei kasutata.

Pumpades kasutatakse tavaliselt labasid tüüp *4*, milledel otsad on painutatud vastupidi pöörlemissuunale (kiirusele u_2), kusjuures $\alpha_2 \leqslant 20°$. Teades pumba tootlikkust Q, sissevooluava läbimõõtu D_1, sisenemislaiust b ja võlli pöörete arvu n, leiame sissevoolukiiruse



Joon. 49. Pumba tööratta labade kuju.

$$v_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b}; \quad u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Nurk β_1 määratakse suhtest (joon. 48)

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_1}{u_1},$$

suhteline kiirus aga suhtest

$$w_1 = \frac{v_1}{\sin \beta_1}.$$

Suhteline väljavoolukiirus w_2 võetakse ligilähedane w_1-le; kiiruse v_2 radiaalkomponent v_{r_2} võetakse piirides 1 kuni 0,5 v_1.

Kuna

$$w_2 = \frac{v_{r_2}}{\sin \beta_2},$$

saame nurga β_2 määramiseks võrrandi

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_1 \frac{w_1}{w_2} \cdot \frac{v_{r_2}}{v_1}.$$

Teades läbimõõte D_1 ja D_2 ning nurki β_1 ja β_2, on võimalik ehitada sujuva profiiliga laba.

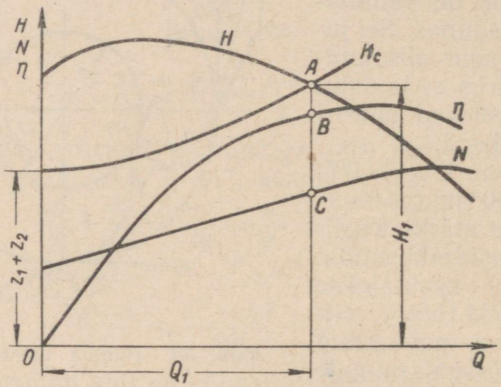
Labade arv määratakse empiirilise valemiga

$$z = 6{,}5 \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}.$$

§ 33. PUMBA KARAKTERISTIK

Pumba karakteristikuks nimetatakse pumba tootlikkuse Q ja surve H, Q ja tarbitava võimsuse N_1 ning Q ja kasuteguri η vahelise seose graafilisi kujutusi.

Karakteristikud koostatakse pumba katsetamistulemuste põhjal ning nad annavad rea iseloomustavaid punkte (H_{max}, N_{max} ja η_{max}), millede teoreetiline määramine on raskendatud.



Joon. 50. Tsentrifugaalpumba võimsuse, surve, kasuteguri ja tootlikkuse karakteristik.

Pumba poolt arendatav surve tasandub torustikus. Vedeliku voolamiseks torudes on vajalik ületada geomeetrilist kõrgust $z_1 + z_2$ (joon. 50) ning kohalikke takistusi nii torustikus kui ka pumbas endas. Torustiku kogutakistuse võib kujutada survena

$$H_c = z_1 + z_2 + \frac{v^2}{2g} \sum h_\zeta.$$

Veekulu Q suurenemisega kasvab vedeliku voolamiskiirus, ühes sellega aga ka kõik hüdraulilised takistused. Kui ehitada H ja H_c kõverad H-Q-koordinaatides, saame kõverate lõikumiskohas punkti A, mis määrab veekulu survel H_1. Punktist A langetatud vertikaaljoon lõikab η ja N kõveraid punktides B ja C, mis annavad tarbitava võimsuse ja pumba kasuteguri.

§ 34. PUMBA POOLT TARBITAV VÕIMSUS JA PUMBA KASUTEGUR

Pumba kasulik töö ühes sekundis

$$N_p = Q\gamma H \text{ kgm/sek},$$

jagatuna mootori poolt sooritatud tööga N, määrab pumba üldise kasuteguri:

$$\eta = \frac{Q\gamma H}{N}. \qquad (48)$$

Kui pumbas ei esineks hüdraulilisi takistusi, siis arendaks ta tarbitud võimsuse N arvel mõnevõrra suuremat survet H'.

Suhet

$$\eta_h = \frac{H}{H'}$$

nimetatakse pumba hüdraulililiseks kasuteguriks.

Kui pumbas ei esineks kadusid ebatihedustest, annaks ta sama võimsuse juures suurema tootlikkuse Q'. Suhe

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'}$$

kujutab endast pumba mahulist kasutegurit.

Pumba mittetöötavate pindade hõõrdekadusid vedelikus ja hõõrdumist tihendites ning laagrites iseloomustatakse mehaanilise kasuteguriga

$$\eta_m = \frac{Q'\gamma H'}{N}.$$

Määrates siit N, saame peale ta asetamist valemisse (48)

$$\eta = \eta_m \cdot \frac{QH}{Q'H'} = \eta_m\eta_v\eta_h.$$

Pumba üldine kasutegur on seega võrdne kolme kasuteguri — mehaanilise, mahulise ja hüdraulilise — korrutisega.

IV peatükk

TURBIINID

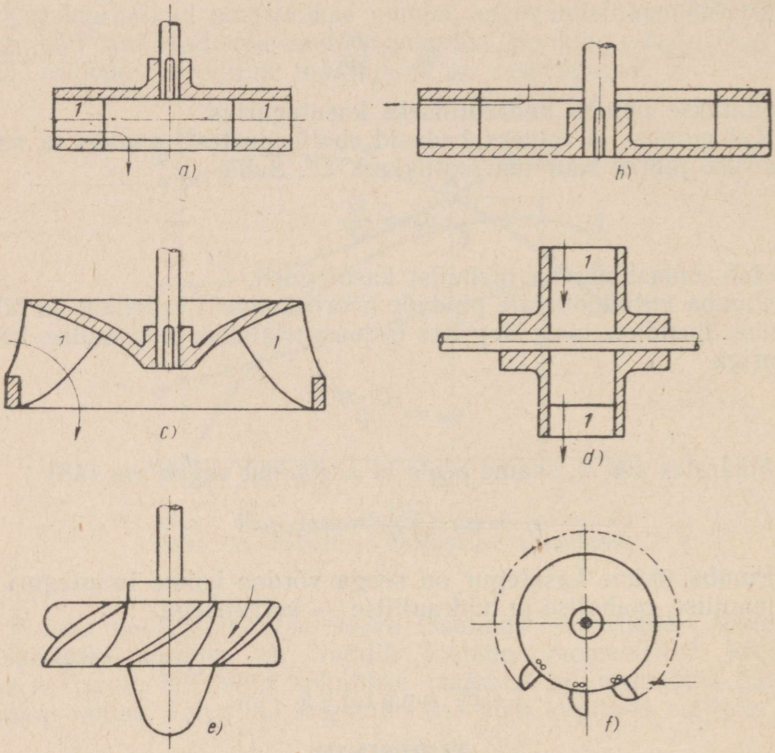
§ 35. VEETURBIINIDE TÖÖTAMISPÕHIMÕTE JA NENDE TÜÜBID

Vedeliku (eelkõige — vee) potentsiaalset ja kineetilist energiat võlli pöörlemise mehaaniliseks energiaks muutvaid masin-mootoreid nimetatakse hüdraulilisteks turbiinideks ehk lühidalt veeturbiinideks.

Veeturbiin koosneb tavaliselt juhtaparaadist, milles veele antakse kindlaksmääratud kiirus ja suund, töörattast koos tugilaagritele asetatud võlliga ja imitorust. Vesi annab oma energia rattale, mis selle omakorda võlli kaudu kannab üle kas elektrigeneraatorile või mõnele teisele töömasinale. Juhtaparaat on kohandatud turbiini reguleerimiseks läbivoolava vee koguse Q m³/sek muutmisega, mõjudes nii turbiini võimsusele N kui ka võlli pöörete arvule.

Joonisel 51 on skemaatiliselt näidatud mitmesuguste veeturbiinide töörattad ning veevoolu suund nendes.

Rattas *a* muutub radiaalne, tsentrisse suunatud liikumine teljesuunaliseks; rattas *b* on voolusuund vastupidine esimesele; rattas *c* voolab vesi kõverjooneliselt, minnes üle teljesuunaliseks; ratast *d* läbides kohtab vesi labasid *1* kahel korral — sisse- ja väljavoolul;



Joon. 51. Veeturbiini tööratasteskeeme.

ratast *e* läbib veevoolus paralleelselt ratta (propelleri) teljega, kuna ratta *f* korral kulgeb veejuga risti teljega, olles sellest konstantsel kaugusel. Kõigi rataste juures avaldab läbivoolav vesi survet ratta labadele.

Tööprotsessi järgi jagatakse turbiinid kokkuleppeliselt kahte klassi: aktiivseteks, mis kasutavad vaid läbivoolava vee kineetilist energiat (joon. 51, *f*), ja reaktiivseteks, mis kasutavad peale vee kineetilise energia ka tema potentsiaalset energiat (joon. 51, *e*).

Aktiivturbiinides on joa kiirus seotud veehulgaga Q, joa ristlõikepinnaga F ja survega H võrdusega

$$v = \frac{Q}{F} = \sqrt{2gH},$$

mis võimaldab määrata vajalikku survet H.

Joonisel 51, *c* näidatud töörattaga ja imitoruga reaktiivturbiini korral arvutatakse surve Bernoulli võrrandi abil.

I ja *II* nivoole (joon. 52) saame

$$z_1 + \frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g},$$

kus p_1 ja v_1 on vee rõhk ja kiirus sisenemisel turbiini töörattasse.

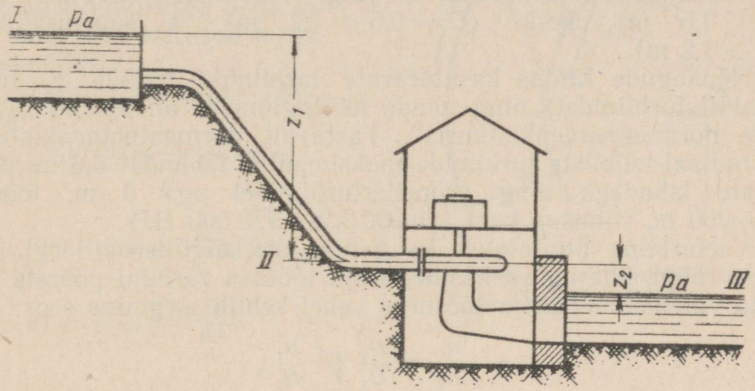
II ja *III* nivoole

$$z_2 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma},$$

kus p_2 ja v_2 on vee rõhk ja kiirus sisenemisel imitorusse.

Liites võrrandid osade kaupa, saame

$$H = z_1 + z_2 = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$



Joon. 52. Skeem surve ning turbiini sisse- ja väljavoolurõhu ning -kiiruse määramiseks.

Vooluse katkemise vältimiseks imitorus peab olema täidetud võrratus

$$\frac{p_2}{\gamma} > h_t,$$

kus h_t on vee keemisrõhule vastav samba kõrgus antud temperatuuril.

Imitoru seadistatakse tavaliselt reaktiivturbiinidele nii alumise veenivoo kohal oleva kogusurve ärakasutamiseks kui ka tööratta läbilaskevõime suurendamiseks täiendava rõhulangu tekitamisega tööratta all. Seejuures annab vesi turbiinist väljudes oma kineetilise energia täielikult ära, mille tagajärjel kasvab turbiinseadme kasutegur.

Vertikaalselt paiknev imitoru laieneb allapoole; ta võib olla ka painutatud, omades sel korral horisontaaljatku (joon. 52).

Horisontaalvõlliga veeturbiini imitoru on põlvega, kusjuures horisontaallõik läheb üle vertikaalseks, laienevaks lõiguks. Parimate omadustega on siiski vertikaalne imitoru. Sõltuvalt töösurvest jagatakse veeturbiinid kolme põhigruppi: madalsurvelised ($H = 1{,}5 \div 25$ m), kesksurvelised ($H = 25 \div 80$ m) ja kõrgsurvelised ($H > 80$ m).

Turbiine, milledel on joonisel 51, *c* näidatud kujuga tööratas, nimetatakse radiaal-teljelisteks (Francis) turbiinideks ja neid kasutatakse kõigil survetel kuni mitmesaja meetrini.

Madalrõhuturbiinideks on pööratavate labadega (Kaplan) turbiinid ja joonisel 51, *e* kujutatud tüüpi töörattaga propellerturbiinid, kõrgrõhuturbiinideks aga kopp-vabajoa (Pelton) turbiinid (joonis 51, *f*).

Kasutatakse nii vertikaal- kui ka horisontaalvõlliga turbiine; viimastel on mõnikord kaks tööratast.

Tööratta välisläbimõõdu D järgi liigitatakse turbiine väike- ($D < 0{,}5$ m), kesk- ($D = 0{,}5 \div 1{,}2$ m) ja suurturbiinideks ($D > 1{,}2$ m).

Nõukogude Liidus kasutatavate turbiinide tüübid ja mõõted (reaktiivturbiinidel) ning nende töötingimused on toodud „Turbiinide normaalnomenklatuuris". Vastavalt normaalnomenklatuurile on radiaal-teljeliste turbiinide maksimaalne läbimõõt 6,6 m, pööratavate labadega ning propellerturbiinidel aga 9 m, töösurve 1,5—250 m, võimsus kuni 125 000 kW (170 000 HJ).

Veeturbiine liigitatakse ka nende kiirekäigulisuse järgi. Kahe sama tüüpi, ühesuguse kasuteguriga töötava turbiini pöörete arvu, ratta välisläbimõõdu ja töösurve vahel kehtib järgmine seos:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}\sqrt{\frac{H_1}{H_2}}, \tag{49}$$

kus indeksid *1* ja *2* kuuluvad võrreldavatele turbiinidele.

Samade turbiinide võimsused on omavahel seotud võrrandiga

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \sqrt{\frac{H_1^3}{H_2^3}}. \tag{50}$$

Kõrvaldades neist valemitest läbimõõtude suhte, saame

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{H_1}{H_2}\sqrt[4]{\frac{H_1}{H_2}} \cdot \sqrt{\frac{N_2}{N_1}}.$$

Kui esimene turbiin vastavatel mõõdetel ja survel $H = 1$ m arendab võimsust $N_1 = 1$ HJ, määratakse ta kiirekäigulisus pöörete arvuga

$$n_1 = \frac{n_2}{H_2}\sqrt{\frac{H_2}{\sqrt{H_2}}}. \tag{51}$$

Pöörete arvu n_1, mida tavaliselt tähistatakse n_s ja mis iseloomustab vaadeldava turbiini tüüpi ja konstruktsiooni, nimetatakse redutseeritud pöörete arvuks ehk turbiini kiirkäigukoefitsiendiks.

Nii näiteks võetakse koppturbiinide projekteerimisel kiirkäigukoefitsient $n_s = 8 \div 30$ p/min, radiaal-teljelistel turbiinidel $n_s = 80 \div 350$ p/min, pööratavate labadega turbiinidel $n_s = 580 \div 820$ p/min ja propellerturbiinidel $530 \div 750$ p/min.

Turbiini suur kiirekäigulisus on hinnatavaks omaduseks, kuna see võimaldab turbiini ühendada elektrigeneraatoriga ilma vaheülekandeta ja kasutada odavamat generaatorit, mis suure kiirekäigulisuse juures osutub ka kompaktsemaks.

Turbiini kiirekäigulisus sõltub töösurvest. Tähistame nagu varemgi absoluutse sissevoolukiiruse labadele v_1 ja väljavoolukiiruse labadelt v_2, vastavad ringkiirused u_1 ja u_2 ning suhtelised kiirused w_1 ja w_2 (joon. 53).

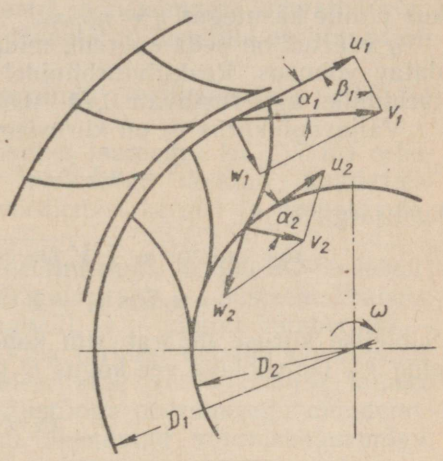
Vastavalt võrrandile (47) saame

$$\eta_h H = \frac{v_1 u_1 \cos \alpha_1 - v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}, \quad (52)$$

kus η_h on hüdrauliline kasutegur ja

$$u_1 = R_1 \omega = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

ning



Joon. 53. Sisse- ja väljavoolukiirus turbiini tööratta labadele.

$$u_2 = R_2 \omega = \frac{\pi D_2 n}{60}.$$

Asendades võrrandis (52) ringkiirused u_1 ja u_2 nende avaldistega, saame

$$\eta_h H = \omega \frac{v_1 R_1 \cos \alpha_1 - v_2 R_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (53)$$

Kui täielikust veekulust Q m³/sek voolab läbi tööratta $Q\eta_v$ m³/sek, kus η_v on mahuline kasutegur, saame võrrandi (53) paremat ja vasakut poolt $\gamma Q \eta_v$-ga korrutades võimsuse töörattal

$$\eta_h \eta_v \gamma Q H = \omega \gamma Q \eta_v \frac{v_1 R_1 \cos \alpha_1 - v_2 R_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Vältimatute mehaaniliste hõõrdekadude tõttu, mida arvestab mehaaniline kasutegur η_m, on võimsus turbiini võllil, väljendatuna pöördemomendi M_p ja nurkkiiruse ω korrutisena, avaldatav kujul

$$M_p \omega = \eta_m \eta_h \eta_v \gamma Q H = \omega \gamma Q \eta_v \eta_m \frac{v_1 R_1 \cos \alpha_1 - v_2 R_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Siit määratakse pöördemoment turbiini võllil

$$M_p = \gamma Q \eta_v \eta_m \frac{v_1 R_1 \cos \alpha_1 - v_2 R_2 \cos \alpha_2}{g}$$

ja kasulik võimsus hobujõududes

$$N = \frac{\gamma Q H}{75} \eta,$$

kus üldine kasutegur $\eta = \eta_v \eta_h \eta_m$.

η väärtus on seda suurem, mida suurem on turbiini poolt arendatav võimsus. Reaktiivturbiinidel on see piires 0,77—0,90; koppturbiinidel aga vastavalt 0,74—0,88.

Väljavoolukiirus v_2 on kiirustega u_2 ja w_2 seotud võrrandiga

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2u_2 v_2 \cos \alpha_2,$$

kust järgneb, et

$$v_2 = u_2 \cos \alpha_2 + \sqrt{(u_2 \cos \alpha_2)^2 - (u_2^2 - w_2^2)} =$$

$$= u_2 \cos \alpha_2 + \sqrt{w_2^2 - u_2^2 \sin^2 \alpha_2}.$$

Suhtelise kiiruse määrab siin kahe laba vahelise kanali ristlõikepind F_2, läbivoolava vee kogus Q ja labade arv z:

$$w_2 = \frac{Q}{F_2 z}.$$

On selge, et v_2 on minimaalne, kui $\alpha_2 = 90°$. Nurga α_2 säärase väärtuse juures annab vesi oma energia täielikult töörattale, kuna ta lahkub viimasest vähima kineetilise energiaga $\frac{v_2^2}{2g}$.

$\alpha_2 = 90°$ puhul võtab võrrand (52) kuju

$$\eta_h H = \frac{v_1 u_1}{g} \cos \alpha_1.$$

Nurk α_1 peab sel juhul olema väiksem kui 90°. Vastav voolu suund nurga α_1 all tekib viltu asetatud juhtlabade korral.

Rakendades võrrandi (46) veeturbiinidele, saame

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}.$$

Reaktiivturbiinides (Francis ja Kaplan tüüpi) on $u_1 > u_2$ ja $w_2 > w_1$, järelikult ka $p_1 > p_2$, s. t. vesi voolab rattasse kõrgendatud rõhul, täites täielikult kõiki selle kanaleid.

Aktiivturbiinides (Pelton tüüpi) $u_1 = u_2$ ja $w_1 = w_2$, järelikult ka $p_1 = p_2$, seega voolab veejuga labadele atmosfäärirõhul, sooritades tööd oma kineetilise energia arvel.

Ühe ja sama Q, H ja D_1 juures on aktiivturbiini pöörete arv väiksem kui reaktiivturbiinil. Kuid veekulu Q on reaktiivturbiinidel alati suurem kui aktiivturbiinidel, sest viimastesse juhitakse vesi vahetult ühe või kahe joana. Järelikult võrdse H ja D_1 juures võib reaktiivturbiinilt saada ka suuremat võimsust.

§ 36. TURBIINIDE KONSTRUKTSIOONID JA TEHNILISED KARAKTERISTIKUD

Kõige levinumaks turbiiniks on radiaal-teljeline turbiin, mille töötamispõhimõtet vaadeldi eelmises paragrahvis. Enamik Nõukogude Liidu hüdrojõujaamu on seadistatud seda süsteemi turbiinidega. Neid kasutatakse survediapasoonis mõnest meetrist kuni 300 ja enam meetrini ning võimsustel mõnekümnest kilovatist kuni saja tuhande ja rohkem kilovatini. Nimetatud turbiinid on lihtsad nii ehituselt kui ka ekspluatatsioonilt.

Konstruktsioonilt jagatakse turbiinid vertikaalseteks (BT) ja horisontaalseteks (ГТ).

Väikese survega põllumajanduslikes jaamades ($H < 7$ m) eelistatakse vertikaalturbiine. Nad paiknevad avatud kambrites, vajavad vähe pinda, on kaalult võrdlemisi kerged ja hinnalt odavad.

Joonisel 54 on näidatud tüüpturbiini mark Ф 300-ВО-60-konstruktsioon. Mark dešifreeritakse järgmiselt: Ф — süsteem Francis, 300 — tööratta tüüp, В — vertikaalvõll, О — lahtine kamber, 60 — tööratta läbimõõt sentimeetrites. Kõik turbiini detailid on valatud. Tööratast läbivat veehulka reguleeritakse voolujoonelise kujuga juhtlabadega, millede asend on välisrõnga pööramisega muudetav. Selleks on viimane tõmbitsa abil ühendatud väntmehhanismiga, mida pööratakse käsitsi tingülekande kaudu.

Väikese võimsusega lahtistel horisontaalturbiinidel on painutatud imitoru; nad on vertikaalsetest raskemad ja vajavad rohkem ruumi. Nende eeliseks on võimalus kasutada lahtist rihmülekannet generaatorile.

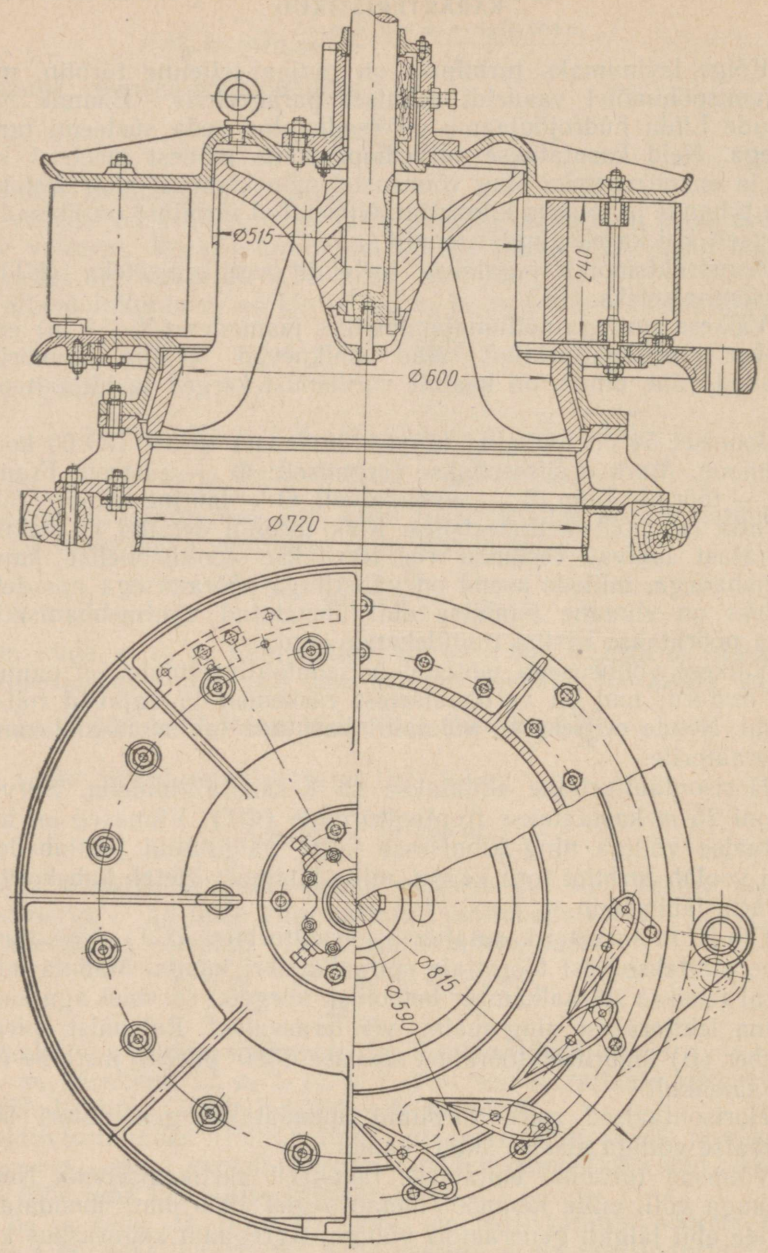
Horisontaalturbiine ehitatakse ka kaksikturbiinidena. Survetel 7 kuni 25 m kasutatakse frontaalturbiine (ФТ). Viimased on horisontaalse võlliga ning kinnisesse kesta paigutatud juhtlabadega. Vesi voolab turbiini toru kaudu, mille läbimõõt ületab kahekordselt tööratta läbimõõdu.

Üle 25 m survetel kasutatakse spiraalturbiine (СТ). Neis turbiinides juhitakse vesi töörattale spiraalkambri kaudu. Madala surve korral tehakse spiraalkamber betoonist, kõrgetel survetel aga keevitatuna lehtterasest ning malm- või terasvalust. Betoonist spiraalkamber (Б) ümbritseb tööratast osaliselt (300° piires), metalne (М) aga täielikult.

Horisontaalsed spiraalturbiinid ühendatakse generaatori horisontaalse võlliga elastse siduri kaudu.

Võimsad turbiinid ehitatakse tavaliselt vertikaalsetena. Nende äärikuga võll, mille läbimõõt ületab sageli 1000 mm, ühendatakse poltide abil jäigalt generaatori võlliga. Agregaadi koguraskus kantakse üle segment-tugilaagrile.

Väike- ja keskvõimsuseliste turbiinide tehnilised karakteristikud on toodud tabelis 6.



Joon. 54. Vertikaalne radiaal-teljeline turbiin Ø 300 BO-60.

Tabel 6

Radiaal-teljeliste turbiinide karakteristikud

Turbiini mark	H m	N HJ	n p/min	D mm	η	Q m³/sek	Kaal kg
BT-2½	6	86	322	600	0,85	1,25	1200
BT-3½	6	163	236	820	0,85	2,34	2300
Ф20-ВО-42	6	31	465	420	0,87	0,49	360
Ф20-ВО-59	6	62,5	333	594	0,87	0,98	500
Ф20-ВО-84	6	127	236	840	0,87	1,96	830
ГТ-2½	6	80	320	600	0,81	1,17	1800
ГТ-3½	6	152	235	820	0,81	2,20	3600
ФТ-1½	12	75	746	360	0,77	0,565	—
ФТ-2	12	134,3	559	480	0,77	1,00	—
СТ-2¼	25	105	640	450	0,80	0,37	5000

Väikeste survete ja suure läbivoolu korral on kasulikum tarvitada pööratavate labadega turbiini (joon. 55). See kuulub kiirekäiguliste turbiinide hulka ja erineb radiaal-teljelistest turbiinidest oma tööratta konstruktsioonilt, mis koosneb võrdlemisi suureläbimõõdulisest südamikust ja südamikus asuva mehhanismi poolt automaatselt reguleeritavast 4—6 labast.

Reguleerimisel pöörduvad tööratta labad üheaegselt tööratta peal asuvate juhtratta labadega.

Taolise ehituse tõttu töötab pööratavate labadega turbiin varemkirjeldatud turbiinist kõrgema kasuteguriga.

Turbiini reguleerimine seisab selles, et tarbitava võimsuse vähenemisel väheneks turbiini läbiv veekogus, kuid pöörete arv jääks endiseks.

Pööratavate labadega turbiini lihtsamaks variandiks on turbiin, mille labasid pööratakse läbi õõnsa võlli kulgeva kangi abil käsitsi.

Automaatse juhtimise puudumisest tingituna on säärase turbiini ökonoomsus väiksem, võrreldes automaatselt reguleeritava turbiiniga.

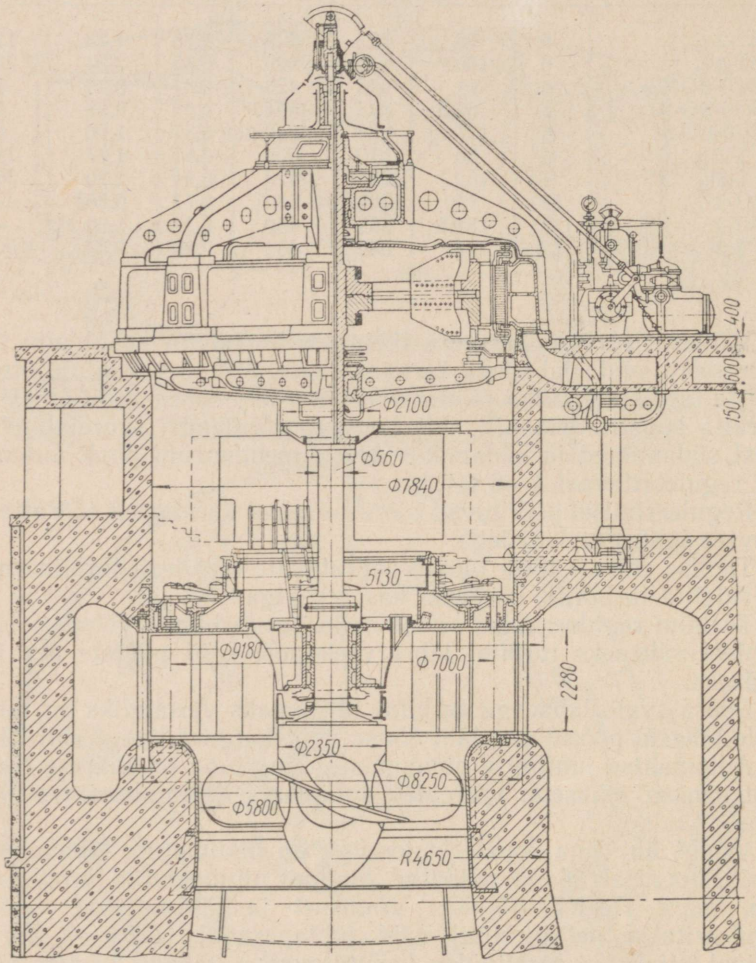
Veelgi lihtsama konstruktsiooniga on liikumatute labadega turbiinid. Joonisel 56 on näidatud taoline, niinimetatud propellerturbiin, mark Пр-К70-ВО-60. Võimsust ja läbivoolavat veehulka reguleeritakse sel turbiinil vaid juhtaparaadi (ehituselt sarnane radiaal-teljelistes turbiinides kasutatavaga) labade käsitsi pööramisega. Võrreldes radiaal-teljelise turbiiniga on propellerturbiinil kaks korda suurem pöörlemiskiirus ja ta võib sama surve ning ratta läbimõõdu juures läbi lasta 1,5 korda rohkem vett.

Säärase konstruktsiooniga turbiin töötab normaalselt, kui surve ja tarbitav võimsus on konstantsed.

Turbiini Пр-К70-ВО-60 tehniline karakteristik labade keskmise asendi ja mitmesuguste survete juures on antud tabelis 7.

Väikese ja keskmise võimsusega hüdrojaamades kasutatakse survete $H = 70 \div 100$ m ja vee väikese läbivoolu puhul kopptur-

biine. Suurtes jõujaamades kasutatakse neid survetel $H > 200$ m. Surve kasvamisega kasvab turbiini võimsus ja pöörete arv. Nii näiteks arendab ühejoaline turbiin, mille koppade algringjoone läbimõõt $D = 1{,}5$ m ja veejoa läbimõõt $d = 125$ mm, survel $H = 750$ m



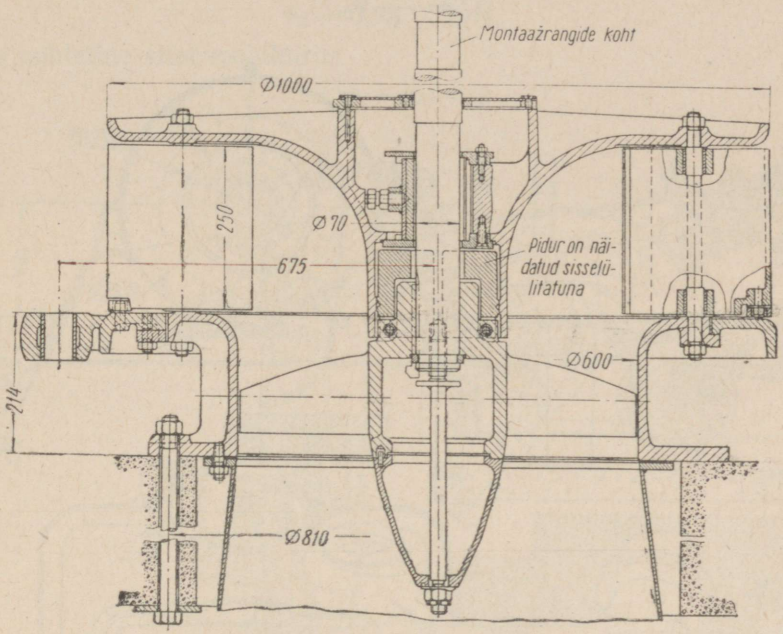
Joon. 55. Pööratavate labadega turbiini ja generaatori ülesseadmise skeem.

võimsust $N = 15\,750$ HJ. Seejuures on veekulu $Q = 2$ m³/sek ja pöörete arv $n = 750$ p/min.

Koppturbiine (joon. 57) valmistatakse nii horisontaalse kui ka vertikaalse võlliga, ühe- või kaherattalisena, milledel igal on üks kuni neli düüsi. Turbiini võll sepistatakse koos kettaga, millele raadiusega 15°-lise nurga all ühendatakse poltide või muude ühendus-

detailide abil kopad. Suuremate ringkiiruste korral (enam kui 50 m/sek) valatakse kopad koos kettaga tervikuna.

Kopa kuju on näidatud joonisel 58.



Joon. 56. Väikese võimsusega propellerturbiin Пр-К-70-ВО-60.

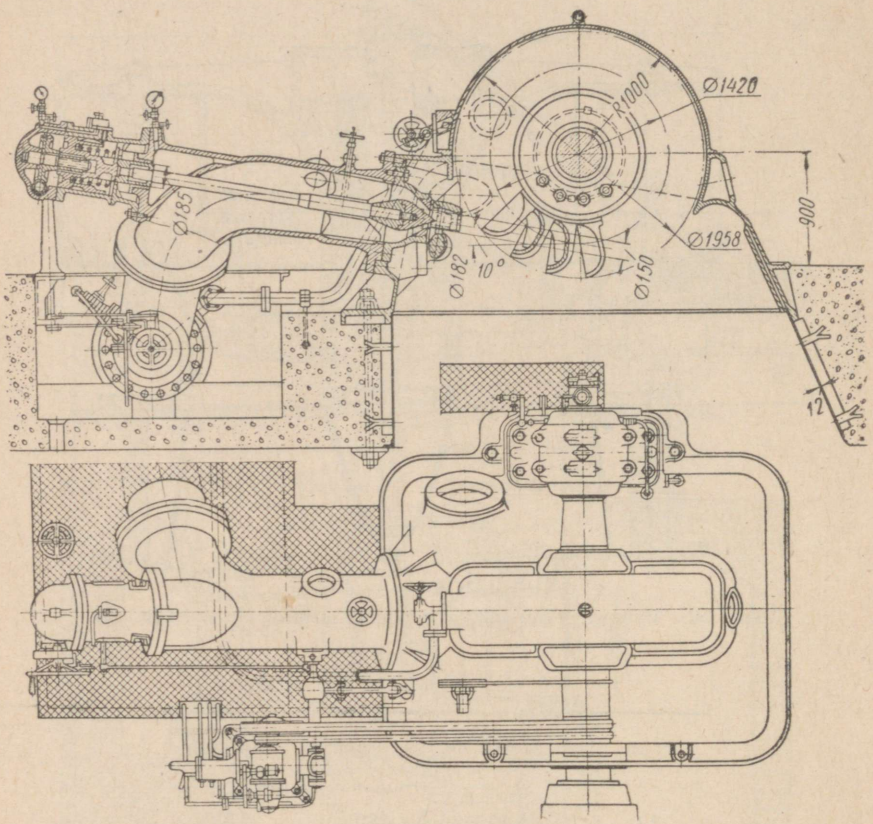
Tabel 7

H m	*N* HJ	*n* p/min	*Q* m³/sek
1,0	5,45	280	0,535
2,0	17,2	395	0,76
3,0	31.7	485	0,93
4,0	48,7	560	1,07
5,0	69,0	625	1,20

Tsentraalne, *d*-ga tähistatud ringjoon määrab labale suunatava joa ristlõike. Kaugust $\frac{D}{2}$ joa teljest võlli teljeni nimetatakse algringjoone raadiuseks. Suurusega *D* iseloomustatakse ratta mõõteid valemis (50). Sõltuvalt nõutavast käigukiirusest võetakse $D = (10—20)d$. Suhte $\frac{D}{d}$ suurenemine viib turbiini pöörete arvu vähenemisele, kuid kindlustab parima kasuteguri.

Koppade mõõted sõltuvad joa läbimõõdust d, mis määratakse maksimaalse veekulu Q m³/sek ja kasuliku surve H väärtuse juures tuntud seostest:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} v_0,$$



Joon. 57. Koppturbiin.

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 0{,}98\sqrt{2gh}$$

ja

$$d = 0{,}54\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}.$$

Seejuures võetakse (joon. 58) $L = 2{,}3d$; $T = 0{,}4L$; $B = 1{,}1L$. Joa lähendamiseks kopa tsentrile tehakse koppadele väljalõige laiusega vähemalt d. Kopas poolitatakse juga terava keskribi (noa) toimel, mille tahkudevaheline nurk $\varphi = 15$—$20°$.

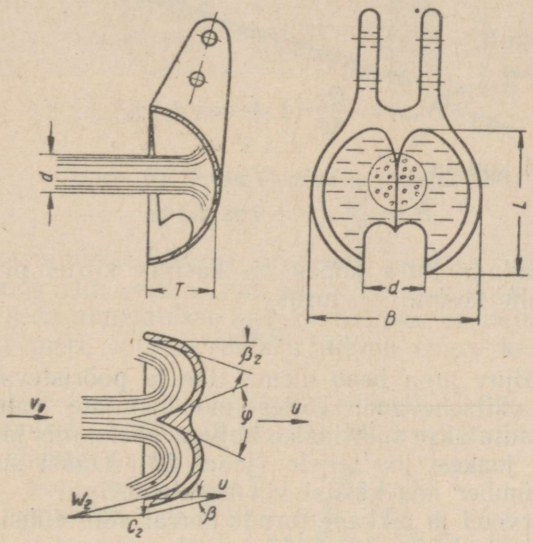
Kopa väljavoolunurk β võetakse 4—7° säärase arvestusega, et väljavoolav juga ei puutuks naaberkopa tagaseina.

Olgu kopa ringkiirus u ja joa sissevoolukiirus noa kandile sattudes

$$v_0 = 0{,}98\sqrt{2gH},$$

siis suhteline sissevoolukiirus

$$w_1 = v_0 - u.$$



Joon. 58. Koppturbiini tööratta kopp.

Kadude puudumisel kopas on suhteline väljavoolukiirus

$$w_2 = w_1 = v_0 - u. \tag{54}$$

Joa poolt tekitatud rõhujõu P määramiseks koostame energia võrrandi, võrreldes ratta poolt vastu võetud energiat Pu vedeliku joa poolt antud energiaga. Viimane kujutab endast joa absoluutsete kiirustega v_0 ja c määratava energia vahet. Vastavalt sellele saame

$$Pu = \frac{Q\gamma}{g}\cdot\frac{v_0^2}{2} - \frac{Q\gamma}{g}\cdot\frac{c^2}{2} = \frac{Q\gamma}{2g}(v_0^2 - c^2). \tag{55}$$

Kiiruskolmnurgast (joon. 58) leiame

$$c^2 = u^2 + w_2^2 - 2uw_2\cos\beta_2,$$

või võrrandi (54) alusel,

$$c^2 = u^2 + v_0^2 - 2v_0u + u^2 - 2u(v_0 - u)\cos\beta_2.$$

Asendades selle võrrandisse (55), saame

$$N = Pu = \frac{Q\gamma}{g}[-u^2 + v_0 u + u(v_0 - u)\cos\beta_2] =$$

$$= \frac{Q\gamma}{g}(1 + \cos\beta_2) \cdot (v_0 u - u^2),$$

kust leiame

$$P = \frac{Q\gamma}{g}(1 + \cos\beta_2)(v_0 - u).$$

Suurus $v_0 u - u^2$ on võimsuse võrrandis maksimaalne, kui $u = \frac{v_0}{2}$, järelikult,

$$N_{max} = \frac{Q\gamma}{4g}(1 + \cos\beta_2) v_0^2$$

ja vastav jõud kopale

$$P = \frac{Q\gamma}{2g}(1 + \cos\beta_2) v_0.$$

Voolamiskadude tõttu kopas on kasulik kiirus pisut väiksem arvutatust. Selle keskmine suurus

$$u_k = 0{,}45 v_0.$$

Düüsist väljuv juga peab olema tihe ja pööristevaba. Selleks tehakse düüs kitsenevana, võttes moodustajate vahelise nurga 60—80°, ja kasutatakse spetsiaalse kujuga nõela, mis lähendab düüsist väljuvaid joakesi joa teljele (joon. 57). Düüsi sulgemisnõela paigutatakse ümber kas käsitsi või regulaatoriga.

Suurtel survetel ja pikkade torude korral võib düüsi kiire sulgemine esile kutsuda hüdraulilise löögi. Selle vältimiseks varustatakse keskmise ja suure võimsusega turbiinid deflektoriga, mis kallutab kogu joa või osa sellest kopast eemale. Regulaator pöörab deflektorit kohe peale koormuse muutumist, misjärel muudetakse aeglaselt nõela asendit.

V peatükk

HÜDROJAAMAD JA HÜDROSEADMED

§ 37. JÕGEDE JA JÄRVEDE VEE-ENERGIA KASUTAMINE. HÜDROEHITUSED JA HÜDROJAAMAD

Veeturbiini tööks on vajalik teatud läbivoolav veekogus Q m³/sek hüdrostaatilisel survel H m. Säärase survega vooluse võimsus on

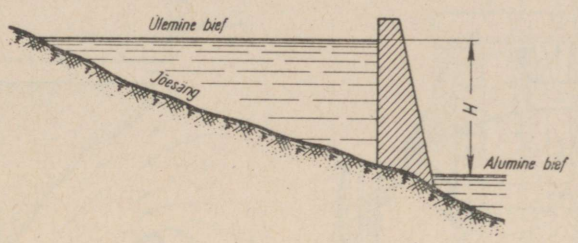
$$N = \frac{Q\gamma H}{75} = \frac{1000\,QH}{75} = 13{,}33QH \text{ HJ},$$

kus vedeliku erikaal $\gamma = 1000$ kg/m³.

Vesi voolab igas jões teatud kindla kiirusega, sõltuvalt kogu jõe pikkusele jaotatud survest.

Selleks aga, et keskendada jõe survet mingisse kindlasse kohta ja seda seal rakendada, tuleb püstitada hüdrotehnilisi ehitusi.

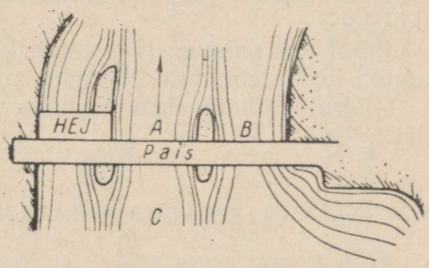
Põhiliseks nimetatud otstarvet täitvaks ehituseks on pais või derivatsioonikanal.



Joon. 59. Paisu ülemine ja alumine bief.

Paisu kasutatakse väikese langusega jõgedel. Sulgedes jõe, tekitab pais enda ette veeala, mis saavutab mõnikord niivõrd suured mõõted, et seda nimetatakse mereks. Sellised on näiteks Rõbinski ja Tsimljanski meri, millede pikkus ulatub enam kui 100 kilomeetrini.

Paisueelset veeala nimetatakse ülemiseks biefiks ja veeala paisu taga — alumiseks biefiks (joon. 59). Hüdroelektrijaam (HEJ) võib asetseda vahetult paisu juures (joon. 60), olles selle osaks, või paikneda paisuga nurga all.



Joon. 60. HEJ asend paisus.

Paisu juurde kuuluvad tavaliselt veelaskeseadmed (*A* ja *B* joonisel 60), mis lasevad vett ülemisest biefist alumisse, kui liigveed ülearuselt täidavad paisu poolt moodustatud veehoidla *C*.

Juhul kui jõgi on laevatatav, kuulub paisu juurde lüüs laevade läbilaskmiseks.

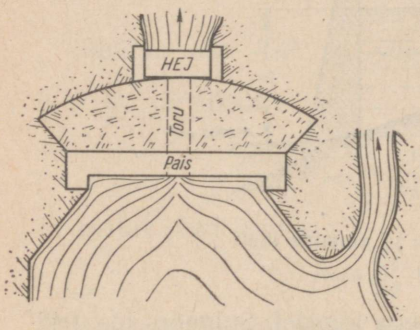
HEJ võib paikneda ka paisust eemal. Sel juhul ühendatakse see veehoidlaga paisu alt läbimineva toruga (joon. 61) või lühikese, ümber paisu mineva juurdevoolukanaliga.

Kiiretel, suure langusega jõgedel ehitatakse paisu asemel derivatsiooniehitused. Taolise HEJ skeem on toodud joonisel 62. Joonelt *MN*, kus jõel algab kõige järsem langus, juhitakse vesi derivatsioonikanaliga *A* survebasseini *B* ja sealt torusid *C* kaudu HEJ turbiinidesse. Turbiine läbinult voolab vesi samasse jõkke tagasi.

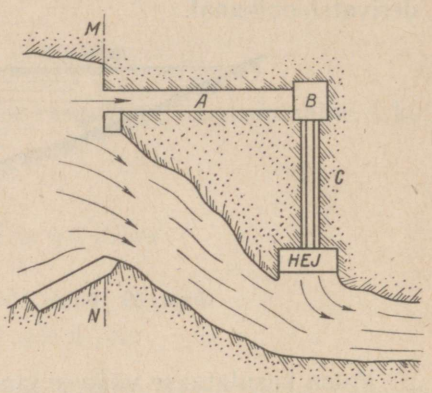
Derivatsioonikanalit kasutatakse ka sel juhul, kui jõgi moodustab suure kääru. Kanal õgvendab jõe loodusliku lõigu ja võib kül-

lalt suure languse korral anda kanali lõpus paikneva HEJ juures tunduva, keskendatud surve.

Läbi jõgesid lahutava kõrgendiku võib tunneli kujulise derivatsioonikanaliga juhtida vett ühest jõest teise, madalamal nivool voolavasse jõkke.



Joon. 61. HEJ asend paisu taga.



Joon. 62. HEJ asend derivatsioonikanalil.

Samuti kasutatakse derivatsioonikanalit vee juhtimiseks hüdroelektrijaama turbiinidele kärestikulistest jõelõikudest, kus langus tekib looduslikult, ja niisutuskanalitest, kus ta moodustatakse kunstlikul teel.

Juhul, kui paisuga tõkestatud jõe vett kasutatakse niisutamiseks, kuulub hüdrotehniliste ehituste hulka ka veehaare.

Hüdrotehniliste ehituste kogu komplekti nimetatakse hüdrosõlmeks.

§ 38. NÄITEID PÕLLUMAJANDUSLIKEST HÜDROELEKTRIJAAMADEST

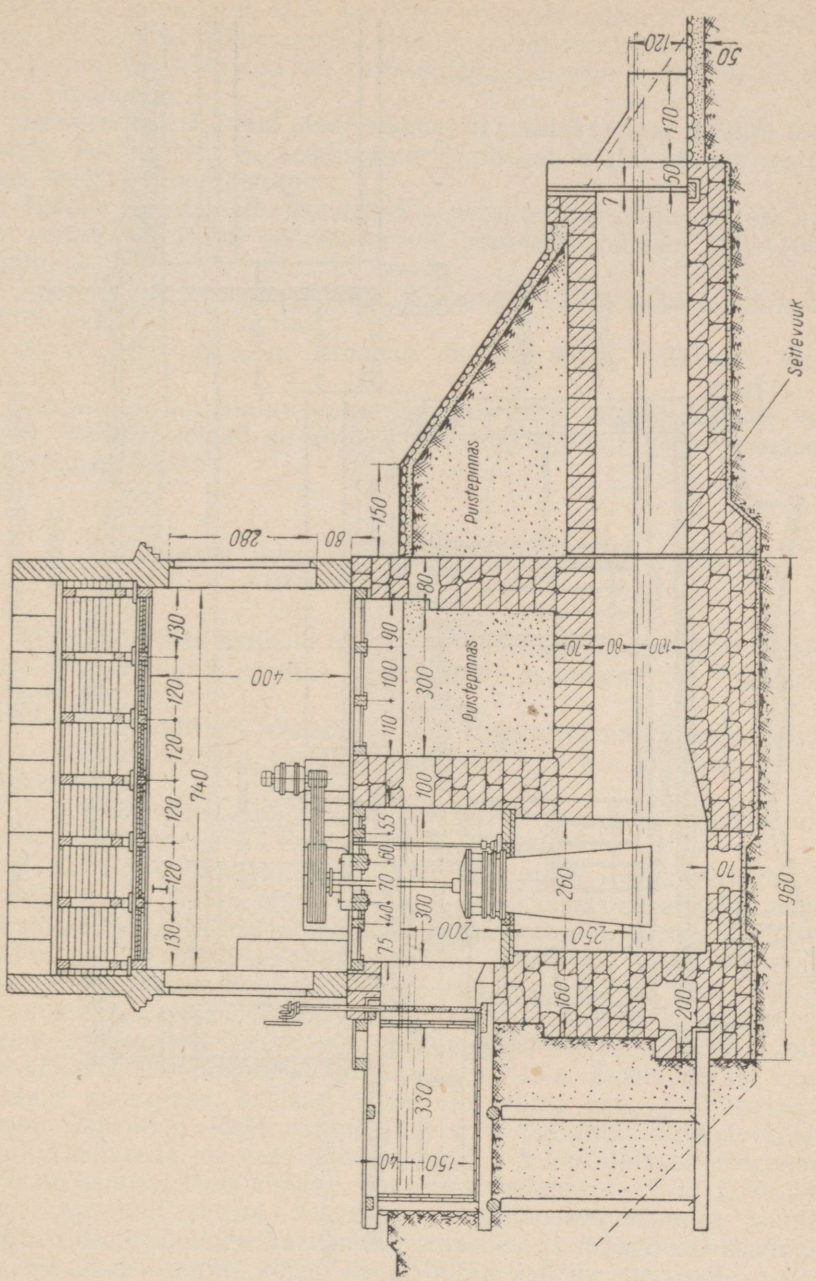
Kolhooside, üksikute tööstusettevõtete ja ka üksikute rajoonide elektrienergiaga varustamiseks on praegusajal Gidroenergoprojekti ja Glavselektri poolt välja töötatud palju HEJ tüüpprojekte.

Sõltuvalt pinnasest kujundatakse elektrijaama veealune osa puitrakisena, kivist (tsementmördil) või betoonist. Pealvee osa puidust, tellistest või samaanist.

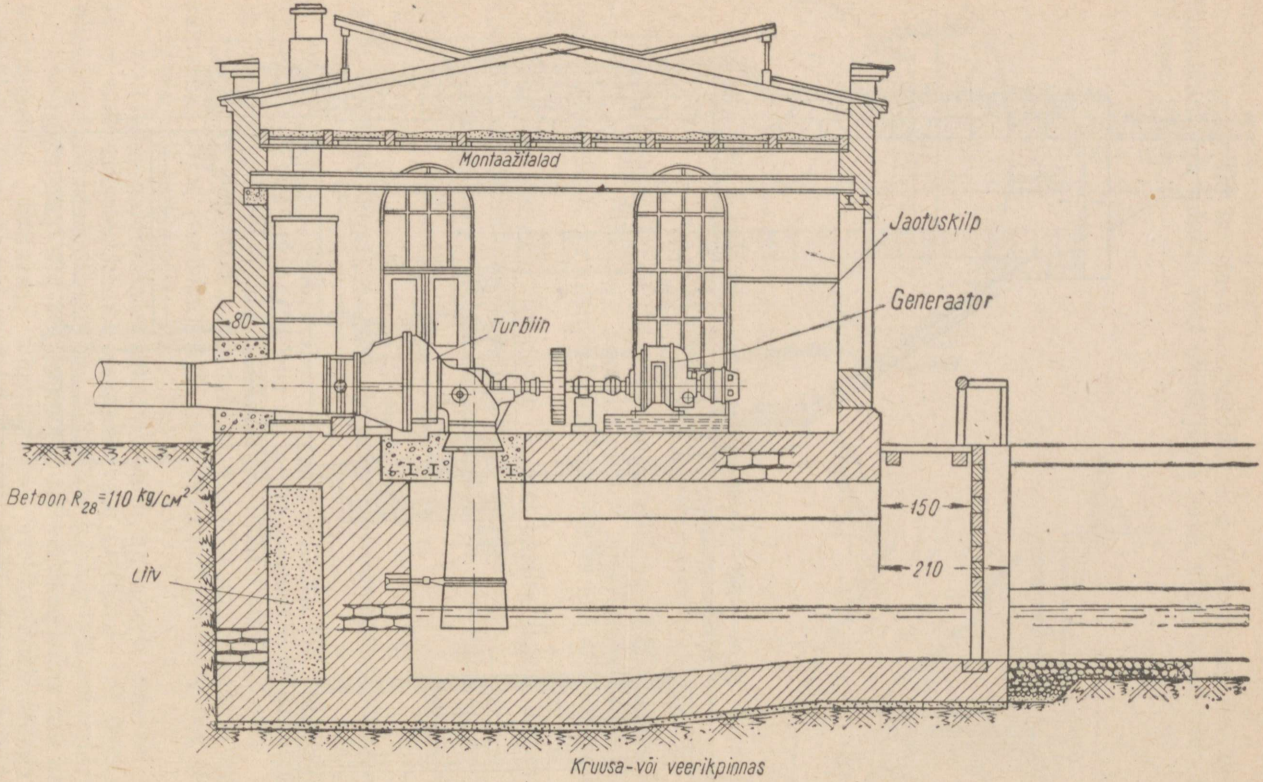
Jõujaama paigutatakse üks või mitu agregaati, mis on varustatud nelinurksetes kambrites asetsevate vertikaal- või frontaalturbiinidega või spiraalkambrites töötavate horisontaalturbiinidega.

Elektrigeneraatorid seadistatakse nii vertikaalseina kui ka horisontaalseina. Esimesed ühendatakse vertikaalturbiinidega kiilrihmülekandega, teised poolristrihmaga. Horisontaalturbiinid ühendatakse horisontaalgeneraatoritega hammasülekande kaudu.

Joonisel 63 on näitena toodud kahe vertikaalturbiiniga BT 3½



Joon. 63. Väike hüdroelektrijaam turbiinidega BT-3½.



Joon. 64. ФТ turbiiniga hüdroelektrijaama hoone.

väikese hüdroelektrijaama hoone ja veealuse osa pikilõige. Survel $H = 4{,}5$ m ja veekulul $Q = 4$ m³/sek annavad mõlemad agregaadid kuni 136 kW-lise võimsuse. Mõõted on antud sentimeetrites.

Joonisel 64 näidatud ΦT turbiinidega (survele kuni $H = 25$ m) HEJ tüüphoone.

Joonisel 62 näidatud skeemi kohaselt juhitakse vesi turbiini toru kaudu. Turbiini ette on seadistatud tiguülekande abil käsitsi avatav ning suletav drossel-sulgur.

Turbiin on otseselt ühendatud generaatoriga, mille pöörete arv on vastavalt turbiini pöörete arvule muudetav piirides 500—1000 p/min.

Pöörete arvu ja pinge järsu kõikumise vältimiseks on turbiini võllile paigutatud hooratas.

Survel $H = 22{,}5$ m arendab turbiin ΦT-2 võimsust kuni 350 HJ.

Turbiin on varustatud imitoruga, mis juhib turbiini läbinud vee renni. Viimase seinad on ühtlasi hüdroelektrijaama hoone veealuse osa vundamendiks.

§ 39. KODUMAISE HÜDROENERGEETIKA AJALUGU JA ARENG VIIENDAL VIISAASTAKUL

Hüdrotehniliste ehituste tekkimine Venemaal kuulub XVI sajandisse. Tööstuslikult kasutas vee-energiat esimesena N. Pskovitin Volhovi jõel.

XVIII sajandil oli Venemaa hüdroenergia kasutamisel eesrindlikuks maaks. Üksnes Uraalis ehitati tol ajal üle kahesaja suure tehasepaisu.

Üheks väljapaistvamaks hüdrotehnikuks oli rahva hulgast pärinev Kozma Dmitrijevitš Frolov (1726—1800).

K. D. Frolov alustas oma tööd Berezovski kullakaevandustes Uraalis, kus ta paistis silma uute kullapesemismasinate leidurina ja kullatootmisprotsesside täiustajana. 1762. a. Frolov siirdus Altaisse, et üles seada Zmeinogorski tähtsamas leiupaigas oma süsteemi kullapesemismasinaid. Seal hüdromehhaniseeris ta kõik maagi purustamise ja pesemise masinad ning kogu tehasesisese transpordi üheainsa võimsa vesiratta ja keeruliste ülekandemehhanismide abil, mis käitasid 104 pesemispinki. Saades 1781. a. Zmeinogorski kaevanduse juhatajaks, hakkas Frolov ellu viima oma grandioosseid plaane. Zmejevka jõele ehitati suur pais (säilinud tänapäevani), mille tulemusena jõe veed panid enam kui 2 km ulatuses pöörlema määratu suurtes maa-alustes kambrites paiknevad 17 m läbimõõduga „elevandi"-rattad. Keerukate ülekandemehhanismide kaudu andsid rattad liikumise kaevanduspumpadele ja maagitõste-seadmetele. Pealmaa-kanalite võrgu kaudu juhiti vett ka saeveskile, sepapajale ja kullapesemisseadmetele. Neil aastatel oli see seadeldis suurimaks maailmas.

1837. a. ehitati paisumeistri Ignati Safonovi poolt esimesed veeturbiinid, milledel oli kõrge kasutegur ja rida teisi eeliseid, võrreldes tol ajal kasutatavate vesiratastega.

Kuni XIX sajandi keskpaigani kasutati hüdrotehnilisi ehitusi vaid mehhanismide otseseks töösserakendamiseks, mistõttu nende võimsus oli tähtsusetu. Veeressursside laialdane kasutamine osutus võimalikuks alles peale vene elektrotehnikute Dolivo-Dobrovolski, D. A. Latšinovi, P. N. Jablotškovi ja I. S. Ussagini poolt elektrienergia kauge maa taha ülekandmise mooduse väljatöötamist ja transformaatori leiutamist.

Veeressursside plaanipärane kasutamine algas meie maal V. I. Lenini ülesandel 1920. a. Vene NSFV elektrifitseerimise plaani GOELRO väljatöötamisega. Üheks esimeseks GOELRO plaani järgi ehitatud hüdrojaamaks on V. I. Lenini nimeline Volhovi HEJ (1926. a.). See varustati tolle aja kohta suurte rootsi agregaatidega võimsusega 75 000 kW. Järgnevalt ehitati Dnepropetrovski, Sviri, Rioni ja teised elektrijaamad.

Mõõdus pisut aega ja nõukogude hüdroturbiiniehitus tegi määratuid edusamme. Tsimljanski HEJ varustati võimsate ning suurepäraseid ökonoomilisi ja ekspluatatsioonilisi näitajaid omavate veeturbiinidega, milledel on väga kõrge kasutegur (kuni 0,92).

Sõltuvalt tarbijate elektrienergia tarbimuse muutusest peab vastavalt muutuma ka turbiini võimsus. Selleks on turbiinil kaks õliga töötavat masinat (servomootorit), mis juhtlabasid pöörates muudavad turbiini läbivat veekogust. Et seejuures ei esineks võrgus elektrivoolu sageduse muutust, rakendub automaatselt töösse tööratta labasid pöörav servomootor.

Juht- ja tööratta labade pöördemehhanismid panevad üheaegselt liikuma jaama masinasaali paigutatud kiirusregulaatori, millega kindlustub turbiini mistahes koormustel küllaldaselt kõrge kasutegur.

Mistahes agregaadi avarii korral jäävad elektrijaama seadmed automaatselt seisma.

TEHNILINE TERMODÜNAAMIKA

VI peatükk

TÖÖTAVA KEHA PARAMEETRID

Tehniline termodünaamika on teadus tingimusist, millede juures soojusenergia võib muunduda mehaaniliseks energiaks.

Termodünaamika alused rajas XVIII sajandi keskel geniaalne vene teadlane, akadeemik Mihhail Vassiljevitš Lomonossov.

Kuni M. V. Lomonossovini vaadeldi soojust kui erilist kaalutut soojusainet — flogistoni. Prantsuse keemik A. Lavoisier arvas valguse ja soojuse kahe kaalutu mateeriana keemiliste elementide hulka. Kaalutu mateeria teooria abil vaadeldi soojenemise olemust flogistoni üleminekuna tulest kuumendatavasse ainesse.

M. V. Lomonossov heitis kõrvale valitseva „flogistoniteooria" ja andis soojuse olemuse ainuõige selgituse.

Teaduste Akadeemia 1745. a. jaanuarikuu istungil kandis M. V. Lomonossov esmakordselt ette „Mõtisklusi soojuse ja külma põhjustest".

Selles töös ta selgitab soojust kui mateeria liikumise resultaati. „On väga hästi teada, et soojus kutsutakse esile liikumisega: vastastikusel hõõrdumisel käed soojenevad, puu kuumeneb süttimiseni; tuleraua löögist ränikivile tekivad sädemed; raud läheb tuliseks tagumisel sagedate ja tugevate löökidega. Kui aga liikumine lõpetada, siis soojus väheneb ja tekitatud tuli lõppude lõpuks sumbub" [1].

Edasi kinnitab M. V. Lomonossov, et „... soojuse põhjus seisneb kehade seotud mateeria sisemises pöörlevas liikumises".

Lomonossovi tööd ennetasid tolleaegset teadust rohkem kui saja aasta võrra ja ei leidnud seepärast jatkamist. Alles XIX sajandil muutus soojuse molekulaar-kineetiline teooria üldtunnustatuks ja on tänini aluseks termodünaamiliste nähete uurimisel.

Gaasi või mõne teise töötava keha olekut määratakse termodü-

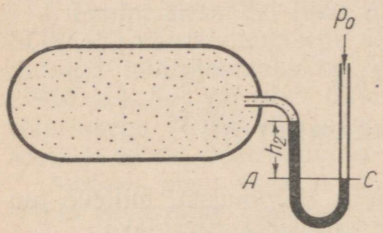
[1] Сочинения М. В. Ломоносова, т. III, изд. АН СССР 1948.

naamikas kolme iseloomustava suurusega. Neid suurusi nimetatakse töötava keha oleku parameetriteks. Töötava keha parameetriteks on rõhk, kilomaht ja temperatuur.

§ 40. RÕHK

Molekulaar-kineetiline teooria vaatleb gaasi rõhku molekulide löökide keskmise resultaadina anuma seinale.

Gaasi rõhk määratakse pinnaühikule langeva jõuga, tähistatakse tavaliselt tähega p ja mõõdetakse kg/cm². Atmosfäärist väiksemate rõhkude mõõtmiseks kasutatakse vaakuummeetrit (joon. 65). Vaakuummeetrid näitavad, kuivõrd mõõdetavas keskkonnas on rõhk madalam atmosfääri rõhust.



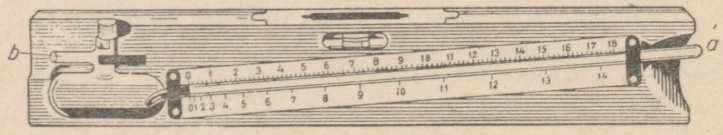
Joon. 65. Gaasi alarõhu mõõtmine anumas.

Absoluutne rõhk reservuaaris määratakse sel juhul baromeetrilise ja vaakuummeetrilise rõhu vahena

$$p_{abs} = p_0 - h_2\gamma. \qquad (56)$$

Eesmärgiga saavutada väikeste alarõhkude mõõtmisel suuremat täpsust tehakse klaastoru üks haru kaldsena (joon. 66).

Taoliste vaakuummeetrite skaala on gradueeritud hõreduse näitamiseks veesamba millimeetrites. Õigeks ülesseadmiseks ühendatakse vaakuummeetrid vesiloodiga ühte agregaati.



Joon. 66. Kaldtoruga vaakuummeeter.

Korrutis $h_2\gamma$ näitab, kuivõrd mõõdetav rõhk on väiksem atmosfääri rõhust (vaakuum), ja tähistatakse $p_{vaakuum}$.

Asetades selle tähistuse valemisse (56), saame

$$p_{abs} = p_0 - p_{vaak}. \qquad (57)$$

Absoluutset rõhku atmosfäärides tähistatakse ata — atmosfääri absoluutrõhk, ülerõhku aga atü — atmosfääri ülerõhk. Näiteks kui manomeetriline rõhk katlas on 10 kg/cm², vastab see 10 atü-le või 11 ata-le.

§ 41. ERIMAHT

Erimahuks nimetatakse kaaluühiku mahtu.

Termodünaamikas võetakse erimahuks 1 kg aine maht mõõde-

tuna kuupmeetrites. Kilomahu ja kaalu vaheline seos määratakse järgmisest avaldusest:

$$v = \frac{V}{G}, \tag{58}$$

kus v on kilomaht m^3/kg;
V — üldmaht m^3;
G — kaal kg.

Kilomahu pöördväärtust, s. o. aine ühe kuupmeetri kaalu kilogrammides nimetatakse erikaaluks ja tähistatakse γ:

$$\gamma = \frac{G}{V} \text{ kg/m}^3. \tag{59}$$

Valemitest (58) ja (59) järgneb:

$$\gamma v = 1,$$

s. t. kilomaht ja erikaal on teineteise pöördväärtused.

§ 42. TEMPERATUUR

Kooskõlas soojuse molekulaar-kineetilise teooriaga kujutab temperatuur endast pidevalt liikuvate molekulide keskmise kineetilise energia mõõtu.

Molekulide liikumiskiiruse vähenedes temperatuur langeb, kiiruse suurenedes aga tõuseb.

Liikumiskiiruse ja temperatuuri vaheline matemaatiline seos määratakse valemiga

$$\frac{mw^2}{2} = BT, \tag{60}$$

kus m on molekuli mass;
w^2 — keskmine ruutkiirus;
T — gaasi absoluutne temperatuur;
B — proportsionaalsuskoefitsient.

Kuna molekuli keskmist ruutkiirust ei saa mõõta, kasutatakse temperatuuride mõõtmiseks temperatuurist otseselt sõltuvaid kehade omadusi. Üheks selliseks omaduseks on keha mahu muutumine soojendamisel. Sel alusel töötavad vedeliku- ja gaasitermomeetrid.

Termoelektrilistes mõõteriistades kasutatakse kahe eri metalli elektromotoorse jõu muutust nende jootekoha soojendamisel. Elektromotoorse jõu suurus määratakse galvanomeetriga, mille skaala on jaotatud kraadideks.

Väga kõrgete temperatuuride mõõtmiseks kasutatakse optilisi püromeetreid, millede töötamispõhimõte rajaneb valguskiirguse energia muutumisel.

Keha kuumutusastme hindamiseks kehtib NSV Liidus üleliidulise standardina rahvusvaheline sajakraadiline temperatuuriskaala, millel nullpunktiks on võetud sulava jää temperatuur, tähistatuna

0° C (null kraadi sajakraadilise skaala järgi). Keeva vee temperatuur baromeetrilisel rõhul 760 mm Hg sammast on võetud võrdseks 100° C. Rahvusvahelise skaala järgi mõõdetavaid temperatuure tähistatakse t või °C. Inglismaal ja USA-s kasutatakse Fahrenheiti skaalat, millel sulava jää temperatuurile vastab 32° F ja keeva vee temperatuurile 212° F.

Fahrenheiti skaala näitude üleviimiseks sajakraadilisele skaalale kasutatakse valemeid

$$t_C^\circ = \frac{5}{9}(t_F^\circ - 32) \tag{61}$$

või

$$t_F^\circ = \frac{9}{5}(t_C^\circ + 32).$$

Termodünaamilistes uurimustes kasutatakse laialdaselt termodünaamilist temperatuuriskaalat. Termodünaamilise skaala järgi loetakse temperatuure, alates absoluutsest nullist. Absoluutsele nulltemperatuurile vastab keha säärane olek, mille juures puudub molekulide soojusliikumine, kuid ei lakka sisemolekulaarne liikumine. Absoluutsele nullile vastab jää sulamistemperatuurist 273,16° C võrra madalam temperatuur.

Termodünaamilise skaala järgi arvestatavaid temperatuure tähistatakse termodünaamilise temperatuuriskaala kasutusele võtnud füüsiku nime järgi T° K (Kelvini kraadid).

Temperatuuri üleviimiseks sajakraadiliselt skaalalt termodünaamilisele skaalale kasutatakse seost

$$T = t^\circ + 273{,}16$$

ehk ligilähedaselt

$$T = t^\circ + 273. \tag{62}$$

Seega vastab 100° C-le termodünaamilise skaala järgi 373° K.

Termodünaamilise skaala järgi mõõdetakse temperatuure vesiniktermomeetriga. Vesiniktermomeetri skaala põhineb vesiniku rõhu muutumisel püsival mahul.

VII peatükk

GAASIDE PÕHILISED OMADUSED

§ 43. IDEAALNE GAAS

Ideaalseks nimetatakse säärast gaasi, millel puuduvad molekulide-vahelised sidestusjõud, molekule endid aga vaadeldakse kui mahtu mitteomavaid materiaalseid punkte.

Reaalsed, tegelikkuses esinevad gaasid on oma omadustelt lähe-

dased ideaalsele gaasile, mistõttu enamikus soojustehnilistes arvutustes võib reaalseid gaase vaadelda ideaalsetena.

Reaalseteks gaasideks on veeaur ning kõrge rõhu ja madala temperatuuri juures olevad gaasid.[1]

Rõhu tõustes või gaasi jahtudes väheneb molekulidevaheline kaugus, mille tagajärjel sidestusjõud suurenevad ja gaas oma omadustelt läheneb vedelikule.

§ 44. BOYLE-MARIOTTE'I JA GAY-LUSSAC'I SEADUS

Termodünaamika oma peamistes järeldustes põhineb rõhu, kilomahu ja temperatuuri funktsionaalsele sõltuvusele.

See seos määrati algul Boyle-Mariotte'i ja Gay-Lussac'i eksperimentaalsete seaduste alusel, kuid praegusajal on gaasi oleku võrrandit kerge tuletada soojuse molekulaar-kineetilise teooria abil.

Molekulaar-kineetiline teooria vaatleb gaasi rõhku kui molekulide liikumise resultaati. Rõhu suurus määratakse gaasi kineetilise teooria põhivõrrandiga:

$$p = \frac{2}{3} n \frac{m w^2}{2}, \tag{63}$$

kus p on gaasi absoluutne rõhk anuma seinale;

n — molekulide kontsentratsioon ehk molekulide arv mahuühikus;

$\frac{m w^2}{2}$ — ühe pidevalt liikuva molekuli keskmine kineetiline energia.

Molekulide kontsentratsioon määratakse seosest

$$n = \frac{N'}{v},$$

kus N' on molekulide arv 1 kg gaasis;

v — gaasi kilomaht.

Asetades molekulide kontsentratsiooni võrrandisse (63), saame

$$pv = \frac{2}{3} N' \frac{m w^2}{2}.$$

Asendades saadud võrrandis ühe molekuli kineetilise energia selle avaldisega võrrandist (60), saame

$$pv = \frac{2}{3} N' BT.$$

Oletame, et muutuvad parameetritega p_1, v_1, T_1 määratud olekuga gaasi temperatuur, rõhk ja kilomaht nii, et gaas võtab parameetritega p_2, v_2, T_2 määratava oleku. Seejuures määratakse gaasi alg- ja lõppolek järgmiste võrranditega:

---

[1] Ideaalsete gaaside seaduspärasuste rakendamine põhjustaks antud juhul arvutustes suuremaid ebatäpsusi. (Tõlk.)

$$p_1 v_1 = \frac{2}{3} N' B T_1;$$

$$p_2 v_2 = \frac{2}{3} N' B T_2.$$

Jagades mõlema võrrandi samanimelised pooled omavahel, saame

$$\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Korraldades liikmed ümber, leiame

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}. \qquad (64)$$

Võrrand (64) on Boyle-Mariotte'i ja Gay-Lussac'i seaduse matemaatiliseks väljendiks. See näitab, et rõhu ja kilomahu korrutise jagatis absoluutse temperatuuriga on igal gaasil konstantne suurus.

§ 45. BOYLE-MARIOTTE'I SEADUS

Kui gaasi üleminek ühest olekust teise toimub konstantsel temperatuuril, võtab võrrand (64) kuju

$$p_1 v_1 = p_2 v_2.$$

Paigutades kordajad ümber, saame

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}. \qquad (65)$$

Kuna

$$v_1 = \frac{1}{\gamma_1}; \quad v_2 = \frac{1}{\gamma_2},$$

siis

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}. \qquad (66)$$

Seosed (65) ja (66) väljendavad Boyle-Mariotte'i seadust: *konstantsel temperatuuril muutub ideaalse gaasi erikaal võrdeliselt ja kilomaht pöördvõrdeliselt gaasi rõhuga.*

Näide 1. Silindris on 0,1 m³ õhku rõhul 0,5 atü. Leida gaasi lõppmaht, kui rõhk tõsta konstantsel temperatuuril 6 atü-le.

Mahu muutuse leiame võrrandi (65) järgi:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}.$$

Lahendamiseks asendame ülerõhu absoluutse rõhuga

$$V_2 = \frac{V_1 p_1}{p_2} = \frac{0{,}1\,(0.5 + 1)}{(6 + 1)} = 0{,}0218 \text{ m}^3.$$

Näide 2. Mitu korda muutub hapniku erikaal, kui rõhk balloonis langeb konstantsel temperatuuril 104 atü-lt 20 atü-le?

Erikaalu muutuse määrame valemi (66) järgi:

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{p_1}{p_2}; \quad \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{20+1}{104+1},$$

ehk

$$\gamma_2 = \frac{1}{5}\gamma_1,$$

s. t. erikaal väheneb 5 korda.

§ 46. GAY-LUSSAC'I SEADUS

Kui gaasi üleminek ühest olekust teise toimub konstantsel rõhul, siis võrrand (64) võtab kuju

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2},$$

ehk

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}. \tag{67}$$

Asendades erimahud erikaaludega, saame

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{T_2}{T_1}. \tag{68}$$

Seosed (67) ja (68) väljendavad Gay-Lussac'i seadust: *konstantsel rõhul muutub ideaalse gaasi kilomaht võrdeliselt ja erikaal pöördvõrdeliselt gaasi absoluutse temperatuuriga.*

Näide. Suitsugaasid, andes soojuse aurukatla küttepindadele, jahtuvad 1200° kuni 400° C. Mitu korda väheneb nende kilomaht, kui gaasi rõhk jahtumisprotsessis ei muutu?

Kilomahu muutuse määrame valemi (67) järgi:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}; \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{1200+273}{400+273} = 2{,}188,$$

s. t. suitsugaaside kilomaht väheneb 2,188 korda.

§ 47. IDEAALSE GAASI KARAKTERVÕRRAND

Boyle-Mariotte'i ja Gay-Lussac'i seaduse alusel võib kirjutada:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2} = \text{konst.}$$

ehk

$$\frac{pv}{T} = \text{konst.}$$

Saadud konstantset suurust, võetuna 1 kg gaasi kohta, tähistatakse R ja nimetatakse gaasikonstandiks.

Gaasikonstant iseloomustab gaasi füüsikaliselt ja on iga gaasi kohta kindel arvuline suurus.

Asetades gaasikonstandi võrrandisse, saame

$$\frac{pv}{T} = R,$$

kust

$$pv = RT. \tag{69}$$

Võrrand (69) seob omavahel ideaalse gaasi põhilised olekuparameetrid: rõhu, kilomahu ja temperatuuri, mistõttu seda nimetatakse *karaktervõrrandiks.*

Esimestena tuletasid selle võrrandi D. I. Mendelejev ja Clapeyron, mistõttu seda mõnikord nimetatakse Mendelejevi-Clapeyroni võrrandiks.

Karaktervõrrandil on erakordselt suur tähtsus, kuna seda kasutatakse laialdaselt termodünaamika praktiliste ülesannete lahendamisel.

Kuna võrrandi (69) vasakus pooles esineb v — gaasi kilomaht, s. t. 1 kg gaasi maht, siis kehtib võrrand 1 kg gaasi kohta.

Meelevaldse gaasikoguse jaoks korrutame võrrandi mõlemaid pooli G-ga (G — gaasi kaal kilogrammides).

Saame

$$pvG = GRT.$$

Et aga $vG = V$, võime võrrandi kirjutada kujul

$$pV = GRT. \tag{70}$$

Võrrand (70) kehtib meelevaldse koguse gaasi kohta.

Praktiliste ülesannete lahendamisel tuleb pöörata tähelepanu võrrandi üksikliikmete dimensioonidele. Rõhk p tuleb võtta kg/m^2, maht V — m^3, temperatuur T — K, gaasi kaal G — kg. Gaasikonstandi R dimensioon on kgm/kg°C.

N ä i d e 1. Leida hapniku kaal 60 l mahuga balloonis, kui rõhk manomeetri järgi on 140 atü ja temperatuur 20 C°.

Hapniku gaasikonstant $R = 26{,}5$ kgm/kg° C.

Kaalu määrame valemi (70) järgi:

$$G = \frac{pV}{RT} = \frac{10^4\,(140 + 1)\,0{,}06}{26{,}5\,(20 + 273)} = 10{,}89 \text{ kg}.$$

N ä i d e 2. Leida õhu gaasikonstant, kui õhu erikaal normaaltingimustel ($p = 10330$ kg/m^2, $T = 273°$ K) on 1,293 kg/m^3.

Leiame õhu kilomahu

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{1{,}293} = 0{,}773 \text{ m}^3/\text{kg};$$

valemi (69) järgi saame

$$R = \frac{pv}{T} = \frac{10330 \cdot 0{,}773}{273} = 29{,}27 \text{ kgm/kg° C}.$$

§ 48. AVOGADRO SEADUS

Esmakordselt esitati Avogadro seadus 1811. a. eksperimentaalse materjali läbitöötamise alusel. Praegusaegne füüsika tuletab Avogadro seaduse gaaside molekulaar-kineetilise teooria põhjal.

Kirjutame gaaside kineetilise teooria põhivõrrandi kahele erinevale sama mahuga ja sama rõhu all olevale ideaalsele gaasile:

$$p = \frac{2}{3} \cdot \frac{N_1}{v_1} \cdot \frac{m_1 w_1^2}{2}; \qquad p = \frac{2}{3} \frac{N_2}{v_1} \cdot \frac{m_2 w_2^2}{2},$$

kus N_1 ja N_2 on kummaski mahus olev molekulide arv.

Kuna vasakud pooled on võrdsed, võime kirjutada

$$\frac{2}{3} \cdot \frac{N_1}{v_1} \cdot \frac{m_1 w_1^2}{2} = \frac{2}{3} \frac{N_2}{v_1} \cdot \frac{m_2 w_2^2}{2}.$$

Juhul kui ka temperatuurid on võrdsed, võib valemi (60) alusel kirjutada

$$\frac{m_1 w_1^2}{2} = \frac{m_2 w_2^2}{2}.$$

Taandades võrdsed suurused, saame

$$N_1 = N_2.$$

Viimane võrdus on Avogadro seaduse matemaatiliseks väljenduseks. Avogadro seaduse võib sõnastada järgmiselt: *erinevate gaaside võrdsed mahud sisaldavad võrdsel rõhul ja temperatuuril võrdse arvu molekule.*

Avogadro seadusest võib järeldada, et samadel rõhkudel ja temperatuuridel gaaside erikaalud sõltuvad nende molekulkaaludest.

Seda väljendab seos

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2}, \qquad (71)$$

kus μ_1 ja μ_2 on gaaside molekulkaalud väljendatuna hapnikuühikutes (hapnikuühikuks võetakse $^1/_{16}$ osa hapnikuaatomkaalust).

Molekulkaalu määramiseks peab teadma molekuli moodustavate aatomite arvu ja nende aatomkaale, väljendatuna samades hapnikuühikutes.

Tabelis 8 on antud mõningate elementide aatomkaalud ja tabelis 9 mõningate gaaside keemilised valemid.

Tabel 8

Mõningate elementide aatomkaalud

Elemendi nimetus	Tähistus	Aatomkaal	Elemendi nimetus	Tähistus	Aatomkaal
Vesinik	H	1	Hapnik	O	16
Süsinik	C	12	Väävel	S	32
Lämmastik . .	N	14			

Tabel 9

Gaaside keemilisi valemeid

Gaasi nimetus	Gaasi keemiline valem	Gaasi nimetus	Gaasi keemiline valem
Vesinik	H_2	Süsihappegaas	CO_2
Hapnik	O_2	Ammoniaak	NH_3
Vingugaas	CO	Metaan	CH_4
Lämmastik	N_2		

Kasutades toodud tabeleid, leiame näiteks süsihapugaasi molekulkaalu:

$$\mu_{CO_2} = 12 + 2 \times 16 = 44.$$

§ 49. GAASI MOOL

Asendades valemis (71) erikaalu kilomahuga, saame

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\mu_1}{\mu_2},$$

ehk

$$v_1\mu_1 = v_2\mu_2 = \text{konst.} \qquad (72)$$

Valemist (72) nähtub, et konstantsel temperatuuril ja rõhul on molekulkaalu ja erimahu korrutis kõikidel gaasidel konstantne suurus.

Gaasi molekulkaaluga arvuliselt võrdset kilogrammide arvu nimetatakse *kilogramm-molekuliks* ehk lühendatult *mooliks*. Mooli kaalu mõõdetakse kg/mool.

Iga gaasi mooli maht on μv ning seda mõõdetakse m^3/mool.

Mool on seega matemaatiline mõiste, mis kergendab paljude termodünaamiliste ülesannete lahendamist.

Samade rõhkude ja temperatuuride juures on kõikide gaaside moolmahud võrdsed ning sõltuvad ainult rõhust ja temperatuurist.

Rõhul 760 mm Hg sammast ja temperatuuril 0° C võetud gaasi moolmahtu nimetatakse normaalseks. Normaalset moolmahtu on kerge leida, kui on teada gaasi molekulkaal ja kilomaht. Näiteks on hapniku kilomaht normaaltingimustel $v = 0{,}7$ m^3/kg ja molekulkaal 32. Järelikult hapniku moolmaht neis tingimusis on $0{,}7 \cdot 32 = 22{,}4$ m^3/mool.

Kõigi teiste gaaside moolmahud on samades füüsikalistes tingimustes sama suured.

Mahu mõõtühiku indeks n tähistab, et maht on määratud normaaltingimustel.

Kasutades mooli mõistet, võib määrata gaasi kilomahu ja erikaalu, kui on teada molekulkaal ja moolmaht normaaltingimustel:

$$v_n\mu = \frac{1}{\gamma_n}\mu = 22{,}4 \text{ m}^3/\text{mool},$$

kust

$$v_n = \frac{22{,}4}{\mu}; \tag{73}$$

$$\gamma_n = \frac{\mu}{22{,}4}. \tag{74}$$

Näiteks lämmastiku erikaalu normaaltingimustel võib määrata võrrandiga (74)

$$\gamma_n = \frac{28}{22{,}4} = 1{,}25 \text{ kg/m}^3.$$

Et leida gaasi erikaalu ja kilomahtu meelevaldsetel tingimustel, kasutame Boyle-Mariotte'i ja Gay-Lussac'i võrrandit

$$\frac{pv}{T} = \frac{p_n v_n}{T_n},$$

kus p, v, T on rõhk, kilomaht ja temperatuur antud tingimustel;
p_n, v_n, T_n — rõhk, kilomaht ja temperatuur normaaltingimustel.

Asendades kilomahu erikaaluga, võime kirjutada võrrandi järgmisel kujul:

$$\frac{p}{\gamma T} = \frac{p_n}{\gamma_n T_n},$$

kust

$$\gamma = \gamma_n \cdot \frac{p}{p_n} \cdot \frac{T_n}{T}. \tag{75}$$

Asetades võrrandisse (75) p_n ja T_n väärtused ning kirjutades γ_n asemel $\frac{\mu}{22{,}4}$, saame

$$\gamma = \frac{\mu}{22{,}4} \cdot \frac{p}{1{,}0333} \cdot \frac{273}{T} = 11{,}8\frac{\mu p}{T}. \tag{76}$$

Võrrandis (76) on rõhk p väljendatud ata-des.

Näide 1. Leida süsihapugaasi CO_2 erikaal rõhul $p = 30$ ata ja temperatuuril 400° C.

Erikaalu leiame valemi (76) järgi:

$$\gamma = 11{,}8 \cdot \frac{\mu p}{T} = 11{,}8\frac{44 \cdot 30}{(400 + 273)} = 23{,}144 \text{ kg/m}^3.$$

Näide 2. Leida metaani CH_4 erikaal normaaltingimustel ning rõhul 20 atü ja temperatuuril 400° C.

Erikaalu normaaltingimustel leiame valemi (74) järgi:

$$\gamma_n = \frac{\mu}{22{,}4} = \frac{16}{22{,}4} = 0{,}714 \text{ kg/m}^3.$$

Erimahu määrame valemiga (73)

$$v_n = \frac{22{,}4}{\mu} = \frac{22{,}4}{16} = 1{,}4 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Rõhul 20 atü ja temperatuuril 400° C määrame erikaalu võrrandi (76) abil:

$$\gamma = 11{,}8\,\frac{\mu p}{T} = 11{,}8\,\frac{16(20+1)}{400+273} = 5{,}891 \text{ kg/m}^3;$$

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{5{,}891} = 0{,}17 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

§ 50. GAASIKONSTANT

Ideaalse gaasi ühe mooli kohta kehtiva karaktervõrrandi saame võrduse (69) mõlemat poolt molekulkaaluga korrutades

$$pv_\mu = \mu RT,$$

kus v_μ on moolmaht.

Kui on teada moolmaht antud tingimustel ja p ning T, võime leida gaasikonstandi suuruse.

Normaaltingimustel ($p = 10\,333$ kg/m² ja $T = 273°$ K) moolmaht $v_\mu = 22{,}4$ m³.

Asendades nimetatud suurused, saame:

$$R = \frac{pv_\mu}{\mu T} = \frac{10333 \cdot 224}{\mu\, 273},$$

ehk

$$R = \frac{848}{\mu} \text{ kgm/kg°C}. \qquad (77)$$

Korrutis $\mu R = 848$ kgm/mool°C on üks ja sama mistahes gaasile. Seda nimetatakse *universaalseks gaasikonstandiks ehk mooli gaasi gaasikonstandiks.*

Näide 1. Leida hapniku O_2 gaasikonstant.
Gaasikonstandi määrame valemi (77) järgi:

$$R = \frac{848}{\mu} = \frac{848}{32} = 26{,}5 \text{ kgm/kg°C}.$$

Näide 2. Leida süsihapugaasi kaal balloonis, mille maht on 2 m³, kui gaasi rõhk on 3 ata ja temperatuur 127° C.
Leiame süsihapugaasi gaasikonstandi valemi (77) järgi:

$$R = \frac{848}{\mu} = \frac{848}{44} = 19{,}27 \text{ kgm/kg°C}.$$

Gaasi kaalu määrame valemiga (70)

$$G = \frac{pV}{RT} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 2}{19{,}27 \cdot 400} = 7{,}78 \text{ kg}.$$

§ 51. REAALSETE GAASIDE KARAKTERVÕRRAND

Nagu juba öeldud, on tuletatud karaktervõrrand ja Boyle-Mariotte'i ning Gay-Lussac'i seadus õiged vaid ideaalsetele gaasidele, kus ei võeta arvesse molekulide vaheliste sidestusjõudude mõju ja molekulide mahtu.

Reaalselt eksisteerivad gaasid kalduvad oma olekumuutustel Boyle-Mariotte'i ja Gay-Lussac'i seadustest kõrvale. Reaalsete gaaside omaduste kõrvalekaldumine põhilistest seadustest suureneb rõhu tõusuga ja temperatuuri langusega.

Esimesena andis reaalse gaasi olekuvõrrandi D. I. Mendelejev 1873. a. Edasiselt uuriti reaalsete gaaside omadusi paljude teadlaste poolt. Uurimist komplitseeris gaasi molekulide assotsiatsioon, s. o. molekulide ühinemine kahe-kolmekaupa kompleksidesse.

Praegusajal meie teadlased, prof. Vukalovitš, Novikov ja teised, on välja töötanud olekuvõrrandi, mis paremini kui kõik teised langeb kokku katsete resultaatidega.

Reaalsete gaaside karaktervõrrand omab kuju:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = R_1 T,$$

kus $\frac{a}{v^2}$ on molekulide vastastikust mõju arvestav suurus;

b — suurus, mis arvestab molekulide mahtu;

R_1 — assotsiatsiooni olemust arvestav gaasikonstant.

Suuruste a, b ja R_1 väärtused on iga gaasi jaoks jäävad. Reaalsete gaaside kõrvalekaldumine Boyle-Mariotte'i ja Gay-Lussac'i seadusest on tehnikas tavaliselt kasutatavatel temperatuuridel ja rõhkudel võrdlemisi tähtsusetu, mistõttu enamiku termodünaamilisi ülesandeid võib lahendada ideaalsete gaaside kohta kehtivate võrranditega.

VIII peatükk

GAASIDE SEGUD

§ 52. DALTONI SEADUS

Enamikus termodünaamilistes arvutustes ei tule opereerida mitte puhaste gaasidega, vaid gaaside segudega. Õhk ja põlemisproduktid kujutavad endast üksikute, üksteisega keemiliselt mitteseotud gaaside segu. Puhta gaasiga tuleb tegemist teha vaid aurujõuseadmetes, kus töötavaks kehaks enamikul juhtudel on veeaur.

Gaaside segu iseloomustavate parameetrite määramine põhineb kujutlusel, et iga segusse kuuluv gaas käitub nii, nagu ei esineks segus teisi gaase ja ta üksinda täidab kogu segu mahtu.

Rõhku, mis oleks gaasil, kui see täidaks üksinda kogu segu

mahu, nimetatakse *partsiaalrõhuks.* Nii näiteks, kui hermeetiliselt suletud, õhuga täidetud anumast eraldada hapnik, siis anumasse jääva lämmastiku rõhk on partsiaalrõhuks. Gaasisegu kui ka üksikute segu koostisse kuuluvate gaaside oleku määramine põhineb Daltoni seadusel: *segu rõhk võrdub üksikute segusse kuuluvate gaaside rõhkude summaga, s. o. partsiaalrõhkude summaga.*

Daltoni seadus väljendub valemiga

$$p = p_1 + p_2 + \ldots + p_n$$

ehk

$$p = \sum_1^n p_i, \tag{78}$$

kus p on segu rõhk;

p_1, p_2, p_n — üksikute segusse kuuluvate gaaside partsiaalrõhud.

Daltoni seadus on õige gaasisegude kohta, kus üksikud segukomponendid ei astu üksteisega keemilisse ühendusse.

Näide: Määrata hapniku partsiaalrõhk õhus, kui õhurõhul 760 mm Hg on lämmastiku partsiaalrõhk 598,2 mm Hg.

Hapniku partsiaalrõhu määrame valemi (78) järgi:

$$p_{O_2} = p - p_{N_2} = 760 - 598{,}2 = 161{,}8 \text{ mm Hg.}$$

§ 53. SEGU KOOSTISE MÄÄRAMISE MOODUSEID

Gaasisegu koostis määratakse kõigi segusse kuuluvate komponentide kogustega. Segu koostis võib olla antud kaaluosadega ehk suhteliste osakaaludega, mahuosadega või moolide arvuga.

Segu suhteliseks osakaaluks nimetatakse üksikgaasi kaalu suhet segu kogukaaluga.

Tähistades suhtelise osakaalu tähega g, saame:

$$g_1 = \frac{G_1}{G}; \quad g_2 = \frac{G_2}{G}; \ldots; \quad g_n = \frac{G_n}{G}, \tag{79}$$

kus G_1, G_2, ... G_n on segu moodustavate üksikgaaside kaalud;

G — segu kogukaal.

Kuna

$$G = G_1 + G_2 + \ldots + G_n,$$

siis

$$g_1 + g_2 + \ldots + g_n = \frac{G_1 + G_2 + \ldots + G_n}{G} = 1. \tag{80}$$

Näide. Suitsugaas koosneb 5 kg CO_2, 2 kg CO ja 13 kg N_2. Leida segu suhteline kaaluline koostis.

Kaalulise koostise määrame valemi (79) järgi:

$$g_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{G} = \frac{5}{5 + 2 + 13} = 0{,}25;$$

$$g_{CO} = \frac{G_{CO}}{G} = \frac{2}{5+2+13} = 0{,}10;$$

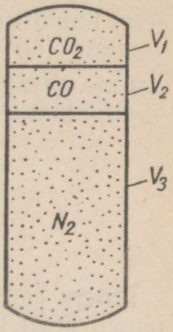
$$g_{N_2} = \frac{G_{N_2}}{G} = \frac{13}{5+2+13} = 0{,}65.$$

Segu koostise määramiseks üksikute komponentide mahtude järgi tuleb need taandada ühele rõhule ja temperatuurile.

Segu moodustava gaasikomponendi mahtu, taandatuna segu rõhule, nimetatakse *taandatud mahuks*.

Taandatud mahtudest koosnevat segu võib vaadelda gaasina, milles üksikud komponendid pole üksteisega ühtlaselt segatud, vaid on üksteisest vaheseinaga eraldatud.

Joonisel (67) on skemaatiliselt näidatud süsihapugaasist CO_2, vingugaasist CO ja lämmastikust N_2 koosneva suitsugaasiga täidetud anum. Gaasid on üksteisest tinglikult eraldatud vaheseinaga.



Joon. 67. Gaaside segu tinglik jaotamine taandatud mahtudesse.

Süsihapugaasi, vingugaasi ja lämmastiku mahud V_1, V_2 ja V_3 kujutavad endast nimetatud gaaside taandatud mahte segu rõhul p ja temperatuuril T.

Gaasi taandatud mahu leidmiseks segu rõhul p ja temperatuuril T, kasutame Boyle-Mariotte'i seadust

$$p_1V = V_1p;\quad p_2V = V_2p;\quad p_nV = V_np,$$

kus $V_1, V_2, \ldots, V_n$ on üksikute segu moodustavate gaaside taandatud mahud;

$p_1, p_2, \ldots, p_n$ — üksikute gaaside partsiaalrõhud.

Eeltoodust leiame

$$V_1 = \frac{p_1V}{p};\quad V_2 = \frac{p_2V}{p};\quad \ldots;\quad V_n = \frac{p_nV}{p}.$$

Määrame taandatud mahtude summa.

$$V_1 + V_2 + \ldots + V_n = V\frac{p_1}{p} + V\frac{p_2}{p} + \ldots + V\frac{p_n}{p},$$

ehk

$$V_1 + V_2 + \ldots + V_n = V\cdot\frac{p_1 + p_2 + \ldots + p_n}{p}.$$

Daltoni seaduse alusel

$$p_1 + p_2 + \ldots + p_n = p,$$

järelikult

$$V_1 + V_2 + \ldots + V_n = V,$$

s. t. üksikute gaaside taandatud mahtude summa võrdub segu üldmahuga.

Üksiku gaasi taandatud mahu suhet segu kogumahuga nimetatakse suhteliseks osamahuks ja tähistatakse r.

Kuna

$$r_1 = \frac{V_1}{V}; \quad r_2 = \frac{V_2}{V}; \quad \ldots; \quad r_n = \frac{V_n}{V},$$

pole raske veenduda, et

$$r_1 + r_2 + \ldots + r_n = \frac{V_1 + V_2 + \ldots + V_n}{V} = 1. \qquad (81)$$

Korrutades suhtelisi osakaalusid või osamahtusid 100-ga, saame segu kaalulise või mahulise koostise protsentides. Sel juhul võtavad valemid (80) ja (81) järgmise kuju:

$$\sum_1^n g_i = 100\%;$$

$$\sum_1^n r_i = 100\%.$$

Segu koostise määramine komponentide moolkoguste järgi sarnaneb segu koostise määramisele suhteliste osamahtude järgi:

$$\frac{M_1}{M} = \frac{V_1}{V} = r_1; \quad \frac{M_2}{M} = \frac{V_2}{V} = r_2; \quad \ldots; \quad \frac{M_n}{M} = \frac{V_n}{V} = r_n, \qquad (82)$$

kus $M_1, M_2, \ldots, M_n$ on üksikute gaaside moolkogused;

M — gaasisegu moolkogus.

Gaasisegu komponentide moolkogused võib määrata seostest

$$M_1 = \frac{G_1}{\mu_1}; \quad M_2 = \frac{G_2}{\mu_2}; \quad \ldots; \quad M_n = \frac{G_n}{\mu_n}.$$

Segu moolkogus määratakse ta gaasikomponentide moolkoguste summaga

$$M = M_1 + M_2 + \ldots + M_n.$$

Näide. Gaas koosneb 5 moolist N_2, 3 moolist CO ja 2 moolist CH_4. Määrata segu suhteline mahuline koostis.

Suhtelise mahulise koostise määrame valemi (82) järgi

$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M} = \frac{5}{5+3+2} = 0{,}5;$$

$$r_{CO} = \frac{M_{CO}}{M} = \frac{3}{5+3+2} = 0{,}3;$$

$$r_{CH_4} = \frac{M_{CH_4}}{M} = \frac{2}{5+3+2} = 0{,}2.$$

§ 54. SEGU KESKMINE MOLEKULKAAL

Et hõlbustada gaasisegudega seosesolevate ülesannete lahendamist, kasutatakse *keskmise molekulkaalu* mõistet. Segu keskmist molekulkaalu võib vaadelda kui mingi ühekomponendilise (fiktiivse), kaaluga G ja moolkogusega M gaasi molekulkaalu.

Keskmine molekulkaal peab olema selline, et ta korrutis segu moolkogusega võrduks segu kogukaaluga

$$G = M\mu_{segu},$$

kus μ_{segu} on segu keskmine molekulkaal, või

$$\mu_{segu} = \frac{G}{M}. \tag{83}$$

Leiame segu keskmise molekulkaalu mahulise koostise järgi, milleks kujutame segu kaalu üksikute komponentide kaalude summana:

$$G = G_1 + G_2 + \ldots + G_n.$$

Kuna

$$G_1 = \mu_1 M_1;\ G_2 = \mu_2 M_2;\ \ldots;\ G_n = \mu_n M_n,$$

siis

$$G = \mu_{segu} M = \mu_1 M_1 + \mu_2 M_2 + \ldots + \mu_n M_n,$$

kust

$$\mu_{segu} = \mu_1 \frac{M_1}{M} + \mu_2 \frac{M_2}{M} + \ldots + \mu_n \frac{M_n}{M},$$

ehk

$$\mu_{segu} = \mu_1 r_1 + \mu_2 r_2 + \ldots + \mu_n r_n,$$

$$\mu_{segu} = \sum_1^n \mu_i r_i. \tag{84}$$

Sel juhul, kui segu on antud suhtelistes osakaaludes, võib keskmise molekulkaalu määrata valemiga (83), kirjutades selle kujul

$$\mu_{segu} = \frac{G}{M_1 + M_2 + \ldots + M_n},$$

kusjuures

$$M_1 = \frac{G_1}{\mu_1};\ M_2 = \frac{G_2}{\mu_2};\ \ldots;\ M_n = \frac{G_n}{\mu_n}.$$

Järelikult, arvestades, et $g_n = \frac{G_n}{G}$, võib kirjutada

$$M_1 = \frac{g_1 G}{\mu_1};\ M_2 = \frac{g_2 G}{\mu_2};\ \ldots;\ M_n = \frac{g_n G}{\mu_n}.$$

Asendades leitud väärtused, saame

$$\mu_{segu} = \frac{G}{\frac{g_1 G}{\mu_1} + \frac{g_2 G}{\mu_2} + \ldots + \frac{g_n G}{\mu_n}}$$

või peale taandamist

$$\mu_{segu} = \frac{1}{\sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i}}. \qquad (85)$$

Näide: Leida gaasi keskmine molekulkaal, kui gaasi suhtelised osamahud on:

$$r_{CO_2} = 0{,}25;\quad r_{CO} = 0{,}05;\quad r_{H_2} = 0{,}05 \text{ ja } r_{N_2} = 0{,}65.$$

Segu keskmise molekulkaalu leiame valemi (84) järgi:

$$\mu_{segu} = \mu_{CO_2} \cdot r_{CO_2} + \mu_{CO} \cdot r_{CO} + \mu_{H_2} \cdot r_{H_2} + \mu_{N_2} \cdot r_{N_2};$$

$$\mu_{segu} = 44 \cdot 0{,}25 + 28 \cdot 0{,}05 + 2 \cdot 0{,}05 + 28 \cdot 0{,}65 = 30{,}7.$$

§ 55. SUHTELISTE OSAKAALUDE JA SUHTELISTE OSAMAHTUDE VASTASTIKUNE SEOS

Suhteliste osakaalude vaheline seos määratakse üldkujul võrrandist

$$g_k = \frac{G_k}{G}.$$

Vastavalt valemile (83), saame

$$G_k = \mu_k M_k;$$

$$G = \mu_{segu} M.$$

Asetades nende võrduste paremad pooled lähtevõrrandisse, saame

$$g_k = \frac{\mu_k M_k}{\mu_{segu} M} = \frac{\mu_k}{\mu_{segu}} r_k.$$

Valemist (84) saame

$$\mu_{segu} = \sum_1^n r_i \mu_i.$$

Asetades molekulkaalu keskmise väärtuse g_k avaldusse, saame

$$g_k = \frac{\mu_k r_k}{\sum_1^n r_i \mu_i}. \qquad (86)$$

Suhteliste osamahtude vaheline seos saadakse avaldusest

$$r_k = \frac{V_k}{V} = \frac{M_k}{M},$$

ehk

$$r_k = \frac{M_k}{M_1 + M_2 + \ldots + M_n}.$$

Kuna $M_k = \frac{G_k}{\mu_k}$, saame

$$r_k = \frac{\frac{G_k}{\mu_k}}{\frac{G_1}{\mu_1} + \frac{G_2}{\mu_2} + \ldots + \frac{G_n}{\mu_n}}.$$

Teades, et $g_i = \frac{G_i}{G}$, jagame nimetajat ja lugejat G-ga

$$r_k = \frac{\frac{g_k}{\mu_k}}{\frac{g_1}{\mu_1} + \frac{g_2}{\mu_2} + \ldots + \frac{g_n}{\mu_n}},$$

ehk

$$r_k = \frac{\frac{g_k}{\mu_k}}{\sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i}}. \qquad (87)$$

N ä i d e. Generaatorgaasi kaaluline koostis on:

$$g_{CO_2} = 0{,}12; \quad g_{CO} = 0{,}20; \quad g_{H_2} = 0{,}135; \quad g_{N_2} = 0{,}545.$$

Leida mahuline koostis.
Mahulise koostise arvutame valemiga (87):

$$r_{CO_2} = \frac{\frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}}}{\frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{g_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}}} = \frac{\frac{0{,}12}{44}}{\frac{0{,}12}{44} + \frac{0{,}20}{28} + \frac{0{,}135}{2} + \frac{0{,}545}{28}} = 0{,}028;$$

$$r_{CO} = \frac{\frac{g_{CO}}{\mu_{CO}}}{\frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{g_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}}} = \frac{\frac{0{,}20}{28}}{\frac{0{,}12}{44} + \frac{0{,}20}{28} + \frac{0{,}135}{2} + \frac{0{,}545}{28}} = 0{,}074;$$

$$r_{H_2} = \frac{\frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}}}{\frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{g_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}}} = \frac{\frac{0{,}135}{2}}{\frac{0{,}12}{44} + \frac{0{,}20}{28} + \frac{0{,}135}{2} + \frac{0{,}545}{28}} = 0{,}696;$$

$$r_{N_2} = \frac{\frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}}}{\frac{g_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{g_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{g_{H_2}}{\mu_{H_2}} + \frac{g_{N_2}}{\mu_{N_2}}} = \frac{\frac{0{,}545}{2}}{\frac{0{,}12}{44} + \frac{0{,}20}{28} + \frac{0{,}135}{2} + \frac{0{,}545}{28}} = 0{,}202.$$

§ 56. SEGU ERIKAALU JA ERIMAHU ARVUTAMINE

Kui segu on antud suhteliste osakaaludega, võib ta koostise kirjutada võrrandi

$$G = G_1 + G_2 + \ldots + G_n$$

põhjal kujul

$$\gamma V = \gamma_1 V_1 + \gamma_2 V_2 + \ldots + \gamma_n V_n,$$

kus $\gamma_1, \gamma_2, \ldots \gamma_n$ on gaasi komponentide erikaalud segu rõhul ja temperatuuril;

γ — segu erikaal.

Jagades võrrandi mõlemad pooled V-ga, saame

$$\gamma = \gamma_1 \frac{V_1}{V} + \gamma_2 \frac{V_2}{V} + \ldots + \gamma_n \frac{V_n}{V},$$

ehk

$$\gamma = \gamma_1 r_1 + \gamma_2 r_2 + \ldots + \gamma_n r_n, \tag{88}$$

s. t.

$$\gamma = \sum_1^n \gamma_i r_i.$$

Järelikult on segu erikaal võrdne segu temperatuuril ja rõhul võetud gaasikomponentide erikaalude ja nende suhteliste osamahtude korrutise summaga.

Segu erimaht leitakse valemist

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{\sum_1^n \gamma_i r_i}. \tag{89}$$

Kui segu on antud suhteliste osakaaludega, võib ta koostise kirjutada võrrandi

$$V = V_1 + V_2 + \ldots + V_n$$

põhjal järgmiselt:

$$\frac{G}{\gamma} = \frac{G_1}{\gamma_1} + \frac{G_2}{\gamma_2} + \ldots + \frac{G_n}{\gamma_n}.$$

Jagades võrrandi mõlemad pooled segu kaaluga G, saame

$$\frac{1}{\gamma} = \frac{g_1}{\gamma_1} + \frac{g_2}{\gamma_2} + \ldots + \frac{g_n}{\gamma_n},$$

ehk

$$\gamma = \frac{1}{\sum_1^n \frac{g_i}{\gamma_i}}. \qquad (90)$$

Segu kilomaht määratakse valemist

$$v = \sum_1^n \frac{g_i}{\gamma_i}.$$

N ä i d e. Gaasisegu kaaluline koostis on järgmine:

$$g_{CO_2} = 0{,}12; \quad g_{H_2} = 0{,}03; \quad g_{N_2} = 0{,}85.$$

Leida segu erikaal ja kilomaht normaaltingimustel.

Leiame gaasisegu komponentide erikaalud normaaltingimustel valemi (74) järgi:

$$\gamma_{CO_2} = \frac{\mu_{CO_2}}{22{,}4} = \frac{44}{22{,}4} = 1{,}964 \text{ kg/m}^3;$$

$$\gamma_{H_2} = \frac{\mu_{H_2}}{22{,}4} = \frac{2}{22{,}4} = 0{,}089 \text{ kg/m}^3;$$

$$\gamma_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{22{,}4} = \frac{28}{22{,}4} = 1{,}25 \text{ kg/m}^3.$$

Leiame segu erikaalu valemi (90) järgi:

$$\gamma = \frac{1}{\frac{g_{CO_2}}{\gamma_{CO_2}} + \frac{g_{H_2}}{\gamma_{H_2}} + \frac{g_{N_2}}{\gamma_{N_2}}} = \frac{1}{\frac{0{,}12}{1{,}964} + \frac{0{,}03}{0{,}089} + \frac{0{,}85}{1{,}25}} = 0{,}927 \text{ kg/m}^3.$$

Segu kilomaht

$$v = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{0{,}927} = 1{,}078 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Juhul, kui segu koostis on antud suhteliste osakaaludega, võib gaasikonstandi määrata gaasisegu ja iga segusse kuuluva gaasi karaktervõrrandi ümberkujundamisega.

Gaasisegu karaktervõrrand

$$pV = GRT.$$

Segu komponentide karaktervõrrandid segu temperatuuril:

$$p_1V = G_1R_1T;$$
$$p_2V = G_2R_2T;$$
$$p_nV = G_nR_nT,$$

kus $p_1, p_2, \ldots, p_n$ on segu komponentide partsiaalrõhud;
$G_1, G_2, \ldots, G_n$ — segu komponentide kaalud;
$R_1, R_2, \ldots, R_n$ — segu komponentide gaasikonstandid.

Summeerides komponentide olekuvõrrandid, saame

$$V(p_1 + p_2 + \ldots + p_n) = (G_1R_1 + G_2R_2 + \ldots + G_nR_n)T.$$

Vastavalt Daltoni seadusele

$$p_1 + p_2 + \ldots + p_n = p;$$

seega

$$V(p_1 + p_2 + \ldots + p_n) = Vp,$$

ehk

$$pV = (G_1R_1 + G_2R_2 + \ldots + G_nR_n)T = GRT,$$

ja

$$GR = G_1R_1 + G_2R_2 + \ldots + G_nR_n.$$

Jagades võrrandi mõlemaid pooli G-ga, saame

$$R = g_1R_1 + g_2R_2 + \ldots + g_nR_n,$$

ehk

$$R = \sum_1^n g_iR_i. \qquad (91)$$

Kui segu on antud suhteliste osakaaludega, võib gaasikonstandi määrata valemi (77) $\left(R = \frac{848}{\mu_{segu}}\right)$ ümberkujundamisega.

Asetades sellesse valemisse $\mu_{segu} = \sum_1^n r_i\mu_i$ väärtuse valemist (84), saame

$$R = \frac{848}{\sum_1^n r_i\mu_i}. \qquad (92)$$

Näide. Gaasi mahuline koostis on järgmine:

$$r_{CO} = 0{,}10, \quad r_{H_2} = 0{,}45, \quad r_{CH_4} = 0{,}35, \quad r_{N_2} = 0{,}10.$$

Leida segu gaasikonstant ja metaani suhteline osakaal.
Leiame segu keskmise molekulkaalu valemi (84) järgi:

$$\mu_{segu} = r_{CO}\mu_{CO} + r_{H_2}\mu_{H_2} + r_{CH_4}\mu_{CH_4} + r_{N_2}\mu_{N_2} =$$

$$= 0{,}10 \cdot 28 + 0{,}45 \cdot 2 + 0{,}35 \cdot 16 + 0{,}10 \cdot 28 = 12{,}1.$$

Gaasikonstandi määrame valemiga (77):

$$R = \frac{848}{\mu_{segu}} = \frac{848}{12{,}1} = 70{,}082 \frac{\text{kgm}}{\text{kg} \cdot \text{C}}.$$

Metaani suhtelise osakaalu leiame valemiga (86):

$$g_{CH_4} = \frac{\mu_{CH_4} r_{CH_4}}{r_{CO}\mu_{CO} + r_{H_2}\mu_{H_2} + r_{CH_4}\mu_{CH_4} + r_{N_2}\mu_{N_2}} =$$

$$= \frac{16 \cdot 0{,}35}{0{,}10 \cdot 28 + 0{,}45 \cdot 2 + 0{,}35 \cdot 16 + 0{,}1 \cdot 28} = 0{,}463.$$

IX peatükk

TERMODÜNAAMIKA ESIMENE SEADUS

§ 58. TERMODÜNAAMIKA ESIMESE SEADUSE FORMULEERING

Termodünaamika esimene seadus on energia jäävuse ja muunduvuse seaduse erijuhus.

Esimesena väljendas mõtte energia muutumatusest üleminekul ühest vormist teise M. V. Lomonossov.

Kirjas L. Eulerile kirjutas Lomonossov 5. juulil 1748. a.: „. . . kõik looduses toimuvad muutused kulgevad säärasel kujul, et niipalju kui ühele lisandub, niipalju võetakse teiselt ära, niipalju kui ühele kehale lisandub ainet, niipalju võetakse teiselt ära, nii mitu tundi ma vajan uneks, nii mitu võtan ärkvelolekust jne. See looduse seadus on niivõrd üldine, et ta ulatub ka liikumise reeglitele: keha, mis tõukab liikuma teise, kaotab oma liikumisest niipalju kuipalju ta annab seda teisele kehale." [1]

Sada aastat hiljem kordas saksa arst R. Mayer Lomonossovi seadust palju kitsamas formuleeringus, kohaldatuna ainult energia jäävusele, sidumata seda aine jäävusega.

Lomonossovi avastatud seadus mateeria ja liikumise jäävusest teenindab inimkonda juba rohkem kui sada aastat ja jätkab seda ka praegusajal loodusteaduste ja tehniliste teaduste, selle hulgas ka tehnilise termodünaamika arengu alusena.

Mateeria ja liikumise jäävuse seadus kannab *Lomonossovi seaduse* nimetust.

---

[1] Письмо к Эйлеру 5-го июля 1748 г. Изд. АН СССР, том III, стр. 87, 1948.

Tuleb märkida, et Lomonossovi poolt tarvitatud nimetust „liikumine" peab Engels palju kohasemaks kui Mayeri võetud nimetust „energia".

Oma töös „Looduse dialektika" kirjutab Engels: „Liikumine, vaadelduna sõna kõige laiemas mõttes, s. t. mõistetav kui mateeria eksisteerimise viis, kui mateeriale omane sisemine atribuut, haarab enda alla kogu maailmaruumis toimuvad muutused ja protsessid alates lihtsast ümberpaigutusest ja lõpetades mõtlemisega."

Mateeria ja liikumise jäävuse seadusest tuleneb ekvivalentsusseadus, mille kohaselt erinevad liikumise vormid lähevad ühest teise rangelt ekvivalentses vastavuses.

Ekvivalentsusseadus on laiendatav soojuse mehaaniliseks energiaks muundumisele. Temast tuleneb termodünaamika esimene seadus, mille kohaselt *soojus võib muunduda tööks ja töö — soojuseks vastavalt kindlaksmääratud ekvivalendile.* Üks kilokalor soojust sooritab mehaaniliseks energiaks muundudes 427 kilogramm-meetriga võrdse töö.

Termodünaamika esimene seadus väljendub seosega

$$Q = AL, \tag{93}$$

kus Q on tööks muundunud soojusehulk;

L — soojuse arvel saadav töö;

A — proportsionaalsuskoefitsient.

Soojuse mõõtühikuks on kilogramm-kalor, ehk suur kalor, mida tähistatakse k c a l.

Kilokalor on soojusehulk, mis on vajalik 1 kg vee soojendamiseks 19,5° kuni 20,5° C normaalsel atmosfäärirõhul.

Töö mõõtühikuks on kilogramm-meeter, mida tähistatakse k g m. Eeltoodud võrrandis esinevat proportsionaalsustegurit A

$$A = \frac{1}{427}\ \frac{\text{kcal}}{\text{kgm}}$$

nimetatakse *töö termiliseks ekvivalendiks.*

Töö termilise ekvivalendi pöördväärtust

$$\frac{1}{A} = 427\ \text{kgm/kcal}$$

nimetatakse *soojuse mehaaniliseks ekvivalendiks.*

Töö termiline ekvivalent näitab, missugune soojusühikute arv vastab ühele kilogramm-meetrile tööle. Soojuse mehaaniline ekvivalent näitab aga, milline mehaanilise energia ühikute arv vastab ühele kilokalorile.

Termodünaamika esimene seadus näitab, et on võimatu ehitada igavesti töötavat masinat (perpetuum mobile), mis annaks mehaanilist energiat „mittemillestki", ilma teisi energialiike kulutamata.

§ 59. GAASI SISEENERGIA

Arvukad vaatlused näitavad, et enamikul juhtudel ei saa gaasile antud soojust muundada täielikult mehaaniliseks tööks, kuna osa sellest kulub gaasi soojendamiseks, s. t. gaasi temperatuuri tõstmiseks.

VI peatükist nähtus, et temperatuuri tõus on gaasi molekulide kineetilise energia suurenemise väliseks tunnuseks.

Termodünaamiliste protsesside uurimisel on huviobjektiks mitte siseenergia absoluutne suurus, vaid selle muutumine protsesside vältel.

Siseenergia muutus määratakse järgmise avaldusega:

$$\Delta U = U_2 - U_1,$$

kus ΔU on siseenergia muutus protsessi vältel;

U_1 ja U_2 — siseenergia väärtus protsessi algul ja lõpul.

Toodud seosest selgub, et siseenergia kvantitatiivne muutus ei sõltu protsessi liigist, vaid töötava keha olekust protsessi algul ja lõpul, seega töötava keha temperatuurist.

§ 60. SOOJUSVÕRRAND

Soojusehulk, mis võib muunduda mehaaniliseks tööks, on üldjuhul määratud võrrandiga

$$Q - \Delta U = AL,$$

või teisiti väljendatuna

$$Q = \Delta U + AL, \tag{94}$$

kus Q on gaasile juurde antud soojus.

Seda võrrandit nimetatakse *soojusvõrrandiks* ehk termodünaamika esimese seaduse matemaatiliseks väljenduseks.

Juhul kui soojust antakse juurde 1 kg gaasile ning seda mõõdetakse kcal/kg, väljendub soojusvõrrand kujul

$$q = \Delta u + Al, \tag{95}$$

kus q on 1 kg gaasile juurde antud soojusehulk kcal/kg;

Δu — 1 kg gaasi siseenergia muutus kcal/kg;

l — 1 kg gaasi kohta saadud töö kgm/kg.

Mistahes gaasi lõpmata väikese olekumuutuse korral võib võrrandit (95) avaldada diferentsiaalkujul:

$$dq = du + Adl, \tag{96}$$

kus dq on lõpmata väike gaasile juurde antud soojusehulk;

du — gaasi siseenergia lõpmata väike muutus;

dl — gaasi poolt sooritatud lõpmata väike töökogus.

Võrrandite (94) ja (95) kõik liikmed võivad olla positiivsed või negatiivsed.

Tehnilises termodünaamikas loetakse soojus Q positiivseks, kui ta antakse töötavale kehale, ja negatiivseks, kui see töötavalt kehalt ära võetakse.

Siseenergia muutus ΔU loetakse positiivseks, kui töötava keha temperatuur suureneb, ja negatiivseks, kui töötava keha temperatuur väheneb.

Töö L loetakse positiivseks töötava keha paisumisel ja negatiivseks mahu vähenemisel.

§ 61. TÖÖ ANALÜÜTILINE JA GRAAFILINE KUJUTAMINE

Et määrata gaasile juurde antud soojuse arvel saadud tööd, kujutleme, et silindris, milles asub liikuv kolb, asub 1 kg gaasi rõhu all p_1, kilomahuga v_1 ja temperatuuriga T_1 (joon. 68).

Kolvile mõjuv rõhujõud tasakaalustub kolvivarrele rakendatud jõuga ja atmosfäärirõhuga.

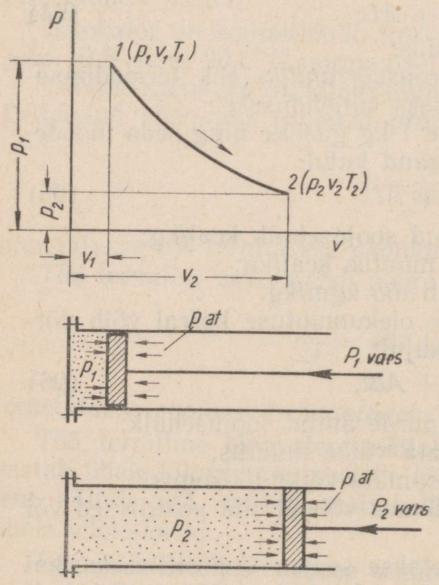
Oletame, et kolvivarrele mõjuv jõud väheneb pidevalt. Sel juhul hakkab kolb gaasi rõhu mõjul liikuma paremale, mille tagajärjel suureneb gaasi maht ja väheneb rõhk.

Kolvi liikumisprotsess lõppegu momendil, mil gaasi rõhk on p_2, maht v_2 ja temperatuur T_2.

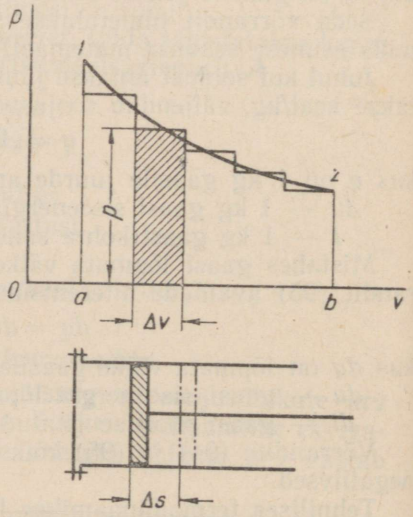
Gaasi olekumuutuse protsessi näitlikumaks selgitamiseks kujutame protsessi p-v-koordinaatides. Gaasi algolekut kujutab seejuures punkt *1* (joon. 68), mille asendi saame määrata, kui abstsisstelje (horisontaalile) märkida gaasi kilomaht v_1 ja ordinaatteljele (vertikaalile) rõhk p_1 ning vastavatest punktidest tõmmata telgedele ristsirged. Viimaste lõikepunkt määrab punkt *1* asukoha.

Gaasi olekut protsessi lõpul kujutab p-v-koordinaatides punkt *2*.

Kui igale väga väikesele mahumuutusele määrata p-v-teljesti-



Joon. 68. Gaasi paisumisprotsess p-v-diagrammil.



Joon. 69. Gaasi töö määramine.

kus gaasi rõhk, saame rea punkte, mis kujundavad gaasi oleku muutuse protsessi *1 — 2* kõvera. See kõver väljendab gaasi paisumisprotsessi.

Kui protsess kulgeb vastupidises suunas, väheneb gaasi maht. Säärast protsessi nimetatakse surve- ehk komprimeerimisprotsessiks.

Gaasi mahu suurenemisel ületab edasiliikuv kolb temale mõjuvat jõudu ehk teisiti öeldes — sooritab tööd, mida nimetatakse paisumistööks.

Toodud näite juures raskendab tehtud töö määramist rõhu pidev muutumine protsessi vältel.

Paisumistöö määramiseks võib antud juhul kogu protsessi jagada väga väikesteks elementideks ja iga säärase elemendi piires lugeda rõhk teatud lähendusega konstantseks.

Joonisel 69 on toodud elementideks jaotatud protsessi kõver, kus rõhk iga elemendi piires on võetud konstantsena.

Elementaarprotsessis tehtud töö määrame jõu ja selle mõjumistee korrutisena

$$\Delta l = pF\Delta s,$$

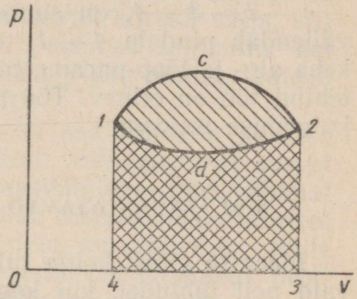
kus Δl on elementaartöö;
p — rõhk kolvi pinnaühikule;
F — kolvi pind;
Δs — kolvi käik elementaarprotsessis.

Kuna

$$\Delta sF = \Delta v,$$

kus Δv on mahu juurdekasv elementaarprotsessis, saame ümberkujundamisel

$$\Delta l = p\Delta v.$$



Joon. 70. Töö suuruse sõltuvus protsessi iseloomust.

Graafiliselt määrab elementaartöö viirutatud ristkülik. Kui summeerida n lõigu ulatuses kõik elementaartööd, kujuneb summa

$$\sum_{1}^{n} p\Delta v.$$

Saadud summa väljendab astmelise joonega kujutatud protsessis *1 — 2* sooritatud tööd. Diagrammil väljendub see pindalaga, mis asub astmelise joone *1 — 2* ja abstsisstelje vahel.

Et astmeline joon vastaks täpsemalt protsessikõverale, tuleb elementaarsete lõikude arvu n lõpmata suurendada, mille tulemusena astmed vähenevad ja astmelise joone asemel saame sujuva kõverjoone.

Graafiliselt määrab vaadeldavas protsessis tööd pind, mille moodustab kõver *1 — 2*, abstsisstelg ja piirdeordinaadid, s. o. pind *a — 1 — 2 — b — a*.

Matemaatiliselt määratakse töö suurus lõpmata suure arvu lõpmata väikeste elementaartööde liitmisega.

Lõpmata väikest elementaartööd väljendab diferentsiaal

$$dl = pdv. \tag{97}$$

Nagu teada matemaatikast, on lõpmata väikeste suuruste summa piiriks integraal

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv. \tag{98}$$

Integraali lahendamiseks peab teadma rõhu muutuse sõltuvust mahust ehk protsessi käiku.

Töö ei sõltu seega mitte ainult töötava keha alg- ja lõppolekust, vaid ka protsessi käigust.

Joonisel 70 on näidatud töötava keha parameetrite muutuse protsessid *1 — c — 2* ja *1 — d — 2*.

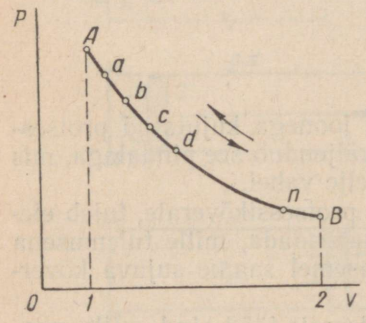
Protsessis *1 — c — 2* sooritatud töö, mille määrab pindala *4 — 1 — c — 2 — 3 — 4*, on suurem kui töö protsessis *1 — d — 2*, mida väljendab pindala *4 — 1 — d — 2 — 3 — 4*. Järelikult on töötava keha alg- ja lõpp-parameetrid neis protsessides ühed ja samad, kuid tehtud töö on erinev. Töö erinevuse määrab antud juhul protsessi kulgemise iseloom.

§ 62. TAGASTATAVAD JA TAGASTAMATUD PROTSESSID

Ideaalse gaasi kohta tuletatud karaktervõrrandit võib tarvitada vaid neil juhtudel, kui kogu gaasi massil on antud mahu kõigis punktides ühesugused parameetrid, s. t. gaas on tasakaaluolekus.

Joonisel 71 on kujutatud töötava keha oleku muutuse tasakaalustatud protsess.

Protsessikõver kujutab endast rida üksteisele järgnevaid olekuid, mis on märgitud tähtedega *a*, *b*, *c*, *d* ... *n*.



Joon. 71. Gaasi oleku muutuse tagastatav protsess.

Üleminek ühest tasakaaluolekust teise võib toimuda vaid gaasi parameetrite lõpmata väikeste ja lõpmata aeglaselt kulgevate muutuste teel.

Rõhk ja temperatuur saavad olla ainult mahu lõpmata aeglase muutuse tingimustel kogu gaasi massi ulatuses karaktervõrrandiga määratud tasakaaluolekus.

Pööriste olemasolu gaasis või soojuse ülekanne väliskeskkonda hävitab protsessi tasakaalustatud kulgemise, sest üksikutes punktides või-

vad tekkida tingimused, mis erinevad gaasi kogu massi olekutingimustest.

Tasakaalustatud protsess võib kulgeda olekust A olekusse B ja ümberpöördult — olekust B olekusse A. Vastupidisel protsessil läbib gaas neidsamu koordinaatide süsteemis punktidega $a, b, c, d \ldots, n$, määratud tasakaaluolekuid.

Protsesse, mis vastavad gaasi paisumisele, nimetatakse otsesteks protsessideks, sama kõveraga kujutatud komprimeerimisprotsesse aga pöördprotsessideks.

Protsesse, mis võivad kulgeda nii otseses kui ka pööratud suunas läbi samade tasakaaluolekute, nimetatakse *tagastatavateks*. Tagastatavate protsesside vajalikud eeltingimused on:

1) gaasi oleku lõpmata aeglane muutumine;
2) lõpmata paljude tasakaaluolekute olemasolu;
3) välis- ja sisehõõrdumise puudumine;
4) keemiliste muudatuste puudumine töötavas kehas.

Tegelikult kulgevad protsessid gaasides lõpliku kiirusega ja järelikult gaasi oleku parameetrid ei saa olla ühesugused kogu gaasi massi ulatuses. Näiteks, kui kolb liigub silindrist kiiresti välja, siis gaasi kihid, mis asuvad kolvile lähemal, paisuvad kiiremini kui kolvist kaugemal asuvad kihid. Töötava keha oleku muutus kulgeb sel juhul keerulise seaduspärasuse kohaselt.

Kolvi vastupidisel liikumisel protsess ei saa toimuda samade muutusestaadiumide kaudu. Kokkusurumisel võib suurimat survet tähele panna kolvile lähemal asuvates gaasikihtides ning vähimat kihtides, mis asuvad kolvist kõige kaugemal. Sisepõlemismootorites alluvad protsessid töötava keha keemilistele muudatustele, mille juures muutub gaasikonstant. Peale selle esinevad enamikus protsessides soojusekaod kiirgamise tõttu ja hõõrdumiskaod.

Protsesse, mis saavad kulgeda vaid ühes suunas, ilma et oleks võimalik kogu süsteemi kui terviku tagasipöördumine oma lähteolekusse, nimetatakse *tagastamatuteks*.

Tegelikes soojusjõumasinates esinevad seega tagastamatud protsessid, milliste otsene uurimine on väga keeruline.

Tehnilises termodünaamikas uuritakse vaid tagastatavaid, karaktervõrrandile alluvaid protsesse.

Tagastatavate protsesside uurimisresultaate võib laiendada tegelikele, tagastamatutele protsessidele katseliste koefitsientide (mis arvestavad tegelike protsesside kõrvalekaldumisi tagastatavatest) sisseviimise abil.

Ideaalsetes tingimustes kulgevate tagastatavate protsesside uurimine selgitab soodsaimad protsesside läbiviimise tingimused, milledele tuleb püüda lähendada ka tegelikud protsessid.

Soojusjõumasinates saab kasulikuks tööks muutuda vaid osa töötavale kehale antud soojusest. Soojusenergia kasutamise astme määrab ökonoomiline kasutegur.

Ökonoomilise kasuteguri all mõistetakse soojusjõuseadmest saadud kasulikule tööle ekvivalentse soojusehulga suhet kogu kulutatud soojusega. Olemasolevates soojusjõumasinates tarbitakse kasulikult vaid väikene osa soojusest.

Tunduvalt suurem osa läheb kaotsi töötanud gaasidega (sisepõlemismootorid) või töötanud auruga (aurumasinad). Osa soojusest kulutatakse takistuste ületamiseks samas soojusjõumasinas.

Ökonoomilise kasuteguri määramiseks arvutatakse kasulik töö soojusühikuteks töö termilise ekvivalendi abil, mille suurus on määratud termodünaamika esimese seadusega.

1 HJ võimsusega tööd ühe tunni vältel nimetatakse hobujõutunniks. Hobujõutunni üleviimiseks soojuseühikutesse väljendatakse ta kilogramm-meetrites:

$$1 \text{ HJh} = 75 \cdot 3600 = 270\,000 \text{ kgm}$$

ehk

$$1 \text{ HJh} = \frac{270\,000}{427} = 632{,}3 \text{ kcal (hobujõutunni soojusekvivalent).}$$

Samal viisil võib soojuseühikutesse üle viia ka ühe kilovati töö tunni vältel:

$1 \text{ kWh} = 1{,}36 \cdot 1 \text{ HJh} = 1{,}36 \cdot 632{,}3 = 860$ kcal (kilovatt-tunni soojusekvivalent).

Kilovatt-tunni soojusekvivalent on võetud väikese ümardusega.

Kui on teada 1 HJh-le kulutatud kütusekogus ja kütuse küttevääртus, on ökonoomiline kasutegur määratav järgmisest seosest:

$$\eta_{ök} = \frac{632{,}3}{b Q_t^k}, \tag{99}$$

kus $\eta_{ök}$ on ökonoomiline kasutegur;

b — kütuse erikulu kg/HJh;

Q_t^k — kütuse küttevääртus kcal/kg.

Kui kütuse erikulu väljendatakse kg/kWh, määratakse ökonoomiline kasutegur avaldusest

$$\eta_{ök} = \frac{860}{b Q_t^k}. \tag{100}$$

Kütuse täieliku kasutamise seisukohast on ökonoomilisel kasuteguril suur praktiline tähtsus erinevat tüüpi soojusjõumasinate hindamisel.

Näide 1. Määrata lokomobiili П-25 ökonoomiline kasutegur, kui lokomobiil kulutab 1 HJh kohta 4 kg puitu. Puidu küttevääртus on 3200 kcal/kg.

Ökonoomilise kasuteguri määrame valemiga (99):

$$\eta_{ök} = \frac{632{,}3}{bQ_i^k} = \frac{632{,}3}{4 \cdot 3200} = 0{,}0494 \text{ ehk } 4{,}94\%.$$

Näide 2. 8-tunnilise töö jooksul tootis diiselmootor 1700 kWh elektrienergiat. Leida ökonoomiline kasutegur kui nafta kulu vahetuses oli 480 kg. Nafta küttevääртus on 10 000 kcal/kg.

Leiame nafta erikulu ühe kWh kohta:

$$b = \frac{480}{1700} = 0{,}282 \text{ kg/kWh}.$$

Ökonoomilise kasuteguri arvutame valemiga (100):

$$\eta_{ök} = \frac{860}{bQ_i^k} = \frac{860}{0{,}282 \cdot 10\,000} = 0{,}304 \text{ ehk } 30{,}4\%.$$

X peatükk

GAASIDE ERISOOJUS

§ 64. ERISOOJUS

Erisoojuseks nimetatakse soojusehulka, mis on vajalik mistahes aine 1kg, 1 m³ või 1 mooli temperatuuri tõstmiseks 1 kraadi võrra.

Vastavalt koguse ühikule tehakse vahet kaalulise, mahulise ja molekulaarse erisoojuse vahel.

Kaalulist erisoojust tähistatakse tähega c ning selle dimensiooniks on kcal/kg °C.

Mahuline erisoojus kehtib ühe m³ normaaltingimustes, s. o. 760 Hg sammast ja 0° C juures oleva gaasi kohta; seda tähistatakse tähega c', mõõdetakse kcal/nm³ °C.

Molekulaarset erisoojust tähistatakse μc ja mõõdetakse kcal/mool °C.

Mahuline, kaaluline ja molekulaarne erisoojus on omavahel seotud järgmiselt:

$$c = \frac{\mu c}{\mu} \text{ kcal/kg °C;} \qquad (101)$$

$$c' = \frac{\mu c}{22{,}4} \text{ kcal/nm}^3 \text{ °C;} \qquad (102)$$

$$c' = c\gamma_n \text{ kcal/nm}^3 \text{ °C,} \qquad (103)$$

kus γ_n on gaasi erikaal normaaltingimustel.

Näide. Lämmastiku molekulaarne erisoojus on normaaltingimustel 5 kcal/mool °C. Leida lämmastiku kaaluline ja mahuline erisoojus samadel tingimustel.

Kaalulise erisoojuse leiame valemiga (101):

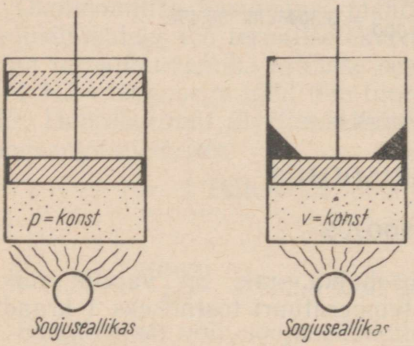
$$c = \frac{\mu c}{\mu} = \frac{5}{28} = 0{,}178 \text{ kcal/kg °C.}$$

Mahulise erisoojuse leidmiseks kasutame valemit (102):

$$c' = \frac{\mu c}{22{,}4} = \frac{5}{22{,}4} = 0{,}223 \text{ kcal/nm}^3\ ^\circ\text{C}.$$

§ 65. ERISOOJUS KONSTANTSEL RÕHUL JA KONSTANTSEL MAHUL

Erisoojuse suurus sõltub soojuse juurdeandmise või eemalejuhtimise tingimustest. Joonisel 72 on näidatud kaks silindrit, milledes on ühesugused gaasikogused. Ühes silindris võib kolb liikuda, kuna teises on ta kinnitatud liikumatult. Soojendades mõlemal juhul gaase ühesuguselt temperatuurilt t_1 temperatuurini t_2, võime veenduda, et liikumatu kolviga silindris (konstantsel mahul toimuv protsess) oleva gaasi soojendamiseks kulub vähem soojust kui liikuva kolviga silindris (konstantsel rõhul toimuv protsess). Konstantmahulise protsessi väiksem soojusetarbimus seletub sellega, et sel juhul kulutatakse soojus ainult siseenergia suurendamiseks, mis väliselt avaldub temperatuuri tõusus. Konstantrõhulisel protsessil kulutatakse aga soojus lisaks siseenergia muutmisele ka gaasi mahu suurendamiseks (kolvi edasiliikumiseks), s. o. välistööks.



Joon. 72. Soojuse juurdeandmise protsessid:
a) konstantsel rõhul; *b*) konstantsel mahul.

Eeltoodust järeldub, et erisoojus konstantsel rõhul on alati suurem erisoojusest konstantsel mahul. Konstantmahuliste protsesside erisoojust tähistatakse c_v, c_v' ja μc_v, konstantrõhulistel protsessidel aga vastavalt c_p, c_p' ja μc_p. Erisoojuse väärtuse võib määrata, kui on teada juurdeantav soojusehulk ja temperatuur protsessi algul ning lõpul.

Konstantmahulisel protsessil

$$c_v = \frac{q}{t_2 - t_1} \text{ ehk } q = c_v(t_2 - t_1), \tag{104}$$

kus q on 1 kg gaasile antud soojusehulk;
t_1 — gaasi temperatuur protsessi algul;
t_2 — gaasi temperatuur protsessi lõpul.

G kg gaasi korral

$$Q = Gc_v(t_2 - t_1) = V_n c_v'(t_2 - t_1), \tag{105}$$

kus V_n on normaaltingimustele ümberarvestatud gaasi maht.

Konstantrõhulisel protsessil

$$c_p = \frac{q}{t_2 - t_1},$$

ehk

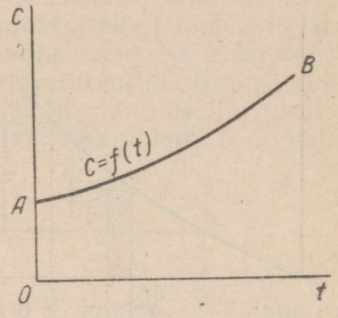
$$q = c_p(t_2 - t_1). \qquad (106)$$

G kg gaasi korral

$$Q = Gc_p(t_2 - t_1) = V_n c_p'(t_2 - t_1). \qquad (107)$$

Gaasi erisoojus oleneb suurel määral gaasi füüsikalisest iseloomust — aatomite arvust molekulis.

Uurimused näitavad, et mitmeaatomiliste gaaside erisoojus on suurem kui ühe- ja kaheaatomilistel. Peale gaasi iseloomu sõltub erisoojus ka protsessi kulgemise temperatuurist. Erisoojuse sõltuvus temperatuurist on näidatud joonisel 73. Kõver AB näitab, et gaasi erisoojus suureneb temperatuuri tõusuga.



Joon. 73. Erisoojuse olenevus temperatuurist.

Praktilistes arvutustes jäetakse temperatuuri mõju mõnikord tähele panemata, lugedes erisoojuse konstantseks suuruseks. Ideaalsete gaaside jaoks on taolised konstantrõhulise ja konstantmahulise molekulaarse erisoojuse konstantsed väärtused toodud tabelis 10.

Tabel 10

Gaaside konstantsed molekulaarsed erisoojused

Aatomite arv	Erisoojus	
	μc_v kcal/mool °C	μc_p kcal/mool °C
Üheaatomiline gaas	3	5
Kaheaatomiline gaas	5	7
Kolme- ja rohkemaatomiline gaas	7	9

Näide 1. 20 kg metaanil CH_4 tõstetakse temperatuur konstantsel rõhul 20° C kuni 240° C. Leida metaani kuumendamiseks vajalik soojusehulk, kui erisoojus on jääv. Vastus: $Q = 2472{,}8$ kcal.

§ 66. KESKMINE JA TÕELINE ERISOOJUS

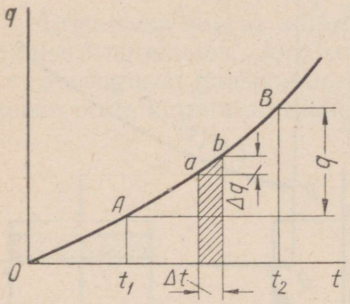
Täpsetes soojustehnilistes arvutustes ei saa jätta arvestamata temperatuuri mõju erisoojusele.

Soojusehulga muutust sõltuvalt temperatuurist kujutab muutuva erisoojuse korral joonisel 74 näidatud kõver.

Ordinaatteljele on kantud 1 kg gaasi kuumendamiseks kulutatav soojusehulk ja abstsissteljele temperatuuri muutus kuumendusprot-

sessis. Eraldame kõveral meelevaldse lõigu AB ja määrame selle jaoks erisoojuse suuruse. Lõigus AB kulutatud soojusehulgale vastab lõik q ja temperatuuri muutusele temperatuuride t_1 ja t_2 vaheline lõik.

1 kg gaasi kuumendamiseks 1° C võrra tarbitavat soojusehulka nimetatakse keskmiseks erisoojuseks ja see määratakse järgmisest seosest:



Joon. 74. Soojusehulga sõltuvus temperatuurist muutliku erisoojuse korral.

$$c_m^{t_2}_{t_1} = \frac{q}{t_2 - t_1} \text{ kcal/kg °C}, \qquad (108)$$

kus $c_m^{t_2}_{t_1}$ on keskmine erisoojus piirides t_1 kuni t_2.

Tõelise erisoojuse määramiseks eraldame lõigust AB elementaarlõigu, milles gaasi temperatuur muutub väga väikese suuruse Δt ning soojusehulk Δq võrra.

Lõigu ab ulatuses on keskmine erisoojus

$$c_{ab} = \frac{\Delta q}{\Delta t}.$$

Tõelise erisoojuse võib leida temperatuuride vahe lõpmatul vähenemisel, s. t. Δt lähenemisel nullile

$$c = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta q}{\Delta t} = \frac{dq}{dt}. \qquad (109)$$

Muutliku erisoojusega protsessis tarbitud soojusehulk määratakse lõpmata suure arvu lõpmata väikeste juurdeantud soojusehulkade summana.

Matemaatiliselt väljendub selline summa integraaliga

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c\,dt. \qquad (110)$$

Kui protsessist võtab osa G kg gaasi, kujuneb soojuse valem

$$Q = G \int_{t_1}^{t_2} c\,dt.$$

§ 67. GAASILE ANTUD SOOJUSEHULGA ARVUTAMINE KESKMISE ERISOOJUSE JÄRGI

Tarbitud soojusehulga arvutamine tõelise erisoojuse järgi on väga keeruline, sest soojuse juurdeandmise protsessis muutub tõeline erisoojus pidevalt kõverjoonelise seaduspärasuse kohaselt. Arvutuste lihtsustamiseks kasutatakse praktiliselt küllaldast täpsust tagavat keskmist erisoojust. Keskmine erisoojus määratakse tavaliselt intervallis 0° C kuni antud temperatuurini. Kuumutamiseks t_1 kuni t_2 vajalik soojusehulk arvutatakse järgmiselt. Arvutatakse soojusehulk, mis on vajalik kuumutamiseks 0° kuni t_2-ni, valemiga

$$q_2 = \overset{t_1}{\underset{0}{c_m}}(t_2 - 0) = \overset{t_2}{\underset{0}{c_m}} t_2,$$

kus $\overset{t_2}{\underset{0}{c_m}}$ on keskmine erisoojus intervallis 0° C kuni t_2. Viimane on määratav tabelitest.

Edasi arvutatakse soojusehulk kuumutamiseks 0° C kuni t_1-ni valemiga

$$q_1 = \overset{t_2}{\underset{0}{c_m}}(t_1 - 0) = \overset{t_1}{\underset{0}{c_m}} t_1.$$

Lahutades saame

$$q = q_2 - q_1 = \overset{t_2}{\underset{0}{c_m}} t_2 - \overset{t_1}{\underset{0}{c_m}} t_1, \qquad (111)$$

kus q on soojusekulu kuumendamiseks t_1 kuni t_2.

Protsessi vältel G kg või V_n m³ gaasile antav soojusehulk määratakse valemitega

$$Q_v = G\left(\overset{t_2}{\underset{0}{c_{vm}}} t_2 - \overset{t_1}{\underset{0}{c_{vm}}} t_1\right) = V_n\left(\overset{t_2}{\underset{0}{c'_{vm}}} t_2 - \overset{t_1}{\underset{0}{c'_{vm}}} t_1\right); \qquad (112)$$

$$Q_p = G\left(\overset{t_2}{\underset{0}{c_{pm}}} t_2 - \overset{t_1}{\underset{0}{c_{pm}}} t_1\right) = V_n\left(\overset{t_2}{\underset{0}{c'_{pm}}} t_2 - \overset{t_1}{\underset{0}{c'_{pm}}} t_1\right). \qquad (113)$$

Keskmiste erisoojuste väärtused leitakse tabelitest.

Kõige täpsemad keskmise erisoojuse väärtused leiduvad prof. M. P. Vukalovitši ja tehn. tead. kandidaadi V. A. Kirillini poolt koostatud tabelites.

Neis tabelites toodud erisoojused on määratud vastavalt erisoojuse kõverjoonelisele olenevusele temperatuurist.

Tabelites 11, 12 ja 13 on toodud tähtsamate gaaside erisoojused.

Tabel 11

Gaaside keskmised kaalulised erisoojused konstantsel rõhul kcal/kg °C.

t^0C	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Õhk
0	0,2183	0,2482	0,2483	0,1938	0,4441	0,145	0,2393
100	0,2203	0,2465	0,2488	0,2084	0,4477	0,152	0,2403
200	0,2234	0,2472	0,2499	0,2185	0,4523	0,158	0,2416
300	0,2269	0,2485	0,2517	0,2276	0,4584	0,164	0,2434
400	0,2305	0,2504	0,2540	0,2357	0,4652	0,169	0,2456
500	0,2338	0,2526	0,2567	0,2429	0,4724	0,173	0,2481
600	0,2371	0,2549	0,2595	0,2493	0,4798	0,177	0,2507
700	0,2400	0,2575	0,2623	0,2551	0,4877	0,180	0,2533
800	0,2427	0,2600	0,2651	0,2602	0,4957	0,183	0,2559
900	0,2451	0,2624	0,2677	0,2650	0,5038	0,185	0,2583
1000	0,2473	0,2647	0,2701	0,2693	0,5120	0,187	0,2606
1100	0,2493	0,2669	0,2724	0,2732	0,5201	0,189	0,2628
1200	0,2511	0,2691	0,2746	0,2767	0,5279	0,191	0,2648
1300	0,2528	0,2711	0,2765	0,2799	0,5357		0,2668
1400	0,2544	0,2730	0,2785	0,2828	0,5432		0,2687
1500	0,2559	0,2748	0,2803	0,2855	0,5504		0,2704
1600	0,2573	0,2765	0,2819	0,2880	0,5558		0,2720
1700	0,2587	0,2780	0,2835	0,2904	0,5644		0,2735
1800	0,2600	0,2795	0,2849	0,2926	0,5709		0,2749
1900	0,2613	0,2809	0,2863	0,2945	0,5771		0 2762
2000	0,2625	0,2821	0,2875	0,2964	0,5832		0,2775
2100	0,2637	0,2834	0,2887	0,2982	0,5888		0,2787
2200	0,2649	0,2845	0,2899	0,2999	0,5946		0,2798
2300	0,2659	0,2856	0,2910	0 3014	0,6000		0,2809
2400	0,2669	0,2866	0 2920	0,3028	0,6051		0,2810
2500	0,2680	0,2876	0,2929	0,3042	0,6101		0,2829

Tabel 12

Gaaside keskmised mahulised erisoojused konstantsel rõhul kcal/nm³ °C.

t^0C	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Õhk
0	0,3116	0,3088	0,3103	0,3805	0,3569	0,414	0,3093
100	0,3145	0,3096	0,3108	0,4092	0,3596	0,433	0,3106
200	0,3190	0,3106	0,3123	0,4290	0,3635	0,441	0,3123
300	0,3240	0,3122	0,3146	0,4469	0,3684	0,468	0,3147
400	0,3291	0,3146	0,3174	0,4628	0,3739	0,482	0,3175
500	0,3339	0,3173	0,3208	0,4769	0,3796	0,495	0,3207
600	0,3385	0,3203	0,3243	0,4895	0,3856	0,505	0,3241
700	0,3426	0,3235	0,3278	0,5008	0,3920	0,514	0,3275
800	0,3464	0,3266	0,3312	0,5110	0,3985	0,522	0,3307
900	0,3498	0,3297	0,3344	0,5204	0,4050	0,529	0,3338
1000	0,3529	0,3325	0,3375	0,5288	0,4115	0,535	0,3367
1100	0,3548	0,3354	0,3405	0,5363	0,4180	0,540	0,3396
1200	0,3584	0,3380	0,3431	0,5433	0,4244	0,544	0 3472
1300	0,3608	0,3406	0,3446	0,5495	0,4306		0,3448
1400	0,3631	0,3430	0,3170	0,5553	0,4367		0,3472
1500	0,3653	0,3453	0,3492	0,5606	0,4425		0,3494
1600	0,3673	0,3473	0,3513	0,5655	0,4482		0,3515

Tab. 12 järg.

t^0C	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Õhk
1700	0,3693	0,3493	0,3532	0,5701	0,4537		0,3534
1800	0,3712	0,3511	0,3551	0,5744	0,4590		0,3552
1900	0,3730	0,3529	0,3578	0,5783	0,4640		0,3570
2000	0,3747	0,3545	0,3593	0,5820	0,4689		0,3586
2100	0,3764	0,3560	0,3608	0,5856	0,4736		0,3602
2200	0,3781	0,3574	0,3623	0,5887	0,4780		0,3616
2300	0,3796	0,3588	0,3636	0,5919	0,4822		0,3631
2400	0,3810	0,3601	0,3649	0,5947	0,4864		0,3644
2500	0,3825	0,3613	0,3660	0,5974	0,4903		0,3657

Keskmiste erisoojuste väärtused 0 kuni t °C võetakse otseselt tabelitest. Vajaduse korral interpoolitakse.

Tabel 13

Gaaside keskmised kaalulised erisoojused konstantsel mahul kcal/kg °C.

t^0C	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2O	SO_2	Õhk
0	0,1562	0,1745	0,1774	0,1487	0,3339	0,114	0,1708
100	0,1582	0,1756	0,1779	0,1633	0,3375	0,121	0,1718
200	0,1613	0,1763	0,1790	0,1734	0,3421	0,127	0,1731
300	0,1648	0,1776	0,1808	0,1825	0,3482	0,133	0,1749
400	0,1684	0,1795	0,1831	0,1906	0,3550	0,138	0,1771
500	0,1717	0,1817	0,1858	0,1978	0,3622	0,142	0,1796
600	0,1750	0,1840	0,1886	0,2042	0,3696	0,146	0,1822
700	0,1779	0,1866	0,1914	0,2100	0,3775	0,149	0,1848
800	0,1806	0,1891	0,1942	0,2151	0,3855	0,152	0,1874
900	0,1830	0,1915	0,1968	0,2199	0,3936	0,154	0,1898
1000	0,1852	0,1938	0,1992	0,2242	0,4018	0,156	0,1921
1100	0,1872	0,1960	0,2015	0,2281	0,4099	0,158	0,1943
1200	0,1890	0,1982	0,2037	0,2316	0,4177	0,160	0,1963
1300	0,1907	0,2002	0,2058	0,2348	0,4255		0,1983
1400	0,1923	0,2021	0,2076	0,2377	0,4330		0,2002
1500	0,1938	0,2039	0,2094	0,2404	0,4402		0,2019
1600	0,1952	0,2056	0,2110	0,2129	0,4456		0,2035
1700	0,1966	0,2071	0,2126	0,2453	0,4542		0,2050
1800	0,1979	0,2086	0,2140	0,2475	0,4607		0,2064
1900	0,1992	0,2100	0,2154	0,2494	0,4669		0,2077
2000	0,2004	0,2112	0,2166	0,2513	0,4730		0,2090
2100	0,2016	0,2125	0,2178	0,2531	0,4844		0,2102
2200	0,2028	0,2136	0,2190	0,2548	0,4886		0,2113
2300	0,2038	0,2147	0,2201	0,2563	0,4908		0,2124
2400	0,2048	0,2157	0,2211	0,2577	0,4949		0,2134
2500	0,2059	0,2167	0,2220	0,2591	0,4999		0,2144

N ä i d e. Katla õhueelsoojendis kuumendatakse koldesse minev õhk 20° C kuni 200° C-ni. Leida kuumendamiseks tarbitav soojushulk, kui läbi eelkuumendi voolab minutis 200 m^3 õhku ülerõhuga 1000 mm vs.

Arvutame kuumendatava õhu mahu normaaltingimustel:

$$\frac{p_1V_1}{T_1} = \frac{p_nV_n}{T_n};\quad V_n = \frac{p_1V_1T_n}{p_nT_1} = \frac{1{,}1 \cdot 200 \cdot 273}{1{,}033 \cdot (273 + 20)} = 198{,}43 \text{ nm}^3.$$

Tabelist 12 leiame erisoojuse 20° C juures:

$$\overset{0}{\underset{0}{c'_{pm}}} = 0{,}3093 \text{ kcal/nm}^3\ ^\circ\text{C};$$

$$\overset{100}{\underset{0}{c_{pm}}} = 0{,}3106 \text{ kcal/nm}^3\ ^\circ\text{C}.$$

Interpoolides tabeli väärtusi, saame $\overset{20}{\underset{0}{c'_{pm}}} = 0{,}3096$ kcal/nm³ °C;

200° C juures $\overset{200}{\underset{0}{c'_{pm}}} = 0{,}3123$ kcal/nm³ °C.

Tarbitud soojusehulga arvutame võrrandiga 113:

$$Q_p = V_n\left(\overset{t_2}{\underset{0}{c'_{pm}}}t_2 - \overset{t_1}{\underset{0}{c'_{pm}}}t_1\right) = 198{,}43(0{,}3123 \cdot 200 - 0{,}3096 \cdot 20) = 11169{,}6 \text{ kcal}.$$

§ 68. GAASIDE SEGU ERISOOJUS

Segu soojendamiseks vajalik soojusehulk määratakse segu kõigi komponentide soojendamiseks vajalike üksikute soojusehulkade summana. Kui segu koostis on antud kaaluliselt, määratakse segu erisoojus võrdusest

$$c_{segu}G = c_1G_1 + c_2G_2 + \ldots + c_nG_n,$$

kus c_{segu} on segu erisoojus;

G — segu kaal;

$c_1, c_2, \ldots, c_n$ — segu üksikute komponentide erisoojused;

$G_1, G_2, \ldots, G_n$ — segu moodustavate üksikute komponentide kaalud.

Ümber moodustades saame:

$$c_{segu} = \frac{c_1G_1 + c_2G_2 + \ldots + c_nG_n}{G}.$$

Kuna

$$\frac{G_1}{G} = g_1;\ \frac{G_2}{G} = g_2;\ \ldots;\ \frac{G_n}{G} = g_n,$$

määratakse segu erisoojus võrrandiga

$$c_{segu} = \sum_1^n c_ig_i, \qquad (114)$$

s. t. segu erisoojus võrdub segu komponentide erisoojuste ja nende suhteliste osakaalude korrutiste summaga.

Kui segu koostis on antud mahuliselt, määratakse segu erisoojus võrrandist

$$c'_{segu} V = c'_1 V_1 + c'_2 V_2 + \ldots + c'_n V_n,$$

kus V on segu maht;

$V_1, V_2, \ldots, V_n$ — segu üksikute komponentide mahud.

Ümber moodustades saame:

$$c'_{segu} = \frac{c'_1 V_1 + c'_2 V_2 + \ldots + c'_n V_n}{V}.$$

Kuna $\frac{V_1}{V} = r_1$; $\frac{V_2}{V} = r_2$; $\ldots$; $\frac{V_n}{V} = r_n$,

määratakse segu erisoojus valemiga

$$c'_{segu} = \sum_1^n c'_i r_i, \qquad (115)$$

s. t. segu mahuline erisoojus võrdub segu komponentide mahuliste erisoojuste ja suhteliste osamahtude korrutiste summaga.

Gaaside segu kaaluliste ja mahuliste erisoojuste võrrandid on ühised nii konstantmahulistele kui ka konstantrõhulistele protsessidele.

Näide. Suitsugaasid, väljudes aurukatla koldest, annavad jahtumisel 1200° C kuni 400° C oma soojuse vee ja auru kuumutamiseks; protsess toimub konstantsel rõhul. Arvutada, milline soojusehulk tarbitakse vee ja auru kuumutamiseks kasulikult ja milline soojusehulk lastakse atmosfääri, kui minutis läbib katelt 100 nm³ järgmise koostisega gaasi:

$$r_{CO_2} = 18\%; \quad r_{H_2O} = 4\%; \quad r_{N_2} = 78\%.$$

Ümbritseva keskkonna temperatuur on 20° C.

Leiame segu keskmise erisoojuse 1200° C juures valemi (115) järgi

$$\overset{1200}{\underset{0}{c'_{pm_{segu}}}} = c_{pm_{CO_2}} r_{CO_2} + c_{pm_{H_2O}} r_{H_2O} + c_{pm_{N_2}} r_{N_2} =$$

$$= 0{,}5433 \cdot 0{,}18 + 0{,}4244 \cdot 0{,}04 + 0{,}3380 \cdot 0{,}78 = 0{,}3784 \text{ kcal/nm}^3\,^\circ\text{C}.$$

Leiame segu keskmise erisoojuse 400° C juures:

$$\overset{400}{\underset{0}{c'_{pm_{segu}}}} = 0{,}4628 \cdot 0{,}18 + 0{,}3739 \cdot 0{,}04 + 0{,}3146 \cdot 0{,}78 = 0{,}3434 \text{ kcal/nm}^3\,^\circ\text{C}.$$

Saadud väärtused asetame valemisse (113):

$$Q_{kasulik} = V_n \left(\overset{t_2}{\underset{0}{c'_{pm_{segu}}}} t_2 - \overset{t_1}{\underset{0}{c'_{pm_{segu}}}} t_1 \right) =$$

$$= 100(0{,}3434 \cdot 400 - 0{,}3784 \cdot 1200) = -31\,678 \text{ kcal}.$$

Gaasidega atmosfääri kandunud soojusehulga määramiseks arvutame gaaside segu keskmise erisoojuse 20° C juures. Gaasisegu komponentide keskmised erisoojused määrame interpoolimise teel tabelist 12.

$$\overset{20}{\underset{0}{c_{pm_{segu}}}} = 0{,}3842 \cdot 0{,}18 + 0{,}3575 \cdot 0{,}04 + 0{,}3090 \cdot 0{,}78 = 0{,}3254 \text{ kcal/nm}^3\,^\circ\text{C}.$$

Kaotsi läinud soojusehulga määrame valemiga (113):

$$Q_{kadu} = V_n \left(\int_0^{t_2} c' p m_{segu} t_2 - \int_0^{t_1} c' p m_{segu} t_1 \right) =$$

$$= 100(0{,}3254 \cdot 20 - 0{,}3434 \cdot 400) = -13085{,}2 \text{ kcal}.$$

XI peatükk

GAASIDE PÕHILISED TERMODÜNAAMILISED PROTSESSID

Gaaside oleku uurimiseks osutub kohaseks vaadelda gaasi oleku muutuse erijuhte, mille juures üks olekuparameetritest jääb muutmatuks.

Säärasteks protsessideks on: konstantmahuline ehk isohooriline protsess; konstantrõhuline ehk isobaariline protsess; konstanttemperatuuriline ehk isotermiline protsess ja protsess, mille juures gaas ei saa soojust juurde ega anna seda ära, ehk adiabaatiline protsess.

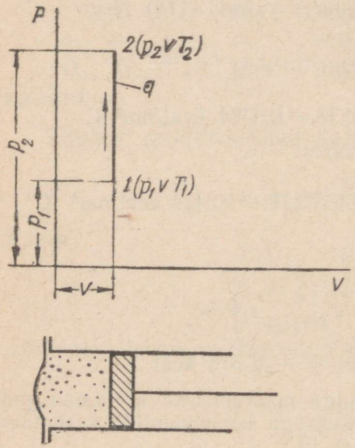
§ 69. GAASI KONSTANTMAHULINE (ISOHOORILINE) OLEKU MUUTUSE PROTSESS

Selle protsessi võrrand on

$$v = \text{konst.} \qquad (116)$$

p-v-koordinaatide süsteemis kujutab protsess ordinaatteljega paralleelset sirget (joon. 75), mida nimetatakse *isohooriks*.

Soojuse juurdeviimisel rõhk tõuseb ja järelikult asetub punkt *2* punktist *1* kõrgemale.



Joon. 75. Gaasi konstantmahuline oleku muutuse protsess *p-v*-diagrammil.

Protsessi parameetrite vahelise seose leiame protsessi alg- ja lõppunkti kohta koostatud karaktervõrranditest:

$$p_1 v = RT_1; \quad p_2 v = RT_2.$$

Jagades esimese võrrandi teisega, saame

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}. \qquad (117)$$

Kui $v = \text{konst.}$, siis mahu muutust ei toimu ja järelikult välistöö $l = 0$.

Soojusvõrrand väljendub üldkujul avaldisena

$$q = \Delta u + Al \text{ kcal/kg}.$$

Kuna aga isohoorilises protsessis $l = 0$, siis

$$q = \Delta u. \qquad (118)$$

Seega kogu gaasile antud soojus kulutatakse siseenergia muutmiseks. Teisest küljest võib tarbitud soojust väljendada erisoojuse kaudu valemiga (104)

$$q = c_v(t_2 - t_1).$$

Järelikult

$$\Delta u = c_v(t_2 - t_1), \qquad (119)$$

kus c_v on antud temperatuuri-intervallis konstantne kaaluline erisoojus protsessile $v = \text{konst}$;
t_1 — protsessi algtemperatuur °C;
t_2 — protsessi lõpptemperatuur °C.

Juhul kui erisoojuse väärtus oleneb temperatuurist, võtab valem kuju

$$\Delta u = c_{vm}(t_2 - t_1), \qquad (120)$$

kus c_{vm} on keskmine kaaluline erisoojus temperatuuri-intervallis t_1 kuni t_2.

Tuleb märkida, et siseenergia muutuse valemid (119) ja (120) kehtivad ka mistahes teise protsessi kohta, sest et ideaalse gaasi siseenergia muutus sõltub vaid alg- ja lõpptemperatuurist.

Tehtud märkuse alusel võib soojusvõrrandi 1 kg gaasi mistahes protsessi jaoks kirjutada kujul

$$q = c_{vm}(t_2 - t_1) + Al \text{ kcal/kg}; \qquad (121)$$

ning G kg gaasi jaoks kujul

$$Q = Gc_{vm}(t_2 - t_1) + AL \text{ kcal}. \qquad (122)$$

Näide. Hapniku rõhk balloonis 15° C juures on 140 atü. Leida hapniku rõhk, kui balloon kuumeneb päikese mõjul 50° C-ni.

Rõhu 50° C juures arvutame valemiga (117):

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}; \quad p_2 = p_1 \cdot \frac{T_2}{T_1};$$

$$p_2 = (140 + 1)\,\frac{50 + 273}{15 + 273} = 158{,}1 \text{ ata},$$

ehk 157,1 atü.

§ 70. GAASI KONSTANTRÕHULINE (ISOBAARILINE) OLEKU MUUTUSE PROTSESS

Protsessi võrrand on

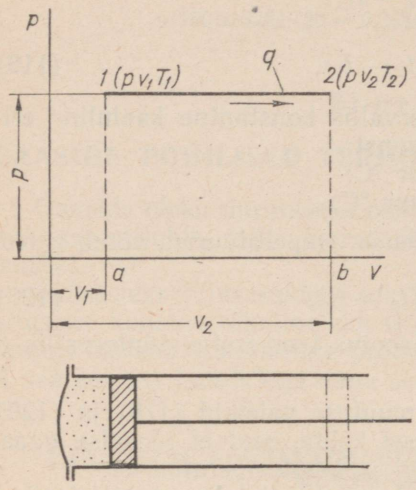
$$p = \text{konst}. \qquad (123)$$

Protsess kujutab abstsissteljega paralleelset joont (joon. 76), mida nimetatakse *isobaariks*.

Praktikas esinevad konstantrõhulisele protsessile lähedased

protsessid kütuse põlemisel pneumaatilise pihustusega diiselmootorites.

Protsessi parameetrite vaheline seos määratakse protsessi alg- ja lõpp-punkti jaoks kirjutatud karaktervõrranditest:



Joon. 76. Gaasi konstantrõhuline oleku muutuse protsess *p-v*-diagrammil.

$$pv_2 = RT_2;$$
$$pv_1 = RT_1,$$

kust leiame, et

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}. \qquad (124)$$

Võrrandist 124 nähtub, et konstantrõhulisel protsessil on gaasi mahud võrdelised absoluutsete temperatuuridega, s. t. parameetrite muutus allub Gay-Lussac'i seadusele.

Graafiliselt määrab paisuva gaasi töö pindala *a — 1 — 2 — b* (joon. 76).

1 kg gaasi töö leitakse seosest

$$l = p(v_2 - v_1) \text{ kgm/kg} \qquad (125)$$

ning G kg gaasi töö

$$L = pG(v_2 - v_1) = p(V_2 - V_1) \text{ kgm.} \qquad (126)$$

Kuna

$$pV_1 = GRT_1;$$
$$pV_2 = GRT_2,$$

siis

$$L = GR(T_2 - T_1). \qquad (127)$$

Juhul kui 1 kg gaasi soojendatakse 1° C võrra, avaldub valem kujul

$$l = R \text{ kgm/kg °C.}$$

Viimasest väljendusest järeldub, et *gaasikonstant võrdub tööga, mida sooritab 1 kg gaasi konstantrõhulises protsessis soojenemisel 1° C võrra.* Selles seisab ühtlasi gaasikonstandi füüsikaline olemus.

1 kg gaasi soojusvõrrand väljendub üldkujul:

$$q = \Delta u + Al,$$

kus siseenergia muutus mistahes gaasil on võrdne

$$\Delta u = c_v(t_2 - t_1) \text{ kcal/kg.}$$

Asetades võrrandist (125) töö väärtuse protsessi konstantrõhulise soojusvõrrandisse, saame:

$$q = c_v(t_2 - t_1) + Ap(v_2 - v_1) \text{ kcal/kg,} \qquad (128)$$

ehk

$$q = c_v(t_2 - t_1) + AR(T_2 - T_1) \text{ kcal/kg.} \qquad (129)$$

G kg gaasile

$$Q = Gc_v(t_2 - t_1) + ARG(T_2 - T_1). \qquad (130)$$

V m³ gaasile

$$Q = V_n c_v'(t_2 - t_1) + AL.$$

§ 71. MAYERI VÕRRAND

Protsessi $p =$ konst. erisoojuse arvutamisel selgus

$$q = c_p(t_2 - t_1).$$

Asendades juurdeviidud soojuse tema väärtusega valemist (129), saame

$$c_p(t_2 - t_1) = c_v(t_2 - t_1) + AR(T_2 - T_1).$$

Peale temperatuuride vahega taandamist saame

$$c_p = c_v + AR,$$

või

$$c_p - c_v = AR. \qquad (131)$$

Avaldus (131) annab konstantrõhulise ja konstantmahulise protsessi erisoojuste vahelise seose ning seda nimetatakse *Mayeri võrrandiks.*

Asendades võrrandis (131) A ja R väärtused, saame

$$c_p - c_v = \frac{1}{427} \cdot \frac{848}{\mu},$$

ehk

$$\mu c_p - \mu c_v = 1{,}99.$$

Vastavalt Mayeri võrrandile on *gaasi molekulaarsete erisoojuste vahe konstantsel rõhul ja konstantsel mahul konstantne suurus.*

Termodünaamilisteks arvutusteks suure tähtsusega on suhe $\frac{c_p}{c_v}$, mida märgitakse tähega k

$$k = \frac{c_p}{c_v}. \qquad (132)$$

Ideaalsetele gaasidele, mille erisoojus temperatuuri suurenemisega ei muutu, leitakse koefitsiendi k väärtus tabelist 10.

Üheaatomilistel gaasidel

$$k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{5}{3} = 1{,}67;$$

kaheaatomilistel

$$k = \frac{7}{5} = 1{,}4;$$

kolme ja paljuaatomilistel

$$k = \frac{9}{7} = 1{,}24.$$

Reaalsetel gaasidel sõltub koefitsient k temperatuurist: temperatuuri vähenemisega k väheneb.

Enamikus praktilistes arvutustes koefitsiendi k muutust ei arvestata.

Näide. Määrata diiselmootori võimsus talvistes ekspluatatsioonitingimustes õhu temperatuuril —30° C, kui on teada, et temperatuuril 20° C on diisli nimivõimsus 90 HJ. Arvutamisel võtta diisli võimsus proportsionaalsena sisseimetud õhu kaalulise kogusega. Sisseimetud õhu maht ja rõhk eeldada mõlemal juhul võrdsena.

Arvutame õhu erikaalude suhte valemiga (124):

$$\frac{\gamma_{-30}}{\gamma_{20}} = \frac{T_{20}}{T_{-30}}; \quad \frac{\gamma_{-30}}{\gamma_{20}} = \frac{293}{243} = 1{,}206.$$

Diisli võimsus temperatuuril —30° C leitakse ülesande tingimustest:

$$\frac{N_{-30}}{N_{20}} = \frac{\gamma_{-30}}{\gamma_{20}}; \quad N_{-30} = N_{20} \cdot \frac{\gamma_{-30}}{\gamma_{20}} = 90 \cdot 1{,}206 = 108{,}45 \text{ HJ}.$$

§ 72. GAASI KONSTANTTEMPERATUURILINE (ISOTERMILINE) OLEKU MUUTUSE PROTSESS

Konstanttemperatuuriline protsess allub Boyle-Mariotte'i seadusele

$$p_1 v_1 = p_2 v_2,$$

ehk

$$pv = \text{konst}. \tag{133}$$

p-v-koordinaatide süsteemis kujutab see protsess hüperbooli, mida nimetatakse *isotermiks*.

Nagu näha jooniselt 77, toimub soojuse juurdeandmisel gaasi paisumine, soojuse ärajuhtimisel aga komprimeerimine.

Isotermi on võimalik ehitada, kui antud rõhkude väärtustele leida vastavad mahud, saadud resultaadid diagrammile kanda ja lekaali abil ühendada.

Praktiliselt on konstanttemperatuurilist protsessi väga raske teostada. Selleks peaks soojuseallikas olema lõpmata suur, nii et tema temperatuur soojuse äraandmisel ei muutuks.

Paisuva gaasi töö on proportsionaalne pindalaga $a — 1 — 2 — b$. Matemaatiliselt määratakse mistahes protsessis tehtud töö integraaliga (98)

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv.$$

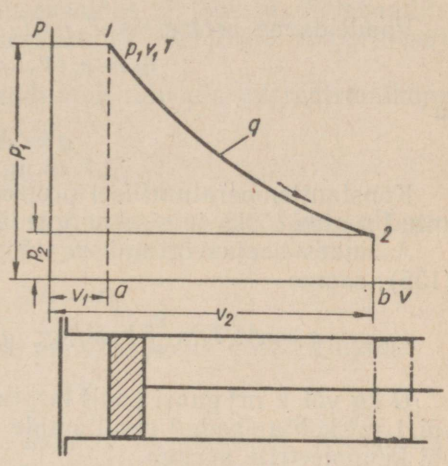
Karaktervõrrandist on teada, et

$$p = \frac{RT}{v}.$$

Asendades integraalis p väärtuse tema avaldusega, saame:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{v}\,dv.$$

Korrutis RT on konstantne suurus, mille võime tuua integraali märgi ette, seega



Joon. 77. Gaasi konstanttemperatuuriline oleku muutuse protsess p-v-diagrammil.

$$l = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v}.$$

Lahendades integraali, saame

$$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} \text{ kgm/kg}. \qquad (134)$$

Kuna protsessis $T = \text{konst}$.

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2},$$

siis, tehes vastava asenduse, saame:

$$l = pv \ln \frac{p_1}{p_2} \text{ kgm/kg}. \qquad (135)$$

G kg gaasi jaoks, mille maht on V m³, avaldub valem kujul

$$L = GRT \ln \frac{v_2}{v_1} = pV \ln \frac{p_1}{p_2} \text{ kgm}. \qquad (136)$$

Praktiliste ülesannete lahendamise hõlbustamiseks võib naturaallogaritmi asendada kümnendlogaritmiga. Sel juhul avaldub valem (136) kujul

$$L = 2{,}303\,GRT \lg \frac{v_2}{v_1} = 2{,}303\,pV \lg \frac{p_1}{p_2} \text{ kgm}.$$

Juurdeantud soojusehulga määramiseks kasutame meelevaldsele protsessile kehtivat üldist soojusvõrrandit:

$$q = c_v(T_2 - T_1) + Al \text{ kcal/kg}.$$

Vaadeldavas protsessis $T_2 = T_1 = \text{konst.}$, järelikult

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) = 0$$

ja

$$q = Al. \tag{137}$$

Konstanttemperatuurilisel protsessil muutub seega kogu juurdeantud soojus tööks ja siseenergia jääb muutumatuks.

Asetades soojusvõrrandisse töö väärtuse valemitest (134) ja (135), saame

$$q = ART \ln \frac{v_2}{v_1} \text{ kcal/kg}; \quad q = Apv \ln \frac{p_1}{p_2} \text{ kcal/kg}.$$

G kg või V m³ gaasi poolt tarbitud soojusehulk määratakse 1 kg või 1 m³ kohta saadud resultaatide korrutisega gaasi kilogrammide või kuupmeetrite arvuga.

Näide. 10 kg õhku temperatuuril 20° C ja rõhul 6 atü paisub konstantsel temperatuuril rõhuni 1 ata. Määrata õhu maht paisumise lõpul, tehtud töö ja tarbitud soojusehulk.

Õhu gaasikonstant on 29,27 kgm/kg °C.

Õhu mahu paisumise algul määrame karaktervõrrandist

$$V_1 = \frac{GRT_1}{p_1} = \frac{10 \cdot 29{,}27(273 + 20)}{(6 + 1) \cdot 10^4} = 1{,}22 \text{ m}^3.$$

Õhu mahu paisumise lõpul arvutame valemiga (133):

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2}; \quad V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} = 1{,}22 \frac{6 + 1}{1} = 8{,}54 \text{ m}^3.$$

Õhu paisumistöö leiame valemi (136) abil.

$$L = GRT \ln \frac{v_2}{v_1} = 2{,}303 \; GRT \lg \frac{p_1}{p_2} = 2{,}303 \cdot 10 \cdot 29{,}27 \cdot 293 \lg 7 =$$

$$= 166\,891 \text{ kgm}.$$

Tarbitud soojuse määrame valemiga (93):

$$Q = \frac{166891}{427} = 390{,}8 \text{ kcal}.$$

§ 73. GAASI ADIABAATILINE OLEKU MUUTUSE PROTSESS

Adiabaatiliseks nimetatakse protsessi, mis toimub soojust absoluutselt mittejuhtiva kattega isoleeritud süsteemis väliskeskkonnaga soojust vahetamata.

Praktiliselt võib adiabaatiline protsess toimuda vaid teatava

ligikaudsusega, sest ka kõige paremad isolatsioonimaterjalid on teatud astmeni soojust juhtivad.

Ligilähedaselt võib adiabaatiliseks protsessiks lugeda kõiki kiirelt kulgevaid protsesse, kus lühikese ajalise kestuse tõttu on gaasi ja väliskeskkonna vaheline soojusevahetus tähtsusetu. Adiabaatilistena võib vaadelda sisepõlemismootorites toimuvaid komprimeerimis- ja paisumisprotsesse.

Adiabaatilise protsessi võrrandi võib tuletada diferentsiaalkujus koostatud soojusvõrrandi alusel

$$dq = du + Adl.$$

Adiabaatilisel protsessil soojust juurde ei anta. Järelikult soojuse juurdekasv dq on null ning soojusvõrrand avaldub kujul

$$du + Adl = 0.$$

Siseenergia lõpmatult väikese muutuse kohta võib kirjutada

$$du = c_v dT,$$

s. t. siseenergia lõpmatult väike muutus on määratud erisoojuse ja temperatuuri lõpmatult väikese muutuse korrutisena.

Kooskõlas valemiga (97) on elementaartöö

$$dl = pdv.$$

Asetades saadud väärtused soojusvõrrandisse, saame

$$c_v dT + Apdv = 0. \qquad \text{(a)}$$

Karaktervõrrandist teame, et

$$T = \frac{pv}{R}.$$

Lõpmata väikesele temperatuurimuutusele võib toodud sõltuvuse kujutada diferentsiaalvõrrandina

$$dT = \frac{pdv + vdp}{R}.$$

Asetades saadud dT väärtuse valemisse (a), saame

$$\frac{c_v}{R}(pdv + vdp) + Apdv = 0.$$

Korrutades mõlemaid pooli $\frac{R}{c_v}$-ga, saame

$$pdv + vdp + \frac{AR}{c_v} pdv = 0. \qquad \text{(b)}$$

Mayeri võrrandi põhjal

$$c_p - c_v = AR,$$

ehk

$$\frac{AR}{c_v} = \frac{c_p}{c_v} - 1 = k - 1,$$

mida võrrandisse (b) asetades saame

$$pdv + vdp + (k-1)pdv = 0,$$

ehk

$$vdp + kpdv = 0.$$

Jagades mõlemaid pooli pv-ga, saame

$$\frac{dp}{p} = -k\frac{dv}{v}.$$

Saadud võrdust integreerides, leiame

$$\int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{p} = -k \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = \ln\frac{p_2}{p_1} = -k \ln\frac{v_2}{v_1}.$$

Viime k logaritmi märgi alla:

$$\ln\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \ln\frac{p_2}{p_1},$$

ehk

$$\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \frac{p_2}{p_1}.$$

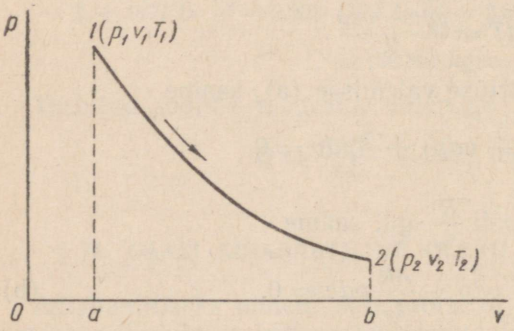
Järelikult

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k,$$

ehk

$$pv^k = \text{konst.} \qquad (138)$$

Viimane valem ongi adiabaatilise protsessi võrrandiks. Sellele võrrandile vastav kõver kujutab endast hüperbooli üldjuhtu (joon. 78) ning seda nimetatakse *adiabaadiks*.



Joon. 78. Gaasi adiabaatiline oleku muutuse protsess p-v-diagrammil.

Leiame rõhkude ja mahtude vahelise seose.

Adiabaadi võrrandist on teada

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k, \qquad (139)$$

ehk

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}.$$

Temperatuuride ja mahtude vahelise seose leiame järgmise ümberkujundamise teel:

$$p_1 v_1 = RT_1,$$
$$p_2 v_2 = RT_2,$$

kust

$$\frac{p_1 v_1}{p_2 v_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Asendades suhte $\frac{p_1}{p_2}$ mahtudega, saame

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k \cdot \frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}, \qquad (140)$$

ehk

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Temperatuuride ja rõhkude vaheline seos määratakse valemiga (139) ning see avaldub kujul

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_1}{T_2}. \qquad (141)$$

Gaaside töö leitakse adiabaatilise protsessi soojusvõrrandist

$$\Delta u + Al = 0,$$
$$\Delta u = -Al.$$

Varemast on teada

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1).$$

Asetades selle soojusvõrrandisse ning muutes märgi, saame

$$l = \frac{c_v}{A}(T_1 - T_2). \qquad (142)$$

Nagu toodust nähtub, sooritab gaas adiabaatilises paisumisprotsessis tööd siseenergia vähenemise arvel.

Kuna

$$\frac{c_v}{AR} = \frac{c_v}{c_p - c_v} = \frac{1}{k-1},$$

võib võrrandi (142) kirjutada järgnevalt

$$l = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2),$$

ehk

$$l = \frac{RT_1}{k-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \text{ kgm/kg}. \qquad (143)$$

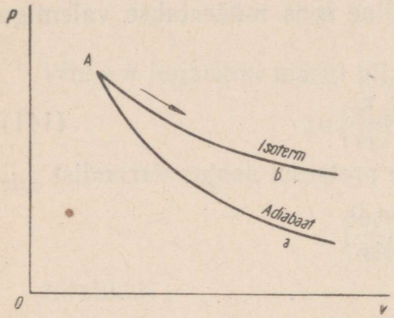
Suhte $\frac{T_2}{T_1}$ võime väljendada kilomahtude või rõhkude suhtega (140) ja (141). Seejuures saame

$$l = \frac{RT_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}\right] \text{ kgm/kg;} \qquad (144)$$

$$l = \frac{RT_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \text{ kgm/kg.} \qquad (145)$$

§ 74. ISOTERMI JA ADIABAADI VASTASTIKUNE ASEND *p-v*-KOORDINAATIDE SÜSTEEMIS

Kui tõmmata punktist A (joon. 79) gaasi isotermilise ja adiabaatilise paisumisprotsessi kõverad, asetseb adiabaat isotermist madalamal, sest adiabaatiline paisumine toimub siseenergia vähenemise arvel, millega kaasub temperatuuri langus.



Joon. 79. Isotermi ja adiabaadi vastastikune asend paisumisel.

Kõverate asendi selgitamiseks võrdleme isotermilise ja adiabaatilise protsessi parameetrite suhet:

$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1}$ — isotermiline protsess,

$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^k$ — adiabaatiline protsess.

Valemitest on näha, et mahu ühel ja samal suurenemisel väheneb adiabaatilises protsessis rõhk rohkem kui isotermilises protsessis. Komprimeerimisel asetub adiabaat isotermist kõrgemale, sest et adiabaatilises komprimeerimisprotsessis temperatuur tõuseb. Järelikult ühel ja samal mahul suureneb rõhk adiabaatilises protsessis rohkem kui isotermilises.

Näide. Õhukompressoris komprimeeritakse adiabaatiliselt 0,5 kg õhku. Leida õhu maht ja temperatuur komprimeerimise lõpul ning komprimeerimiseks tarbitud töö, kui algrõhk on 1 ata, temperatuur 15° C ja lõpprõhk 6 atü.

Õhu temperatuuri komprimeerimise lõpul määrame valemiga (141):

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_2 = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = (273+15)\left(\frac{6+1}{1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}},$$

ehk

$$T_2 = 288 \cdot 1{,}74 = 501{,}1° \text{ K}.$$

Komprimeerimiseks tarbitud töö määrame valemiga (143):

$$L = \frac{GRT_1}{k-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{0{,}5 \cdot 29{,}27 \cdot 288}{1{,}4-1}\left(1 - \frac{501{,}1}{288}\right) = -7797{,}4 \text{ kgm}.$$

Lõppmahu määramiseks kasutame karaktervõrrandit

$$V_2 = \frac{GRT_2}{p_2} = \frac{0{,}5 \cdot 29{,}27 \cdot 501{,}1}{7 \cdot 10^4} = 0{,}104 \text{ m}^3.$$

§ 75. GAASI POLÜTROOPILINE OLEKU MUUTUSE PROTSESS

Gaasi polütroopiliseks oleku muutuse protsessiks nimetatakse üldiselt mitmesuguseid protsesse, millede korral võivad üheaegselt muutuda kas kõik gaasi oleku parameetrid või ainult osa neist.

Varemvaadeldud protsessid, kus esines üksikute parameetrite piiratud muutus, kujutavad endast üldiste, polütroopiliste protsesside erijuhte.

Polütroopilise protsessi võrrand peab määrama gaasi oleku muutuse iseloomu mistahes meelevaldses protsessis, seehulgas ka vaadeldud erijuhtudel.

Esitatud nõuet rahuldab võrrand

$$pv^n = \text{konst.}, \tag{146}$$

kus n on polütroopilist protsessi iseloomustav astendaja.

Andes polütroobi astendajale erinevaid väärtusi, võib saada polütroopiliste protsesside erijuhtude võrrandid. Kui $n = 1$, muutub polütroopilise protsessi võrrand konstanttemperatuurilise protsessi (isotermi) võrrandiks:

$$pv = \text{konst.}$$

Kui $n = k$, muutub polütroobi võrrand adiabaatilise protsessi võrrandiks:

$$pv^k = \text{konst.}$$

Kui $n = 0$, võtab võrrand kuju

$$pv^0 = \text{konst.}$$

Kuna $v^0 = 1$,
siis saame

$$p = \text{konst.},$$

mis vastab konstantrõhulisele protsessile.

Kui $n = \pm \infty$, kujuneb võrrand

$$pv^{\pm \infty} = \text{konst.}$$

Juurides saame

$$p^{\pm \frac{1}{\infty}} \cdot v = \text{konst.}$$

Kuna aga

$$p^{\pm \frac{1}{\infty}} = 1,$$

siis

$$v = \text{konst.}$$

Seega $n = \pm \infty$ korral polütroobi võrrand vastab konstantmahulisele protsessile.

Teades polütroopilisel protsessil gaasi kahte erinevat olekut, võib polütroopilise protsessi astendaja määrata analüütiliselt. Polütroobi võrrand avalduks sel juhul kui

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n;$$

logaritmides saame

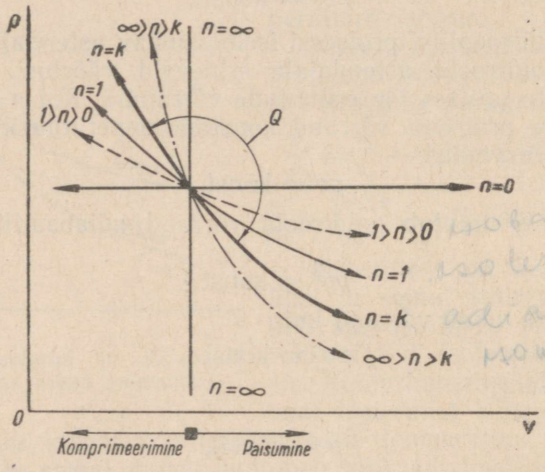
$$\lg p_1 + n \lg v_1 = \lg p_2 + n \lg v_2,$$

kust

$$n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg v_2 - \lg v_1},$$

ehk

$$n = \frac{\lg \frac{p_1}{p_2}}{\lg \frac{v_2}{v_1}}.$$



Joon. 80. Polütroopide vastastikune asend paisumisel ja komprimeerimisel.

p-v-koordinaatides on erinevate astendajatega (n) polütroopilised protsessid kujutatud joonisel (80).

Nagu joonisest nähtub, sõltub erinevate protsesside polütroobi kallakus astendaja n suurusest.

Isotermilisele protsessile vastav polütroop astendajaga $n = 1$ jagab kõik protsessid kahte ossa.

Ühel pool on isotermialused komprimeerimis- (ülemine vasakpoolne kvadrant) ja paisumis- (parempoolne alumine kvadrant) polütroobid, kus siseenergia väheneb, s. t. esineb temperatuuri langus. Säärasteks protsessideks on konstantrõhuline komprimeerimis-

protsess, adiabaatiline paisumisprotsess ja kõik teised paisumisprotsessid, kus astendaja n on üle ühe ja väiksem lõpmatusest.

Polütroobid pealpool isotermi vastavad protsessidele, millede puhul siseenergia suureneb. Säärasteks protsessideks on adiabaatiline komprimeerimisprotsess, isobaariline paisumisprotsess ja kõik teised paisumisprotsessid, kus astmenäitaja n on suurem nullist ja väiksem ühest.

Teiseks iseloomustavaks kõveraks on adiabaat, mis jagab kõik polütroobid kahte ossa: adiabaadi peal asuvad polütroobid, millede puhul gaasile antakse soojust juurde, adiabaadi all aga polütroobid, kus gaasilt võetakse soojust ära.

Polütroopilise protsessi võrrandi struktuur on sarnane adiabaatilise protsessi võrrandile. Järelikult kehtivad adiabaatilisele protsessile tuletatud seosed ka polütroopilisele protsessile. Seejuures tuleb astendaja k asendada astendajaga n.

$$\left.\begin{aligned} \frac{p_1}{p_2} &= \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n; \\ \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{n-1}; \\ \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \end{aligned}\right\} \qquad (147)$$

Polütroopilise protsessi tööd määravad valemid kujunevad analoogilisteks adiabaatilisele protsessile tuletatud valemitega. Ka siin tuleb koefitsient k asendada polütroobi astendajaga.

$$\left.\begin{aligned} l &= \frac{1}{n-1}(p_1v_1 - p_2v_2) \text{ kgm/kg}; \\ l &= \frac{RT_1}{n-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \text{ kgm/kg}; \\ l &= \frac{RT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}\right] \text{ kgm/kg}; \\ l &= \frac{RT_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] \text{kgm/kg}. \end{aligned}\right\} \qquad (148)$$

Konstantse erisoojuse korral avaldub soojusvõrrand kujul

$$q = c_v(t_2 - t_1) + Al.$$

Asetades sellesse töö avalduse, saame

$$q = c_v(t_2 - t_1) + \frac{AR}{n-1}(T_1 - T_2) \text{ kgm/kg}. \qquad (149)$$

Näide 1. Gaasimootoris komprimeeritakse gaasi ja õhu segu polütroopiliselt nii, et maht väheneb 7 korda. Leida gaasi ja õhu segu temperatuur komprimeerimise lõpul ning tarbitud töö, kui komprimeerimise algtemperatuur on 50° C, rõhk 0,9 ata ja polütroobi astendaja 1,3. Protsessist osa võtva gaasi ja õhu segu kogus on 0,5 kg. Gaasikonstant $R = 32$ kgm/kg °C.

Leiame komprimeerimise lõpptemperatuuri, kasutades ühte valemitest (147):

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}; \quad T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1};$$

$$T_2 = (50 + 273) \cdot 7^{1,3-1} = 579{,}14° \text{ K}.$$

Ka komprimeerimise lõpprõhu määramiseks kasutame ühte valemitest (147):

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n}; \quad p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n},$$

$$p_2 = 0{,}9 \cdot 7^{1,3} = 11{,}25 \text{ ata}.$$

Komprimeerimiseks tarbitud töö arvutame valemiga (148):

$$L = \frac{GRT_1}{n-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{0{,}5 \cdot 32 \cdot 323}{1{,}3 - 1}\left(1 - \frac{579{,}14}{323}\right) = -13\,609 \text{ kgm}.$$

Näide 2. Suruõhumootoris paisub polütroopiliselt 0,1 kg õhku. Rõhk langeb seejuures 6 ata kuni 1 ata ja maht suureneb 4 korda. Leida polütroobi astendaja, paisumistöö ja õhu temperatuur paisumise lõpul, kui paisumise algtemperatuur on 150° C.

Polütroobi astendaja määrame valemiga

$$n = \frac{\lg \frac{p_1}{p_2}}{\lg \frac{V_2}{V_1}} = \frac{\lg 6}{\lg 4} = 1{,}29.$$

Paisumisprotsessi lõpptemperatuuri arvutamiseks kasutame valemit (147):

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1}; \quad T_2 = \frac{T_1}{\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{n-1}} = \frac{273 + 150}{4^{1,29-1}} = 283° \text{ K}.$$

Paisumistöö määrame valemiga (148):

$$L = \frac{GRT_1}{n-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{0{,}1 \cdot 29{,}27 \cdot 423}{1{,}29 - 1}\left(1 - \frac{283}{423}\right) = 1423{,}1 \text{ kgm}.$$

XII peatükk

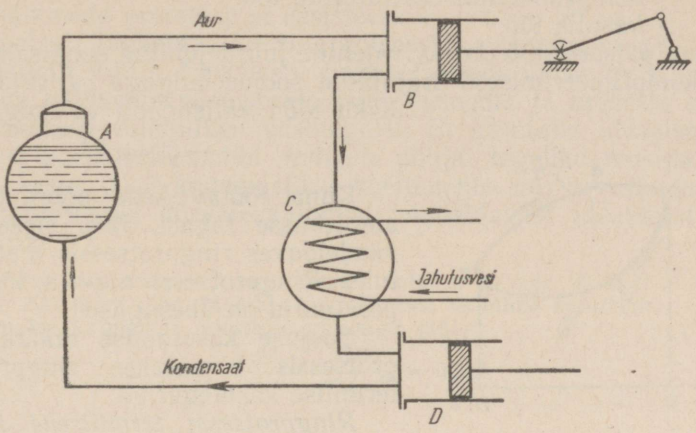
TERMODÜNAAMIKA TEINE SEADUS

§ 76. RINGPROTSESSID (TSÜKLID)

Soojusenergia tööks muundamise tingimuste uurimiseks vaatleme joonisel 81 näidatud aurujõuseadme skeemi.

Katlas *A* toodetud aur voolab silindrisse *B*, kus ta paisudes paneb liikuma aurumasina kolvi. Kolvi liikumine antakse väntmehhanismi kaudu väntvõllile, kusjuures ta muundatakse edasi-tagasi liikumisest pöörlevaks liikumiseks. Sooritanud paisuva auru mõjul töökäigu, hakkab kolb tagasi liikuma, tõrjudes töötanud auru kondensaatorisse *C*. Kolvi tagasikäik toimub aurumasina väntvõllile kinnitatud hooratta kineetilise energia arvel. Kondensaatoris annab

töötanud aur, liikudes torude vahel, milles voolab külm vesi, osa oma soojusest veele ja kondenseerub. Kondensaat surutakse pumba *D* abil katlasse. Katlas muundub vesi uuesti auruks ja tsükkel kor-



Joon. 81. Aurujõuseadme skeem.

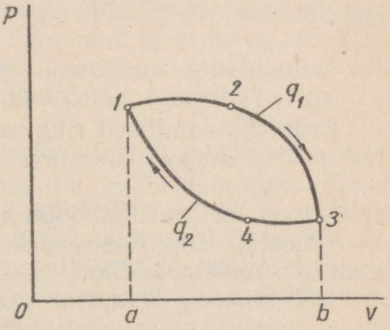
dub. Termodünaamiliste protsesside kogumit, mille resultaadina töötav keha pöördub tagasi oma algolekusse, nimetatakse *ringprotsessiks* ehk *tsükliks*.

Masinaid, milledes töötav keha peale töö sooritamist pöördub igakordselt tagasi oma lähteolekusse, nimetatakse *perioodiliselt töötavateks masinateks*.

Iga perioodiliselt töötava masina tööd võib kujutada ringprotsessina, mis koosneb paisumis- ja komprimeerimisprotsessidest.

Soojusjõumasina ringprotsess *p-v*-koordinaatides on näidatud joonisel 82.

Kõver *1 — 2 — 3* kujutab teatud soojusehulga q_1 juurdeandmise arvel toimuvat paisumisprotsessi. Paisumisprotsessis töötava keha poolt sooritatud töö avaldub pindalaga *a — 1 — 2 — 3 — b*.



Joon. 82. Perioodiliselt töötava masina ringprotsess.

Et paisumisprotsess võiks uuesti korduda, komprimeeritakse töötavat keha. See protsess väljendub diagrammil joonega *3 — 4 — 1*. Komprimeerimisel eemaldatakse jahutaja abil töötavalt kehalt teatud soojusehulk q_2. Komprimeerimiseks tarbitud tööd kujutab pindala *a — 1 — 4 — 3 — b*.

Paisumis- ja komprimeerimisprotsessi pindalade vahe kujutab endast ringprotsessi tulemusena saadud kasulikku tööd: pindala

$a-1-2-3-b$ miinus pindala $a-1-4-3-b$ = pindala $1-2-3-4-1 = l_1 - l_2 = l$,

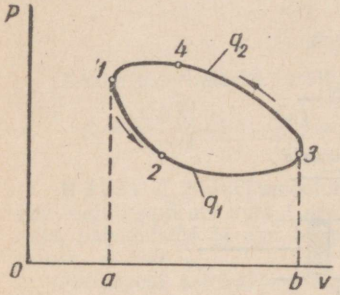
kus l_1 on paisumisprotsessis saadud töö;

l_2 — komprimeerimiseks tarbitud töö;

l — kasulik töö.

Kuna paisumistöö on ekvivalentne juurdejuhitud soojusehulgaga q_1 ja komprimeerimistöö ärajuhitud soojusehulgaga q_2, võib kasulikku tööd väljendada valemiga

$$q_1 - q_2 = Al.$$



Joon. 83. Pööratud ringprotsess.

Kuna töötav keha pöördub oma algolekusse tagasi, jääb siseenergia vaadeldavas ringprotsessis muutumatuks. Ringprotsessi alg- ja lõpptemperatuurid on ühesugused.

Soojuse kasutamise määra ringprotsessis hinnatakse ringprotsessi termilise kasuteguriga.

Ringprotsessi termiliseks kasuteguriks nimetatakse tööks muundunud soojusehulga suhet ideaalses masinas ringprotsessi sooritamiseks tarbitud soojusehulgaga.

Termilist kasutegurit tähistatakse tähega η_t ning see määratakse suhtest

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \qquad (150)$$

ehk

$$\eta_t = \frac{Al}{q_1}. \qquad (151)$$

Termodünaamilised ringprotsessid jagatakse otsesteks ja pööratud protsessideks. Otsesteks nimetatakse neid ringprotsesse, kus soojus muundub tööks. p-v-koordinaatides asub otseste ringprotsesside (joon. 82) paisumisjoon alati komprimeerimisjoonest kõrgemal.

Pööratud ringprotsessideks nimetatakse selliseid, millede sooritamiseks tarbitakse tööd. Neis ringprotsessides on paisumisel saadud töö väiksem komprimeerimiseks tarbitud tööst, mistõttu paisumisjoon asub komprimeerimisjoone all (joon. 83).

Pööratud ringprotsessi järgi töötavad kompressorid ja külmutusmasinad, kus soojus antakse madalama temperatuuriga soojuseallikalt kõrgema temperatuuriga soojuseallikale.

Joonisel 83 kujutatud pööratud ringprotsessi sooritamiseks tuleb kulutada mehaanilist tööd, mis on ekvivalentne pindalaga $1-2-3-4-1$.

Termodünaamiliste ringprotsesside uurimise hõlbustamiseks võetakse nad koosnevatena tagastatavatest protsessidest, mis võivad kulgeda nii otseses kui ka pööratud suunas.

Tagastatavad protsessid, järelikult aga ka tagastatavad ring-

protsessid võivad toimuda vaid ideaalsetes tingimustes, kus soojusseallika ja töötava keha temperatuuride erinevus on lõpmatult väike ja kus puuduvad hõõrdumis-, kiirgus- ja soojusülekande-kaod. Tegelikult sääraseid protsesse ei eksisteeri.

Ideaalsete tagastatavate ringprotsesside uurimine on praktiliselt siiski küllalt tähtis. Ideaalsete ringprotsesside uurimine võimaldab selgitada kulgevate soojusprotsesside iseloomu ja määrata masina maksimaalselt võimalikku kasutegurit. Et arvutada ideaalse ringprotsessi uurimisel saadud andmete põhjal tegeliku masina kasutegurit, kasutatakse kogemuslikke koefitsiente, mis arvestavad tegeliku ringprotsessi kõrvalekaldumist vaadeldavast ideaalsest ringprotsessist.

Näide. Meelevaldses ringprotsessis antakse gaasile 20 kcal soojust ja saadakse 2200 kgm tööd. Määrata ringprotsessi termiline kasutegur.

Termilise kasuteguri arvutame valemiga (151):

$$\eta_t = \frac{Al}{q_1} = \frac{2200}{427 \cdot 20} = 0{,}257.$$

§ 77. CARNOT RINGPROTSESS

Uurides aurumasinate tööd, prantsuse teadlane Sadi Carnot töötas esimesena välja ringprotsessi teooria ja määras ta termilise kasuteguri.

Carnot ringprotsessiks nimetatakse kahest isotermist ja kahest adiabaadist koosnevat tagastatavat ringprotsessi. Carnot ringprotsess võib toimuda ideaalses masinas, mille silinder on täidetud ideaalse gaasi molekulidega; silindri külgseinad ja kolb on soojust mittejuhtivad ning silindri kaant võib ühendada vaheldumisi nii kõrgema temperatuuriga T_1 kui ka madalama temperatuuriga T_2 soojuseallikaga.

Carnot ideaalse soojusjõumasina skeem ja töö p-v-koordinaatides on kujutatud joonisel 84.

Protsessi algul on ideaalse gaasi parameetrid p_1; v_1; T_1, milledele p-v-koordinaatides vastab punkt *1*. Sel momendil ühendatakse silinder ülemise, lõpmatult suure soojuseallikaga Q_1, mille tagajärjel gaas paisub püsival temperatuuril T_1 kuni punktini *2*. Paisumisprotsessis saab gaas teatud soojusehulga q_1.

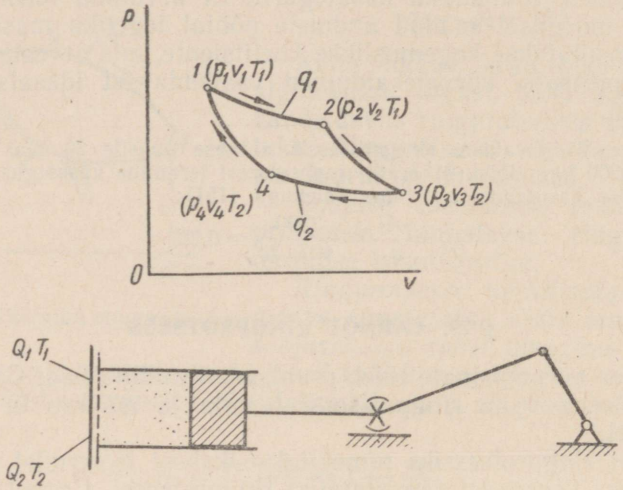
Olekus *2* lahutatakse silinder soojuseallikast ning ta kaas kaetakse soojust mittejuhtiva isolatsiooniga. Järgneb adiabaatiline paisumine kõvera *2 — 3* järgi.

Adiabaatilises paisumisprotsessis, mis toimub siseenergia muutuse arvel, väheneb gaasi temperatuur kuni jahutaja temperatuurini T_2.

Olekus *3* ühendatakse silindri kaas madalama soojuseallikaga Q_2, kusjuures soojusekao q_2 arvel toimub gaasi isotermiline komprimeerimine. Komprimeerimisprotsess kulgeb püsival temperatuuril T_2. Olekus *4* eraldatakse silinder jahutajast, ta kaas kaetakse uuesti soojust mittejuhtiva isolatsiooniga ja järgneb adiabaatiline kompri-

meerimine *4 — 1*. Komprimeerimise tulemusena viiakse gaas oma esialgsesse olekusse. Ringprotsessis saadud kasulik mehaaniline töö vastab pindalale *1 — 2 — 3 — 4 — 1*. Carnot ringprotsessi kasuteguri võib määrata valemiga (150):

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$



Joon. 84. Carnot ringprotsess.

Isotermilise protsessi soojusvõrrandi põhjal

$$q_1 = Al_1 = ART_1 \ln \frac{v_2}{v_1};$$

$$q_2 = -Al_2 = -ART_2 \ln \frac{v_4}{v_3} = ART_2 \ln \frac{v_3}{v_4}.$$

Saadud väärtusi termilise kasuteguri üldvalemisse (150) asetades saame

$$\eta_t = 1 - \frac{ART_2 \ln \frac{v_3}{v_4}}{ART_1 \ln \frac{v_2}{v_1}}.$$

Tõestame, et mahtude suhted $\frac{v_3}{v_4}$ ja $\frac{v_2}{v_1}$ on omavahel võrdsed.

Adiabaatilise paisumisprotsessi *2 — 3* jaoks võime kirjutada:

$$\frac{v_3}{v_2} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Adiabaatilisele komprimeerimisprotsessile *4 — 1* kehtib seos

$$\frac{v_4}{v_1} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

kust

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{v_4}{v_1}, \quad \text{ehk} \quad \frac{v_3}{v_4} = \frac{v_2}{v_1}.$$

Taandades

$$AR \ln \frac{v_2}{v_1} = AR \ln \frac{v_3}{v_4},$$

saame

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \tag{152}$$

Carnot ringprotsessi termiline kasutegur sõltub järelikult vaid soojuseallika ja jahutaja temperatuurist.

Ringprotsessi termiline kasutegur suureneb soojuseallika temperatuuri tõusuga ja jahutaja temperatuuri langusega.

Termiline kasutegur ei sõltu protsessist osavõtva töötava keha olemusest ja omadustest.

Järgnevas osas näidatakse, et ühelgi võimalikul tagastataval ringprotsessil ei saa olla suuremat termilist kasutegurit kui sama soojuseallika ja jahutaja vahendusel toimuval Carnot ringprotsessil.

Vaatamata sellele, et Carnot ringprotsess on ökonoomseim, ei saa kogu juurdeantud soojust siiski täielikult tööks muuta, s. t. ringprotsessi kasutegur ei saa kunagi võrduda ühega.

Selleks, et termiline kasutegur võrduks ühega, peab suhe $\frac{T_2}{T_1}$ võrduma nulliga. See on aga võimalik ainult tingimusel, kui $T_2 = 0$ või $T_1 = \infty$, mis praktiliselt on võimatu.

Reaalsetes masinates pole Carnot ringprotsessi läbiviimine võimalik, sest isotermiliseks paisumis- ja komprimeerimisprotsessiks peab soojuseallikas olema lõpmata suure soojusemahtuvusega. Adiabaatilised protsessid on mõeldavad vaid soojust absoluutselt mittejuhtiva kattega silindris.

Hoolimata sellest on ideaalse Carnot ringprotsessi uurimine suure praktilise tähtsusega, sest see võimaldab määrata maksimaalset võimalikku tööd ideaalselt soodsate tingimuste korral, millede poole peab püüdlema masinate projekteerimisel.

Teades soojuseallika ja jahutaja temperatuure, on võimalik määrata maksimaalne võimalik termiline kasutegur mistahes auruga, õhuga või gaasiga töötavale soojusjõumasinale.

Näide 1. Sisepõlemismootoris ulatub gaaside maksimaalne temperatuur 1800° C-ni. Minimaalne temperatuur, millega gaasid silindrist väljuvad, on 300° C. Määrata maksimaalselt võimalik termiline kasutegur, kui masin töötaks Carnot ringprotsessi järgi.

Valemi (152) järgi

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{300 + 273}{1800 + 273} = 0{,}724.$$

Näide 2. Määrata auruturbiinseadme maksimaalne võimalik termiline kasutegur, kui auru maksimaalne ülekuumendustemperatuur on 550° C ja minimaalne temperatuur, millega aur väljub turbiinist, 25° C.

Valemi (152) järgi

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{25 + 273}{550 + 273} = 0{,}638.$$

§ 78. TERMODÜNAAMIKA TEINE SEADUS

Termodünaamika teine seadus määrab tingimused, mis on vajalikud soojusenergia muundamiseks mehaaniliseks tööks, ja fikseerib soojuse kasutatavuse astme mehaaniliseks tööks muundamisel.

Termodünaamika teise seaduse idee väljendas esimesena M. V. Lomonossov 1747. a. oma töös „Mõtisklusi soojuse ja külma olemusest". Edasi arendas teise seaduse põhialuseid Carnot soojusjõumasinate uurimisel.

Praegusajal on olemas rida termodünaamika teise seaduse formuleeringuid. Kuid kõik need tulenevad soojusenergia põhiolemuse määrangust, mille esimesena andis Lomonossov.

Kõige levinenumaks formuleeringuks on järgmine: *ei saa ehitada perioodiliselt töötavat soojusjõumasinat, mis töötaks ühe, sama temperatuuriga soojuseallikaga; vajalik on ka teine, madalama temperatuuriga soojuseallikas, millele antakse osa esimese soojuseallika soojusest.*

Termodünaamika teisest seadusest lähtudes on viimasel ajal esitatud rida projekte looduslikku temperatuuride vahet kasutavate soojusjõumasinate ehitamiseks. Arktikas osutub kohaseks kasutada merevee ja ümbritseva atmosfääri õhu temperatuuride vahet. Teatud sügavuses jääkihi all on merevee temperatuur 4° C, kuna õhu temperatuur talvekuudel on —40° C. Sel juhul võib maksimaalse võimaliku kasuteguri määrata järgmisest avaldusest:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{-40 + 273}{4 + 273} = 0{,}159.$$

Esimesest formuleeringust tuleneb termodünaamika teise seaduse teine formuleering: *võimatu on ehitada teist liiki perpetuum mobilet.* Perpetuum mobile on antud juhul masin, mis võiks töötada ilma temperatuuride vaheta.

Peale termodünaamika teise seaduse esitatud formuleeringute esineb veel rida määratlusi, mis väljendavad teise seaduse olemuse mitmekülgsust.

Töötava keha iseloomustamiseks kasutatakse termodünaamikas temperatuuri, rõhu ja kilomahu kõrval laialdaselt matemaatiliselt sisse toodud parameetrit „entroopiat", mida otseselt ei saa mõõta ühegi mõõteriistaga. Entroopia mõiste on tihedalt seotud termodünaamika teise seadusega ja Carnot poolt ringprotsesside uurimisel esile tõstetud olukordadega.

Tagastatava Carnot ringprotsessi korral

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Eeltoodut teisendades saame

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{T_2}{T_1},$$

ehk

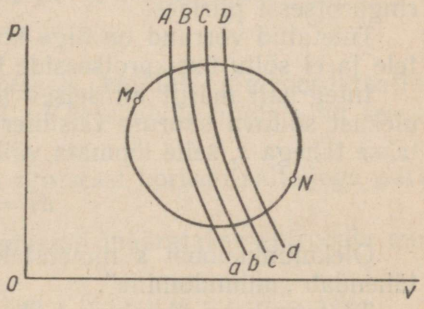
$$\frac{q_1}{T_1} = \frac{q_2}{T_2}.$$

Kui lugeda juurdeantud soojus q_1 positiivseks ja eemalejuhitud soojus q_2 negatiivseks, avaldub võrrand kujul

$$\frac{q_1}{T_1} - \left(-\frac{q_2}{T_2}\right) = 0, \quad \text{ehk} \quad \frac{q_1}{T_1} + \frac{q_2}{T_2} = 0.$$

Saadud seos näitab, et tagastataval ringprotsessil võrdub soojusehulkade ja temperatuuride suhete summa nulliga. Näitame, et see tulemus on õige ka joonisel 85 kujutatud tagastatava ringprotsessi korral.

Jaotame ringprotsessi adiabaatidega elementideks. Suure hulga adiabaatide korral võib ilma nimetamisväärse veata oletada, et väga lähedastes lõikudes A—B, C—D, a—b, c—d jt. on temperatuurid elementaarsete protsesside vältel konstantsed. Järelikult võib väita, et elementaarsete lõikude ulatuses toimuvad elementaarsed Carnot ringprotsessid. Tähistame üksikutes elementaarsetes Carnot ringprotsessides gaasile juurde antud soojusehulki $\Delta q_1'$, $\Delta q_1''$, $\Delta q_1'''$, ..., Δq_1^n temperatuuridel T_1', T_1'', T_1''', ..., T_1^n. $\Delta q_2'$, $\Delta q_2''$, $\Delta q_2'''$, ..., Δq_2^n tähistagu gaasilt ärajuhitud soojusehulki temperatuuridel T_2', T_2'', T_2''', ..., T_2^n.



Joon. 85. Tagastatav ringprotsess p-v-diagrammil.

Carnot ringprotsessile tuletatud seoste alusel võime elmentaarsete ringprotsesside jaoks kirjutada:

esimesele ringprotsessile

$$\frac{\Delta q_1'}{T_1'} + \frac{\Delta q_1'}{T_2'} = 0;$$

teisele ringprotsessile

$$\frac{\Delta q_1''}{T_1''} + \frac{\Delta q_1''}{T_2''} = 0;$$

n-ndale ringprotsessile

$$\frac{\Delta q_1^n}{T_1^n} + \frac{\Delta q_2^n}{T_2^n} = 0.$$

Summeerides saame

$$\sum_1^n \frac{\Delta q_1}{T_1} + \sum_1^n \frac{\Delta q_2}{T_2} = 0.$$

Elementaarsete lõikude arvu lõpmatul suurenemisel, kus n läheneb lõpmatusele, võib summa väljenduda integraalidega

$$\int_M^N \frac{dq}{T} + \int_N^M \frac{dq}{T} = 0.$$

Summeerides integraalid, saame

$$\int_0 \frac{dq}{T} = 0,$$

kus dq — lõpmata väike juurdejuhitud soojusehulk temperatuuril T on positiivne, kui ta kehale antakse, ja negatiivne, kui ta kehalt ära juhitakse.

Ringike integraali märgi all näitab, et integraal on võetud kogu ringprotsessi piirides.

Tuletatud võrrand on õige kõigile protsessist osavõtvatele ainetele ja ei sõltu üksikprotsesside käigust.

Integraali märgi all seisev avaldus on teatud muutliku, keha olekust sõltuva suuruse täisdiferentsiaaliks. Seda suurust tähistatakse tähega s, selle lõpmata väikest juurdekasvu aga

$$ds = \frac{dq}{T}. \qquad (153)$$

Olekufunktsiooni s nimetatakse *entroopiaks*, mis kreeka keeles tähendab „muundumine".

Töötava keha üleminekul ühest olekust teise määratakse entroopia muutus integraaliga

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dq}{T}.$$

Valemist (153) nähtub, et entroopia juurdekasv on pöördvõrdeline temperatuuriga. Temperatuuri vähenemisel entroopia kasvab, mehaaniliseks tööks muundatav soojusenergia aga väheneb.

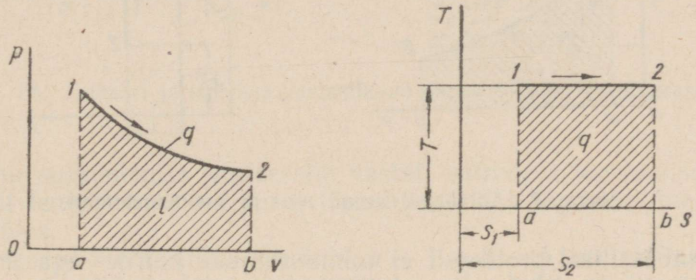
Asendades tuletatud valemis dq väärtuse üldisest soojusvõrrandist, saame integreerimisel

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{v_2}{v_1} \text{ kcal/kg °C.} \qquad (154)$$

Siit järeldub, et entroopia muutus ei sõltu protsessi iseloomust ja on määratud vaid töötava keha alg- ja lõppolekuga.

§ 80. PÕHILISTE PROTSESSIDE KUJUTAMINE *T-s*-KOORDINAATIDES

T-s-koordinaatide süsteemis kantakse ordinaatteljele temperatuur ja abstsissteljele keha entroopia. Nii nagu *p-v*-koordinaatideski, väljendub keha olek punktiga ja oleku muutuse protsess mingi kõveraga. Seejuures igale graafikule *p-v*-koordinaatide süsteemis vastab täielikult määratud graafik *T-s*-koordinaatide süsteemis.



Joon. 86. Isotermi asend *p-v*- ja *T-s*-diagrammil.

Konstanttemperatuurilist protsessi kujutab *p-v*-koordinaatides (joon. 86) võrdhaarne hüperbool. Kõveraalune pindala on seejuures ekvivalentne gaasi tööga.

T-s-diagrammil kujutab seda protsessi horisontaalteljega paralleelne sirgjoon.

Konstanttemperatuurilisel protsessil määratakse entroopia muutus valemiga (154)

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Kuna $T_2 = T_1$, kujuneb valem

$$s_2 - s_1 = AR \ln \frac{v_2}{v_1}, \text{ ehk } s_2 - s_1 = AR \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Gaasile protsessis $T = \text{konst.}$ antud soojusehulga võib määrata avaldusega

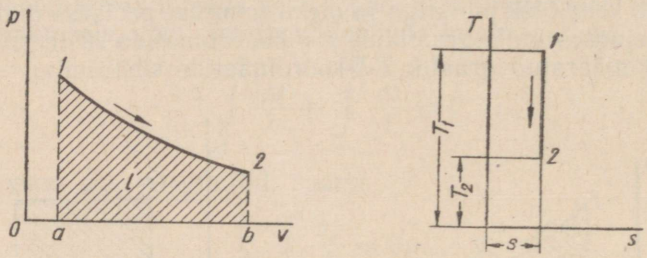
$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \frac{1}{T} \int_1^2 dq = \frac{q}{T},$$

ehk

$$q = T(s_2 - s_1).$$

Temperatuuri korrutis entroopia muutusega väljendub T-s-diagrammil protsessi kõvera ja kahe piirdeordinaadi poolt moodustatud pindalaga $a - 1 - 2 - b$. Paisumisprotsessile vastab T-s-diagrammil entroopia suurenemise protsess.

Adiabaatilist protsessi kujutab p-v-koordinaatides hüperbool (joon. 87). Vastava graafiku määramiseks T-s-diagrammil uurime entroopia põhilist avaldust.



Joon. 87. Adiabaadi asend p-v- ja T-s-diagrammil.

Adiabaatilisel protsessil ei toimu soojuse juurde- ega ärajuhtimist, järelikult ei toimu ka soojusehulga muutust. Seega

$$dq = 0,$$

ja

$$ds = \frac{dq}{T} = 0,$$

ehk

$$s = \text{konst.}$$

Järelikult adiabaatilises protsessis entroopia ei muutu. T-s-koordinaatides adiabaat kujutab endast vertikaalset, ordinaatteljega paralleelset sirget.

Paisumisprotsessile, millega alati kaasub temperatuuri langemine, vastab T-s-koordinaatides allasuunatud adiabaat. Adiabaatilisel komprimeerimisel on adiabaadil vastupidine suund. Kuna soojusehulk protsessi vältel ei muutu, osutub adiabaadi all olev pindala võrdseks nulliga.

Konstantmahuline ja konstantrõhuline protsess väljenduvad p-v-diagrammil sirgjoontega (joon. 88).

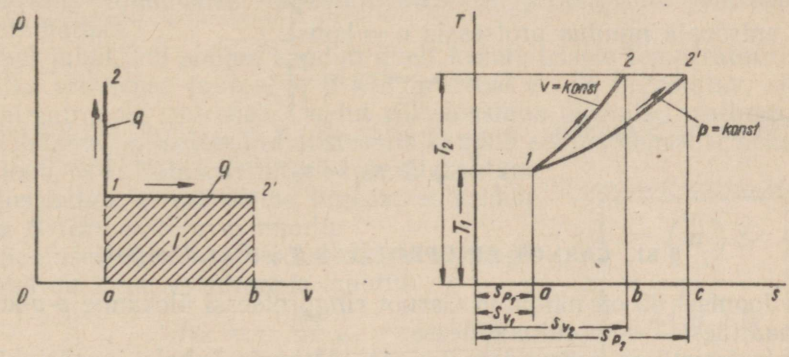
Nende protsesside kujutamiseks T-s-koordinaatides määrame entroopia muutuse valemiga (154):

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + AR \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Kui $v = \text{konst.}$, siis $v_1 = v_2$ ja

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}.$$

Nagu nähtub viimasest võrrandist, kujutab isohoor T-s-koordinaatides logaritmilist kõverat.



Joon. 88. Isobaari ja isohoori vastastikune asend p-v- ja T-s-diagrammil.

Rõhu suurenemise protsessile vastab entroopia kasvamise protsess. Et temperatuur seejuures tõuseb, suundub logaritmiline kõver $1 - 2$ üles.

Protsessikõvera alune pindala $a - 1 - 2 - b$ on ekvivalentne konstantmahulises protsessis tarbitud soojusehulgaga.

Entroopia muutus konstantrõhulises protsessis määratakse avaldusega

$$s_2 - s_1 = \int_1^{2'} \frac{dq}{T}.$$

Et aga

$$dq = c_p dT,$$

siis

$$s_2 - s_1 = c_p \int_1^{2'} \frac{dT}{T} = c_p \ln \frac{T_2'}{T_1}.$$

Ka see võrrand on logaritmilise kõvera võrrandiks. Järelikult T-s-koordinaatide süsteemis kujutab isobaari kõver $1 - 2'$.

Paisumisprotsessile, millega kaasub soojuse juurdejuhtimine kehale, vastab entroopia kasv.

Kui T-s-koordinaatides tõmmata punktist *1* isobaar ja isohoor, nagu on näidatud joonisel 88, kulgeb konstantrõhulise protsessi kõver lamedamalt kui konstantmahulise protsessi oma.

Seetõttu vastab ühesugusele temperatuuritõusule $p = \text{konst.}$ protsessis entroopia suurem muutus kui $v = \text{konst.}$ protsessis. Seda võib tõestada järgmise arutlusega:

entroopia muutus protsessis $p = \text{konst.}$

$$s_{p_2} - s_{p_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1};$$

entroopia muutus protsessis $v = \text{konst.}$

$$s_{v_2} - s_{v_1} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1};$$

kuna $c_p > c_v$, siis

$$s_{p_2} - s_{p_1} \geqslant s_{v_2} - s_{v_1}.$$

§ 81. CARNOT RINGPROTSESS T-s-DIAGRAMMIL

Joonisel 89 on näidatud Carnot ringprotsessi ülekanne p-v-koordinaatidest T-s-koordinaatidesse.

Isotermilises paisumisprotsessis töötavale kehale juurdejuhitud soojusehulga q_1 määrab pindala $a - 1 - 2 - b$.

Isotermilises komprimeerimisprotsessis ärajuhitud soojusehulga q_2 määrab pindala $a - 4 - 3 - b$.

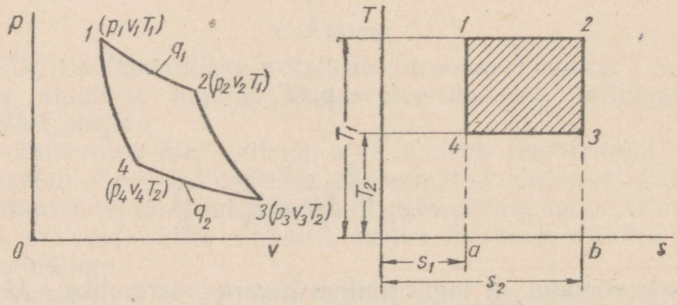
Viirutatud pindala $1 - 2 - 3 - 4$ on seega ekvivalentne juurdeja ärajuhitud soojusehulga vahega.

Ringprotsessi termilist kasutegurit väljendab suhe

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{\text{pindala } 1 - 2 - 3 - 4}{\text{pindala } a - 1 - 2 - b};$$

$$\text{pindala} \cdot 1 - 2 - 3 - 4 = (s_2 - s_1)(T_1 - T_2);$$

$$\text{pindala} \cdot a - 1 - 2 - b = (s_2 - s_1) T_1.$$



Joon. 89. Carnot ringprotsess p-v- ja T-s-koordinaatides.

Asetades pindalade leitud väärtused võrrandisse, saame

$$\eta_t = \frac{(s_2 - s_1)(T_1 - T_2)}{(s_2 - s_1) T_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

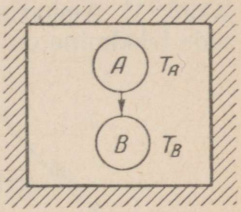
Seega T-s-diagramm võimaldab kasutatud ja juurdeantud soojusehulkadele vastavate pindalade suhtega määrata mistahes ringprotsessi termilist kasutegurit.

§ 82. ENTROOPIA KASVAMINE ISOLEERITUD SÜSTEEMIS

Nagu juba varem näidatud, jääb lõpmata väikeses temperatuuriintervallis toimuvates tagastatavates ringprotsessides entroopia muutumatuks.

Sel juhul, kui soojus kandub ühelt kehalt teisele temperatuuride lõpliku erinevuse juures, s. t. kus protsess ei ole tagastatav, süsteemi entroopia suureneb. Öeldut võib tõestada järgmise arutlusega.

Oletame, et isoleeritud süsteemis kandub soojus kehalt A kehale B (joon. 90). Tähtsusetult väikese ülekantava soojusehulga korral võime lugeda, et kehade A ja B temperatuur ei muutu.



Joon. 90. Soojuseülekanne isoleeritud süsteemis.

Soojuseülekande protsessi säärastel tingimustel on keha A entroopia muutus

$$\Delta s_A = -\frac{\Delta q}{T_A},$$

ja keha B entroopia muutus

$$\Delta s_B = \frac{\Delta q}{T_B}.$$

Kogu süsteemi entroopia muutust võib määrata isoleeritud süsteemi kõigi punktide entroopia muutuste algebralise summeerimise teel:

$$\Delta s_{süst.} = \Delta s_A + \Delta s_B = -\frac{\Delta q}{T_A} + \frac{\Delta q}{T_B},$$

ehk

$$\Delta s_{süst.} = \Delta q \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{T_A} \right).$$

Kuna T_A on suurem kui T_B, siis viimase avalduse põhjal tagastamatute soojusprotsesside olemasolul süsteemi entroopia kasvab.

§ 83. „SOOJUSSURMA" TEOORIA

Analoogiliselt sellele, kuidas ülemisest reservuaarist alumisse reservuaari voolav vesi viimase täitumisel kaotab osa oma potentsiaalsest energiast, kaotab ka soojusenergia üleminekul kõrgema temperatuuriga soojuseallikast madalama temperatuuriga soojuseallikasse osa oma mehaaniliseks tööks muundumise võimest.

Kui kõik temperatuurid ühtlustuvad, saavutab süsteemi entroopia maksimumi. Sel juhul peab lakkama soojusjõumasinate töö.

Clausius ja mõned teised teadlased, kes laiendasid isoleeritud süsteemi entroopia kasvamise printsiipi kogu universumile, jõudsid soojussurma teooriale, mille kohaselt universumis toimub soojuse ühtlase jaotumise ja temperatuuride ühtlustamise protsess. Ühtlaselt jaotatud soojus on soojusenergia degradeerunud vormiks, ning seda ei saa kasutada soojusjõumasinates.

Dialektilise materialismi seisukohalt, mis vaatleb universumit kui energia hajumisprotsesside ja kontsentreerumisprotsesside kogumikku, on soojussurma teooria alusetu. Friedrich Engels ütleb: „Me tuleme seega järeldusele, et maailmaruumi kiirguv soojus peab mingisugusel teel — teel, mille peab selgitama tulevane loodusteadus, — üle minema teise liikumisvormi, milles ta võib uuesti kuhjuda ja alata funktsioneerimist." [1] Praegusajal on tõestatud, et universumis esineb nähtusi, kus toimub energia uuendumine ja kontsentreerumine. Kooskõlas akad. O. J. Schmidti poolt välja töötatud maa tekkimise uue teooriaga esineb radioaktiivsete elementide lagunemise tagajärjel maasisene soojenemine ka meie päevil. Akad. V. Ambartsumjani uurimustega on kindlaks tehtud, et tähtede tekkimine on alati aset leidnud ja jätkub ka meie ajastul.

XIII peatükk

KOMPRESSORI RINGPROTSESS

§ 84. ÜHEASTMELINE KOLBKOMPRESSOR

Kompressoriteks nimetatakse masinaid, mis on ette nähtud gaasiliste kehade komprimeerimiseks. Erinevalt soojusjõumasinatest ei soorita kompressor mehaanilist tööd, vaid tarbib seda ise.

Joonisel 91 on näidatud üheastmelise kolbkompressori skeem ja ringprotsess. Kolb saab edasi-tagasi liikumise väntmehhanismilt. Kompressoril on kaks klappi, milledest imemisklapp avaneb silindri sisemusse, väljalaskeklapp aga väljapoole. Mõlemad klapid avatakse ja suletakse automaatselt. Kolvi liikumisel vasakult paremale avaneb sisselaskeklapp *1* ja gaas imetakse silindrisse. Imemisprotsessi kujutab *p-v*-diagrammil joon *AB*. Kolvi tagasikäigul imemisklapp sulgub ja silindrisse imetud gaas surutakse kokku. Komprimeerimisprotsessi kujutab joon *BC*. Gaasi komprimeerimisel ballooni rõhuni avaneb automaatselt surveklapp *2* ning komprimeeritud gaas voolab ballooni.

Gaasi väljasurumine toimub konstantsel rõhul ning seda kujutab joon *CD*. Protsessid *AB* ja *CD* ei ole isobaarilised, sest konstantne rõhk neil protsessidel ei teki gaasi olekumuutusest, vaid ta hulga muutusest.

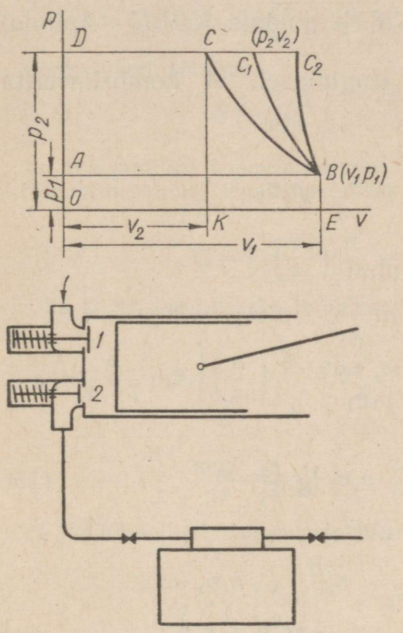
---

[1] Ф. Энгельс, Диалектика природы, изд. 1936, стр. 98.

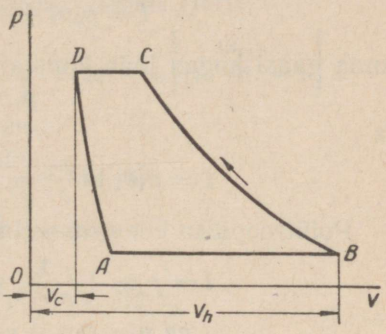
Joon *DA* diagrammil vastab silmapilksele rõhu langusele kolvi liikuma hakkamisel vasakpoolsest surnud seisust parempoolsesse. Tegelikkudes kompressorites rõhu langus ei ole nii järsk, kuna silindri kaane ja kolvi vahele jääb teatud kogus gaasi, mis kolvi tagasiliikumisel paisub. Vända surnud seisus kolvi pea ja silindri kaane vahele jäävat ruumi nimetatakse kahjulikuks ruumiks.

Joonisel 92 on näidatud kahjuliku ruumiga tegeliku kompressori töö diagramm. Kahjuliku ruumi v_c tõttu algab imemine alles siis, kui sellesse kokkusurutud gaas on paisunud imemisrõhuni.

Kahjulik ruum vähendab seega sisseimetava õhu kogust ja järelikult ka kompressori tootlikkust.



Joon. 91. Kompressori skeem ja teoreetiline töödiagramm.



Joon. 92. Kompressori tegelik töödiagramm.

Praktiliselt ei ole võimalik luua säärast konstruktsiooni, milles kahjulik ruum täielikult puuduks. Seetõttu tegelik ringprotsess kaldub alati kõrvale ideaalsest.

§ 85. KOMPRESSORI POOLT GAASI KOMPRIMEERIMISEKS TARBITAVA TÖÖ MÄÄRAMINE

Komprimeerimiseks tarbitav töö on teoreetiliselt määratud pindalaga *ABCD* ning see sõltub komprimeerimisprotsessi iseloomust. Komprimeerimisprotsess võib olla adiabaatiline, isotermiline või polütroopiline.

Joonisel 91 vastab joon *BC* isotermilisele, joon BC_2 adiabaatilisele ja BC_1 polütroopilisele komprimeerimisele. Kõverate paigutusest selgub, et kõige vähem tarbitakse tööd isotermilisel, kõige rohkem aga adiabaatilisel komprimeerimisel.

Isotermilise komprimeerimise läbiviimiseks tuleb kompressorit intensiivselt veega jahutada ja töötada väntvõlli võimalikult väikese pöörete arvuga. Nõrga jahutuse ja väntvõlli suure pöörete arvu korral läheneb komprimeerimine adiabaatilisele. Komprimeerimiseks tarbitava töö võib määrata pindalaga *ABCD*.

Kompressori ringprotsessi graafiliselt kujutuselt (joon. 91) võime kirjutada:

pindala *ABCD* = pindala *ODCK* + pindala *KCBE* — pindala *OABE*.

Määrates pindalade suurused tingimusel, et komprimeeritav gaasikogus on 1 kg, saame

$$l = p_2v_2 + \int_{v_1}^{v_2} pdv - p_1v_1.$$

Isotermilise komprimeerimise puhul

$$l = p_2v_2 + p_1v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - p_1v_1;$$

kuna gaasi kogus jääb konstantseks, siis

$$p_2v_2 = p_1v_1$$

ja

$$l = p_1v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = 2{,}303\, p_1v_1 \lg \frac{p_2}{p_1} \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}. \qquad (155)$$

Polütroopilise komprimeerimise puhul

$$l = p_2v_2 + \frac{1}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1) - p_1v_1 =$$

$$= \frac{np_2v_2 - p_2v_2 + p_2v_2 - p_1v_1 - np_1v_1 + p_1v_1}{n-1};$$

taandades saame

$$l = \frac{n}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1) \frac{\text{kgm}}{\text{kg}}. \qquad (156)$$

Tuues p_1v_1 sulgude ette ja asendades suhte $\frac{p_2v_2}{p_1v_1}$ suhtega $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$, saame

$$l = \frac{n}{n-1} p_1v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \text{ kgm/kg}. \qquad (157)$$

Polütroopilise komprimeerimisega kompressorile tuletatud võrrandid osutuvad kehtivateks ka adiabaatilise komprimeerimisega kompressorile tingimusel, kui polütroobi astendaja n asendada adiabaadi astendajaga k.

Tavaliselt toimub kompressorites polütroopiline komprimeerimine astendajaga $n = 1{,}2 \div 1{,}25$.

Näide. Kompressori silindrisse imetakse tunnis 100 m³ õhku temperatuuriga 27° C. Arvutada kompressori võimsus ja komprimeeritud õhu temperatuur isotermilise, adiabaatilise ja polütroopilise komprimeerimise korral, kui astentaja $n = 1{,}2$. Õhu rõhk muutub komprimeerimisel 1 ata kuni 6 atü-ni.

a) Isotermilisel komprimeerimisel

$$T_2 = T_1 = 300° \text{ K}.$$

Komprimeerimiseks tarbitava töö leiame valemiga (155):

$$L = 2{,}303\, p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1} = 2{,}303 \cdot 10^4 \cdot 100 \lg \frac{7}{1} = 1\,946\,035 \frac{\text{kgm}}{\text{h}}.$$

Kompressori võimsus

$$N = \frac{L}{3600 \cdot 75} = \frac{1\,946\,035}{3600 \cdot 75} = 7{,}2 \text{ HJ}.$$

b) Adiabaatiline komprimeerimine.

Komprimeerimise lõpptemperatuuri leiame seosest

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 300\ (7)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} = 520° \text{ K}.$$

Õhu komprimeerimiseks tarbitava töö leiame valemiga (157):

$$L = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] = \frac{1{,}4}{1{,}4-1} \cdot 1 \cdot 10^4 \cdot 100 \left[(7)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} - 1\right] =$$

$$= 2\,600\,000 \text{ kgm/h}.$$

$$N = \frac{L}{3600 \cdot 75} = \frac{2{,}6 \cdot 10^6}{3600 \cdot 75} = 9{,}63 \text{ HJ}.$$

c) Polütroopilisel komprimeerimisel, kui astendaja $n = 1{,}2$,

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 300 \cdot (7)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}} = 415° \text{ K}.$$

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] = \frac{1{,}2}{1{,}2-1} \cdot 1 \cdot 10^4 \cdot 100 \left[(7)^{\frac{1{,}2-1}{1{,}2}} - 1\right] =$$

$$= 2\,286\,000 \text{ kgm/h}.$$

$$N = \frac{L}{3600 \cdot 75} = \frac{2\,286\,000}{3600 \cdot 75} = 8{,}46 \text{ HJ}.$$

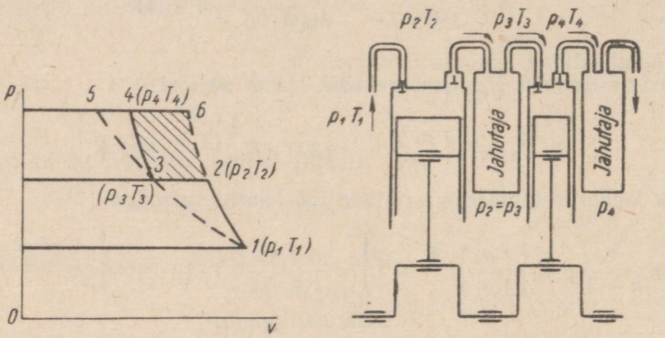
§ 86. MITMEASTMELINE KOMPRESSOR

Mitmeastmelist kompressorit kasutatakse gaasi komprimeerimiseks kõrgele rõhule. Kogu protsess jaotatakse seejuures mitme silindri vahel. Ühest silindrist teise üleminekul jahutatakse gaasi. Vahepealse jahutamise tõttu võib kompressori silindris hõlpsalt luua soodsaima temperatuurirežiimi, mis võimaldab gaasi komprimeerida minimaalse töökuluga ja luua normaalsed määrimistingimused.

Gaasi komprimeerimisel kõrge rõhuni ühesilindrilises kompressoris esineb tunduv temperatuuri tõus, mille tagajärjel määrdeõli

kiht aurustub. Peale selle suureneb kõrgetel rõhkudel kahjuliku ruumi negatiivne mõju kompressori tööle. Üheastmelisi kompressoreid kasutatakse tavaliselt gaasi komprimeerimiseks mitte enam kui 6—8 atü-ni.

Joonisel 93 on näidatud kaheastmelise kompressori skeem ja töö diagramm. Pärast komprimeerimist esimeses astmes, mis *p-v*-diagrammil on kujutatud polütroobiga *1 — 2*, voolab gaas jahutajasse, kus teda jahutatakse konstantsel rõhul gaasi algtemperatuuriga võrdse temperatuurini T_3.



Joon. 93. Kaheastmelise kompressori skeem ja teoreetiline töödiagramm.

Jahtumisprotsessi kujutab *p-v*-diagrammil isobaar *2 — 3*. Pärast jahutamist suunatakse gaas teise silindrisse edasiseks komprimeerimiseks. Komprimeerimisprotsessi kujutab *p-v*-koordinaatides polütroop *3 — 4*. Pärast komprimeerimist juhitakse gaas uuesti jahutajasse ja jahutatakse konstantsel rõhul temperatuurini T_5.

Kui jahutamisprotsess läbi viia vaadeldud polütroobi järgi ühes silindris, kujutab seda *p-v*-koordinaatides kõver *1 — 2 — 6*. Kui komprimeerimine toimuks ideaalse isotermilise protsessi järgi, oleks komprimeerimiskõver *1 — 3 — 5*. Nagu graafikust selgub, annab vahepealne jahutamine kompressori töö säästu, mis on määratud viirutatud pinnaga *2 — 3 — 4 — 6*, ja lähendab komprimeerimisprotsessi kõige ökonoomsemale, isotermilisele protsessile.

Soodsaimate töötingimuste saavutamiseks tuleb võimalust mööda suurendada kompressori astmete arvu.

XIV peatükk

SISEPÕLEMISMOOTORITE RINGPROTSESSID

Sisepõlemismootorite töö termodünaamilisel uurimisel osutub kohaseks vaadelda neid ideaalsete tagastatavate ringprotsesside järgi töötavate masinatena. Ideaalne ringprotsess eeldab, et töötava kehaga toimuvad vaid füüsikalised, mitte aga keemilised muutused, s. t. et gaasi kogus ega ka koostis protsessis ei muutu.

Kütuse põlemisprotsessi ja väljalaset tuleb sel juhul ette kujutada kui soojuse juurde- ja ärajuhtimise protsesse.

Polütroopilisi komprimeerimis- ja paisumisprotsesse vaadeldakse ideaalsetes ringprotsessides kui adiabaatilisi, s. t. eeldatakse, et silindri seinad soojust läbi ei lase ning puudub hõõrdumine kolvi ja silindri seinte vahel.

Ideaalsete ringprotsesside uurimine võimaldab määrata antud masinatüübile termodünaamilisest seisukohast suurima kasuteguri ja võimaliku saadava töö, sõltumatult masina konstruktiivsetest iseärasustest.

§ 87. RINGPROTSESS SOOJUSE JUURDEJUHTIMISEGA KONSTANTSEL MAHUL

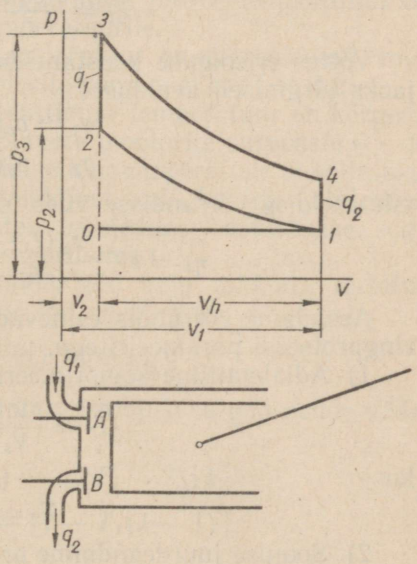
Praegusajal töötavad selle ringprotsessi järgi kõik sundsüütega sisepõlemismootorid.

Joonisel 94 on näidatud taolise ringprotsessi diagramm. Kolvi liikumisel vasakult paremale avab mehhanism imemisklapi *A*, mille kaudu imetakse silindrisse õhu ja vedelkütuse või põlevgaasi segu.

Imemisprotsess toimub konstantsel rõhul, mille teoreetiliselt võib lugeda võrdseks atmosfääri rõhuga.

Diagrammil kujutab imemisprotsessi joon *0 — 1*.

Kolvi järgmisel käigul paremalt vasakule surutakse põlevsegu adiabaatiliselt kokku joone *1 — 2* järgi. Komprimeerimise lõpul, kui kolb on jõudnud oma äärmisse asendisse, süüdatakse põlevsegu tavaliselt elektrisädemega. Segu põleb silmapilkselt konstantsel mahul, kusjuures esineb rõhu ja temperatuuri tunduv tõus. Põlemisprotsess on diagrammil kujutatud joonega *2—3*.



Joon. 94. Soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsess.

Kõrge rõhu mõjul liigub kolb paremale ja töötav keha paisub (joon *3 — 4*). Kolvi äärmises parempoolses asendis avaneb väljalaskeklapp *B*, ühendades mootori silindri atmosfääriga, ja osa põlemisprodukte väljub atmosfääri. Sellele protsessile vastav joon *4 — 1* pole isohoor, sest töötava keha kogus protsessi vältel muutub.

Kolvi neljandal käigul paremalt vasakule tõrjutakse põlemisproduktid atmosfääri.

Diagrammil on väljalaskeprotsess kujutatud joonega *1 — 0*. Kolvi jõudmisel äärmisse vasakpoolsesse asendisse sulgub väljalaskeklapp ja mootori tööprotsess kordub.

Ringprotsessi termodünaamilisel uurimisel joonega *0 — 1* kujutatud imemis- ja väljalaskeprotsessi ei arvestata.

Ringprotsessi olemust iseloomustavaks parameetriks on *survеaste*, mis väljendab silindri kogumahu V_1 suhet survekambri mahuga V_2 ja mida tähistatakse tähega ε;

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}.$$

Teiseks iseloomustavaks parameetriks on *rõhutõus*, mis väljendab soojuse juurdeandmise protsessi lõpprõhu p_3 suhet komprimeerimise lõpprõhuga p_2. Rõhutõus tähistatakse tähega λ;

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}.$$

Et hinnata ringprotsessi soojuse kasutatavuse seisukohalt, määrame ta termilise kasuteguri üldavaldusega

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Võttes erisoojuse konstantsena, saame valemi üksikute liikmete jaoks järgmised avaldused:

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2),$$
$$q_2 = c_v(T_4 - T_1);$$

viimaseid η_t võrrandisse viies saame

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

Asendame võrrandis esinevad temperatuurid algtemperatuuri ja ringprotsessi parameetritega, uurides selleks üksikprotsesse.

1) Adiabaatiline komprimeerimine *1 — 2*:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1},$$

kust

$$T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}.$$

2) Soojuse juurdeandmine protsessis v = konst.:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda;\ T_3 = T_2\lambda = T_1\varepsilon^{k-1} \cdot \lambda.$$

3) Adiabaatiline paisumisprotsess:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

või

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda.$$

Asetades temperatuuride leitud väärtused termilise kasuteguri võrrandisse, saame

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \lambda - T_1}{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda - T_1 \varepsilon^{k-1}}.$$

Taandades saame

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \qquad (158)$$

Soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsessi termiline kasutegur sõltub järelikult surveastmest ja adiabaadi astendajast ning kasvab nende suurenemisega.

Surveastme tõstmise piiri määrab kütuse isesüttimise temperatuur.

Enneaegse süttimise vältimiseks peab segu temperatuur komprimeerimise lõpul olema madalam segu isesüttimise temperatuurist.

Praegusaegsed mootorid töötavad piirmise surveastmega, s. t. komprimeerimise säärase lõpprõhuga, mille juures temperatuur on väga lähedal segu isesüttimise temperatuurile.

Kõige madalam isesüttimise temperatuur on petrooleumil, mistõttu petrooleumiga töötavate mootorite surveaste ei ületa 4.2.

Bensiini ja generaatorgaasi isesüttimise temperatuur on kõrgem; seetõttu on seda liiki kütusega töötavate mootorite surveaste 6 — 9.

Tuleb märkida, et komprimeerimise lõpptemperatuur ei sõltu üksnes surveastmest ja adiabaadi astendajast, vaid ka segu algtemperatuurist. Petrooleumiga töötavates mootorites kasutatakse segu temperatuuri alandamiseks vee sissepritsimist.

Vaadeldava ringprotsessi kasuliku töö võib määrata tarbitud soojusehulgast lähtudes. 1 kg gaasi töö on võrdne

$$l = 427 (q_1 - q_2) \text{ kgm/kg}.$$

Asendades juurdeantud ja ärajuhitud soojusehulgad nende väärtustega, saame

$$l = 427 [c_v (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)] =$$

$$= 427\, c_v [T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1) - T_1 (\lambda - 1)],$$

ehk

$$l = 427\, c_v T_1 (\lambda - 1)(\varepsilon^{k-1} - 1) \text{ kgm/kg}. \qquad (159)$$

Näide. Arvutada petrooleumiga ja generaatorgaasiga töötava mootori surveastme piirmine väärtus ning määrata võimalik termilise kasuteguri tõus mootori üleviimisel petrooleumilt gaasile, kui töösegu algtemperatuur on mõlemal juhul 70° C, generaatorgaasi isesüttimise temperatuur 520° C, petrooleumi isesüttimise temperatuur 280° ja komprimeerimispolütroobi astendaja 1,35.

Surveastme piirmise väärtuse määrame, lähtudes komprimeerimise etteantud lõpptemperatuurist:
petrooleumile

$$\varepsilon = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{n-1}} = \left(\frac{280+273}{70+273}\right)^{\frac{1}{1{,}35-1}} = \left(\frac{553}{343}\right)^{2{,}86} = 3{,}95;$$

generaatorgaasile

$$\varepsilon = \left(\frac{520+273}{70+273}\right)^{\frac{1}{1{,}35-1}} = \left(\frac{793}{343}\right)^{2{,}86} = 11.$$

Termilise kasuteguri arvutame valemiga (158).
Petrooleumimootoril

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} = 1 - \frac{1}{3{,}95^{1{,}35-1}} = 1 - \frac{1}{1{,}61} = 0{,}379.$$

Generaatorgaasi-mootoril

$$\eta_{tg} = 1 - \frac{1}{11^{1{,}35-1}} = 1 - \frac{1}{2{,}31} = 0{,}567.$$

Arvutame kasuteguri võimaliku suurenemise mootori üleviimisel petrooleumiküttelt gaasiküttele:

$$\frac{\eta_{tg}}{\eta_{tp}} = \frac{0{,}567}{0{,}379} = 1{,}49 \text{ ehk } 49\%,$$

§ 88. RINGPROTSESS SOOJUSE JUURDEJUHTIMISEGA KONSTANTSEL RÕHUL

Termilise kasuteguri suurendamiseks surveastme tõstmise teel loodi mootorid, millede silindris komprimeeritakse ainult õhku, kuna kütus pritsitakse silindrisse alles komprimeerimise lõpul, kus ta kõrge komprimeerimise tagajärjel kuumenenud õhuga kokku puutudes põlema süttib.

Esimesed töökindlad, soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega mootorid ehitati 1899. a. Venemaal prof. G. F. Doeppi juhendamisel tehases „Russki dizel". Brightoni, Capitaini ja Dieseli poolt varem ehitatud kompressioonsüütega mootorid olid konstruktsioonilt ebatäielikud ja töötasid vaid petrooleumiga.

Nii näiteks ehitas Diesel 1897. a. mootori, milles ta püüdis teostada Carnot ringprotsessi. Sellest tingituna puudus mootori silindril vesijahutus. Ehitatud mootori ekspluatatsioonil ilmnes aga tema täielik kõlbmatus.

Alles pärast seda, kui Venemaal olid õhu ja kütuse eraldi komprimeerimisega mootorid konstruktiivselt ümber töötatud, olid kohandatud töötamiseks naftaga ning neis rakendati ringprotsessi soo-

juse juurdejuhtimisega konstantsel rõhul, hakkasid nad laialdaselt levima.

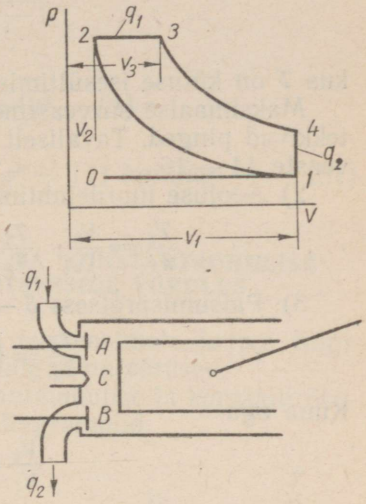
Uuritava ringprotsessi diagramm on kujutatud joonisel 95.

Kolvi käigul vasakult paremale avaneb imemisklapp *A* ja silindrisse imetakse õhk. Diagrammil kujutab seda protsessi joon *0 — 1*. Äärmises parempoolses asendis sulgub imemisklapp ja kolvi tagasikäigul paremalt vasakule komprimeeritakse sisseimetud õhk adiabaatiliselt kõvera *1 — 2* järgi.

Komprimeerimise lõpul ületab õhu temperatuur kütuse isesüttimistemperatuuri.

Kolmanda käigu algul juhitakse pihusti *C* kaudu silindrisse kütust, mis kõrge temperatuurini komprimeeritud õhu keskkonda sattudes põleb konstantsel rõhul, vastavalt juurdeandmise määrale. Põlemisprotsessi kujutab joon *2 — 3*. Punktis *3* lakkab kütuse juurdevool ja kolvi edasikäigul paisuvad põlemisproduktid adiabaatiliselt, mida kujutab kõver *3 — 4*.

Parempoolses surnud seisus avatakse väljalaskeklapp *B*, millega silinder ühendatakse atmosfääriga, ning osa põlemisprodukte väljub atmosfääri. Diagrammil kujutab seda protsessi joon *4 — 1*.



Joon. 95. Soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsess.

Kolvi neljandal käigul tõrjutakse ülejäänud põlemisproduktid atmosfääri. Protsess on kujutatud joonega *1 — 0*.

Ringprotsessi iseloomustavateks parameetriteks on surveaste ε ja mahtude suhe $\frac{V_3}{V_2}$, mida nimetatakse *eelpaisumisastmeks* ning tähistatakse ϱ.

Termilise kasuteguri määrab üldvõrrand

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Võttes erisoojused konstantsetena, saame

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2);$$
$$q_2 = c_v(T_4 - T_1).$$

Asendame võrrandis esinevad temperatuurid algtemperatuuri ja ringprotsessi iseloomustavate parameetritega. Uurime selleks üksikprotsesse:

1) Komprimeerimisprotsess *1 — 2*:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}; \; T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}.$$

Väikseim lubatud surveaste määratakse kütuse isesüttimistemperatuurist lähtudes valemiga

$$\varepsilon \geqslant \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

kus T on kütuse isesüttimistemperatuur.

Maksimaalse surveastme väärtuse määravad mootori materjalis tekkivad pinged. Tavaliselt on kompressioonsüütega mootorite surveaste 14 — 16.

2) Soojuse juurdejuhtimine konstantsel rõhul:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}; \; \frac{T_3}{T_2} = \varrho; \; T_3 = T_2 \varrho = T_1 \varepsilon^{k-1} \varrho.$$

3) Paisumisprotsess *3 — 4*:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_3}{V_1}\right)^{k-1}.$$

Kuna aga

$$\frac{V_3}{V_1} = \frac{V_3}{V_2} \cdot \frac{V_2}{V_1} = \frac{\varrho}{\varepsilon},$$

siis

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{\varrho}{\varepsilon}\right)^{k-1}; \; T_4 = T_3 \left(\frac{\varrho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = \frac{T_1 \varepsilon^{k-1} \varrho}{\varepsilon^{k-1}} \varrho^{k-1} = T_1 \varrho^k.$$

Asetades leitud väärtused termilise kasuteguri võrrandisse, saame

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v T_1 (\varrho^k - 1)}{c_p T_1 \varepsilon^{k-1} (\varrho - 1)},$$

ehk peale taandamist

$$\eta_t = 1 - \frac{\varrho^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (\varrho - 1)}. \qquad (160)$$

Järelikult ringprotsessi termiline kasutegur surveastme ε suurenemisega suureneb, eelpaisumisastme ϱ suurenemisega aga väheneb.

Eelpaisumisaste sõltub juurdeantud soojusehulgast, s. t. mootori koormusest.

Koormuse suurenemisega eelpaisumisaste suureneb, termiline kasutegur aga järelikult väheneb. Olemasolevates mootorites ϱ väärtus kõigub 2 kuni 3-ni. Ringprotsessi töö määrab protsessis kasutatud soojusehulk:

$$l = 427 (q_1 - q_2) = 427 \, [c_p (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1)] \text{ kgm/kg}.$$

Asendades temperatuurid nende avaldustega, saame

$$l = 427\,[c_p T_1 \varepsilon^{k-1}(\varrho - 1) - c_v T_1(\varrho^k - 1)] =$$
$$= 427\, c_v T_1\,[k\varepsilon^{k-1}(\varrho - 1) - (\varrho^k - 1)]\ \text{kgm/kg}.$$

Võttes arvesse, et

$$427 c_v = \frac{c_v}{A} = \frac{R}{k-1},$$

saame

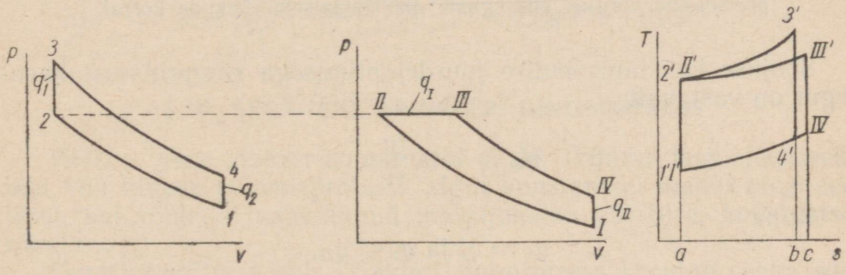
$$l = \frac{RT_1}{k-1}\,[k\varepsilon^{k-1}(\varrho - 1) - (\varrho^k - 1)] =$$

$$= \frac{p_1 v_1}{k-1}\,[k\varepsilon^{k-1}(\varrho - 1) - (\varrho^k - 1)]\ \text{kgm/kg}. \qquad (161)$$

§ 89. SOOJUSE KONSTANTMAHULISE JA KONSTANTRÕHULISE JUURDEJUHTIMISEGA RINGPROTSESSIDE VÕRDLUS

Võrdleme ringprotsesse ühesuguste surveastmete juures tingimusel, et gaasile juurdejuhitud soojusehulgad on võrdsed.

Joonisel 96 on toodud soojuse konstantmahulise ja konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsesside diagrammid.



Joon. 96. Soojuse konstantmahulise ja konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsesside võrdlus ühesuguste surveastmete korral.

Ringprotsesside vastastikune asend T-s-koordinaatides on määratud võrdlustingimustega. Ühesuguse surveastme korral komprimeerimise adiabaadid $1' - 2'$ ja $1' - II''$ T-s-diagrammil ühtivad, ringprotsessidesse antud soojusehulkadega $q_1 = q_I$ ekvivalentsed pindalad $a - 2' - 3' - b$ ja $a - II' - III' - c$ on aga omavahel võrdsed. T-s-diagrammil asub soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimise joon soojuse konstantmahulisest juurdejuhtimise joonest madalamal, mis juurdeantud soojust määravate pindalade võrdsuse korral on võimalik tingimusel, et punkt III' paikneb joonest $3' - 4'$ paremal.

Soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsessis kujutab ärajuhitavat soojusehulka pindala $a - 1' - IV' - c$.

Vastavat soojusehulka kujutab soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsessis pindala $a - 1' - 4' - b$.

T-s-diagrammist nähtub, et

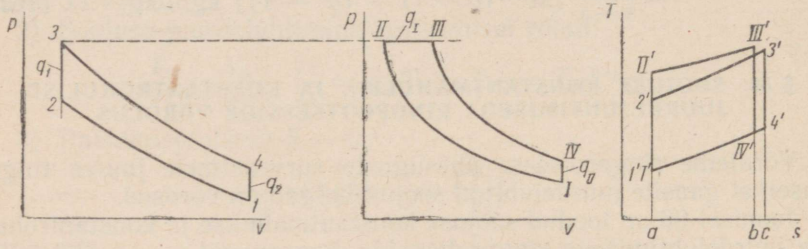
$$\text{pindala } a - 1' - 4' - b < \text{pindala } a - 1' - IV' - c,$$

ehk

$$q_2 < q_{II}.$$

Soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsessi termiline kasutegur

$$\eta_{tv} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$



Joon. 97. Soojuse konstantmahulise ja konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsesside võrdlus ühesuguste maksimaalsete rõhkude korral.

Soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsessi kasutegur on vastavalt

$$\eta_{tp} = 1 - \frac{q_{II}}{q_I}.$$

Kuna

$$q_1 = q_I \text{ ja } q_2 < q_{II},$$

siis

$$\eta_{tv} > \eta_{tp}.$$

Seega on ühesuguste surveastmete ja ühesuguste juurdejuhitud soojusehulkade korral soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsessi termiline kasutegur soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsessi termilisest kasutegurist suurem.

Mootorid, mis töötavad soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsessi järgi, võimaldavad siiski suuremat surveastet. Seetõttu on otstarbekohane ringprotsesse võrrelda erinevate surveastmete juures, kuid ühesuguste maksimaalsete rõhkude ja ringprotsesside tulemusena saadud ühesuguse kasuliku töö juures.

Uuritavad ringprotsessid on näidatud joonisel 97.

Võrdluse tingimuste järgi on kummaski koordinaatide süsteemis mõlema ringprotsessi pindalad võrdsed. T-s-koordinaatides asetseb soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega protsessi puhul

komprimeerimise lõpp-punkt *II'* punktist *2'* kõrgemal, kuna selles ringprotsessis on ka surveaste kõrgem.

Pindalade $I' — II' — III' — IV'$ ja $1' — 2' — 3' — 4'$ võrdsuse tagamiseks peab punkt *III'* asetsema joonest $3' — 4'$ vasakul. Seetõttu jääb soojuse ärajuhtimisele vastav pindala $a — I' — IV' — b$ väiksemaks pindalast $a — 1' — 4' — c$, mis vastab ärajuhitud soojusele soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsessis. Järelikult on soojuse ühesuguse kasutamise tingimustel ökonoomseimaks ringprotsessiks see, milles ärajuhitud soojusehulk on väikseim.

Vaadeldavate tingimuste kohaselt võib kirjutada

$$\eta_{tp} > \eta_{tv}.$$

Järelikult ühesuguste maksimaalsete rõhkude ning võrdsete tarbitud soojusehulkade puhul on soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsessi termiline kasutegur suurem kui soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsessi termiline kasutegur.

Näide. Kütuse isesüttimiseks vajalik temperatuur on 800° C. Arvutada soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsessi surveaste, kui komprimeerimise algtemperatuur $t_1 = 127°$ C. Komprimeerimine lugeda adiabaatiliseks ($k = 1{,}4$).

Adiabaatilise komprimeerimise valemist

$$\varepsilon = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(\frac{1073}{400}\right)^{\frac{1}{1{,}4-1}} = 2{,}69^{2{,}5} = 11{,}75.$$

§ 90. SEGA- EHK TRINKLERI RINGPROTSESS

1901. a. vene insener-konstruktor G. V. Trinkler tegi ettepaneku läbi viia kütuse põlemisprotsess algul konstantsel mahul ning seejärel, kui rõhk on saavutanud maksimaalse väärtuse, konstantsel rõhul.

Segaringprotsess ehk Trinkleri ringprotsess kasutab seega soojuse konstantsel mahul juurdejuhtimise termodünaamilisi paremusi. Selle ringprotsessi järgi töötavad pumppihustitega diiselmootorid.

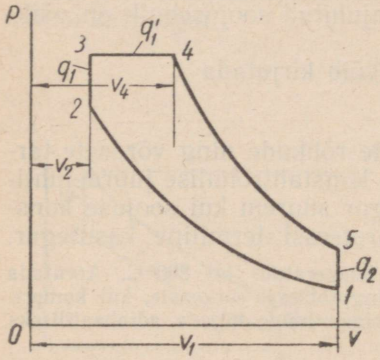
Joonisel 98 on näidatud segaringprotsess *p-v*-koordinaatides. Algul komprimeeritakse õhku adiabaatiliselt joone *1 — 2* järgi. Punktis *2* algab soojuse juurdeviimine, algul konstantsel mahul joone *2 — 3* järgi ja edasi konstantsel rõhul joone *3 — 4* kohaselt. Punktis *4* lõpeb soojuse juurdejuhtimine ja algab põlemisproduktide adiabaatiline paisumine vastavalt joonele *4 — 5*. Soojuse ärajuhtimine jahutajasse toimub konstantsel mahul joone *5 — 1* järgi. Trinkleri ringprotsessi järgi töötavates mootorites süttib kütus suure surveastme toimel. Ringprotsessi iseloomustavateks parameetriteks on surveaste ε, rõhutõus λ ja eelpaisumisaste ϱ. Termiline kasutegur määratakse üldvõrrandist

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1 + q_1'}.$$

Väljendades soojusehulgad q_1 q_1' ja q_2 vastavate erisoojuste ja temperatuuride kaudu, saame

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + k(T_4 - T_3)}.$$

Asendades saadud võrrandis kõik temperatuurid algtemperatuuri T_1 ja iseloomustavate parameetrite kaudu, saame:



Joon. 98. Segaringprotsess.

1) Protsess *1 — 2*

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = T_1 \varepsilon^{k-1}.$$

2) Protsess *2 — 3*

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda;\ T_3 = T_2\lambda = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda.$$

3) Protsess *3 — 4*

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} = \varrho;\ T_4 = T_3\varrho = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda\varrho.$$

4) Protsess *4 — 5*

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_1}\right)^{k-1}.$$

Kuna

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{v_4}{v_3} \cdot \frac{v_3}{v_1} = \varrho \cdot \frac{1}{\varepsilon},$$

siis järelikult

$$\frac{T_5}{T_4} = \frac{\varrho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}};\quad T_5 = \frac{T_4\varrho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{T_1\varepsilon^{k-1}\lambda\varrho\cdot\varrho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} = T_1\lambda\varrho^k.$$

Asetades leitud väärtused termilise kasuteguri valemisse, saame

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\varrho^k\lambda - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\varrho - 1)}. \qquad (162)$$

Kui $\lambda = 1$, muutub Trinkleri ringprotsess soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsessiks; $\varrho = 1$ juures Trinkleri ringprotsess muutub soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega ringprotsessiks.

Vastavalt surveastme ja survetõusu suurenemisele muutub ökonoomsemaks ka Trinkleri ringprotsess.

Kaasaegsetel pumppihustitega diislitel $\lambda = 2 \div 2{,}5$; $\varrho = 1{,}05 \div 1{,}2$ ja $\varepsilon = 14 \div 20$.

XV peatükk

VEEAUR

Peale protsesside gaasiga on soojustehnikas suure tähtsusega veel protsessid mitmesuguste ainete aurudega.

Eriti suure tähtsusega on protsessid veeauruga, kuna see on töötavaks kehaks aurumasinates ning leiab laialdast kasutamist soojuskandjana soojuse transportimisel vahemaade taha.

§ 91. PÕHILISED DEFINITSIOONID

Auruks nimetatakse reaalset gaasi, mis laseb end kergesti veeldada. Vedelikust erineb aur tunduvalt suurema molekulidevahelise kaugusega, mistõttu sidestusjõud aurudes on tähtsusetu. Mida kaugemal on auru olek vedeliku olekust, seda väiksemad on molekulidevahelised sidestusjõud ning seda rohkem läheneb aur oma olekult ideaalsele gaasile.

Praktikas tavalistel temperatuuridel ja rõhkudel tuleb arvestada nii sidestusjõudude mõju auru molekulide vahel kui ka molekulide mahtu, ning vaadelda veeauru kui reaalset gaasi.

Reaalse gaasi parameetrite arvutamise võrrand on toodud VII peatükis.

Võrrandi keerulisuse tõttu kasutatakse tavalistes arvutustes kõige sagedamini tabelandmeid, mis on saadud võrrandi lahendamise tulemusena.

Auru tekkimise protsess võib kulgeda vedeliku auramise ja keemise teel.

Auramiseks nimetatakse auru tekkimist vaid vedeliku pealispinnal. Auramisprotsessis rebivad suurimat kiirust omavad molekulid end vedelikust lahti ja lendavad ümbritsevasse ruumi. Temperatuuri tõusuga suureneb vedelikust väljalendavate molekulide hulk.

Keemiseks nimetatakse auru moodustumist vedeliku kogu mahus. Keemisprotsessi iseloomustab aurumullikeste olemasolu vedeliku pinnal ja sisemuses. Mullikeste kujunemisele aitavad kaasa vedelikus lahustunud gaasid, mis tekitavad keemise alguseks vajalikke aurustumiskoldeid. Keemisprotsess toimub antud vedeliku ja antud rõhu puhul täielikult kindlaksmääratud temperatuuril, mida nimetatakse keemistemperatuuriks. Keemistemperatuur jääb konstantseks kuni viimase vedelikutilga aurustumiseni. Sõltuvalt oma omadustest võib aur olla küllastunud või ülekuumendatud.

Küllastunud auruks nimetatakse auru, millel antud rõhul ning temperatuuril on maksimaalne tihedus ja partsiaalrõhk.

Auru küllastunud olek vastab säärasele auramisprotsessile, mille juures vedelikust väljalendavate molekulide hulk on võrdne temasse tagasipöörduvate molekulide hulgaga, s. t. antud temperatuuril ja rõhul leidub auru ruumis maksimaalne võimalik hulk molekule. Küllastunud auru rõhk sõltub vaid temperatuurist. Kui konstantsel tem-

peratuuril vähendada küllastunud auru mahtu, muundub teatud osa auru vedelikuks, mille tõttu auru rõhk jääb konstantseks. Mahu suurenemisel muutub osa vedelikku aga auruks ning tulemusena jääb rõhk jällegi konstantseks.

Kuivaks küllastunud auruks nimetatakse auru, mis saadakse kogu vedeliku aurustumisel.

Säärane olek vastab momendile, kus viimane vedeliku piisk muundub auruks.

Niiskeks küllastunud auruks nimetatakse auru, mis saadakse vedeliku mittetäielikul aurustumisel. Säärane aur kujutab endast auru ja väga väikeste vedelikupiisakeste segu. Kuiva auru suhtelist osakaalu niiskes aurus nimetatakse *kuivusastmeks* ja tähistatakse x. Vedeliku suhtelist osakaalu niiskes aurus nimetatakse *niiskusastmeks* ja tähistatakse y.

Järelikult,

$$x + y = 1. \tag{163}$$

Kuival aurul $x = 1$, vedelikul $y = 1$.

Ülekuumendatuks nimetatakse auru, mille temperatuur on kõrgem samarõhulise küllastunud auru temperatuurist.

Ülekuumendatud auru ja küllastunud auru temperatuuride vahet antud rõhul nimetatakse *ülekuumenduse astmeks*. Mida suurem on ülekuumenduse aste, seda suurema kilomahuga on ülekuumendatud aur ning seda suurem on molekulide vahekaugus aurus, kuna molekulidevahelised sidestusjõud ja molekulide maht auru kogumahus on vastavalt väiksemad. Suure ülekuumenduse astme korral läheneb aur oma omadustelt ideaalsele gaasile.

§ 92. AURUSTUMISPROTSESS JA SELLE KUJUTAMINE *p-v*-KOORDINAATIDES

Tegelikkudes katelseadmetes kulgevad aurustumis- ja ülekuumendamisprotsessid konstantsel rõhul. Sõltuvalt rõhu suurusest, millel nimetatud protsessid toimuvad, on nende kulgemise iseloom muutuv.

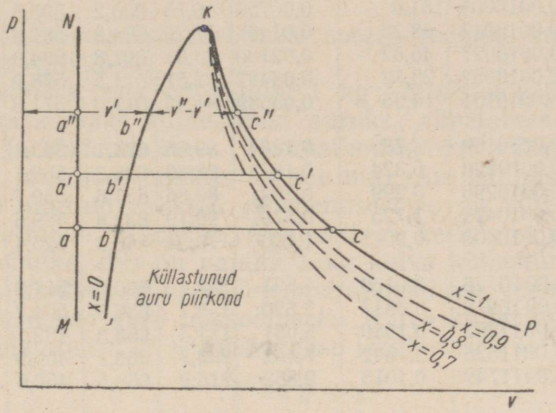
Joonisel 99 on p-v-koordinaatides kujutatud aurustumisprotsess erinevatel rõhkudel. Joon *MN* väljendab 0°-lise vee kilomahu muutust sõltuvalt rõhust.

Vee väikese kokkusurutavuse tõttu võib ta kilomahtu lugeda konstantseks, rõhust mitteolenevaks, mistõttu joon *MN* muutub paralleelseks ordinaatteljega.

Veeauru omaduste uurimiseks vaatleme 1 kg auru moodustumise protsessi konstantsel rõhul.

0° C vee algolek rõhul p on diagrammil kujutatud punktiga *a*. Vee kuumendamisprotsessi 0° C kuni keemistemperatuurini kujutab abstsissteljega paralleelne sirge *ab*. Vee oleku aurustumise algul määrab punkt *b*. Vee maht keemise algul tähistatakse v' ja see määratakse tabeli 14 järgi. Vee kilomahu suurenemine kuumendamisel

on tähtsusetu. Edasisel soojuse juurdejuhtimisel järgneb aurustumisprotsess, mis *p-v*-diagrammil on kujutatud joonega *bc*. Punktis *c* muundub viimane veetilgake auruks ja järelikult iseloomustab see punkt kuiva küllastunud auru olekut. Kõik joone *bc* vahepealsed punktid iseloomustavad *niiske küllastunud auru* olekut.



Joon. 99. Vee aurustamise protsess *p-v*-diagrammil.

Keemisprotsessi vältel jääb küllastunud auru temperatuur konstantseks. Vedeliku üleminekul auruks kulutatakse kogu soojus molekulide lahutamiseks vedelikust ja moodustuva auru paisumisega seoses olevaks välistööks. Kuiva küllastunud auru kilomahtu tähistatakse v'', ning see on paljukordselt suurem keemistemperatuurilise vee kilomahust.

Niiske küllastunud auru kilomahtu tähistatakse v_x ning see leitakse võrrandiga

$$v_x = v' + x(v'' - v').$$

Auru vähese niiskuse korral võib niiskuse mahu jätta tähele panemata. Sel juhul

$$v_x = v''x. \qquad (164)$$

Kuiva küllastunud auru kilomaht mitmesugustel rõhkudel määratakse tabelist 14.

Kuiva küllastunud auru kilomaht väheneb rõhu suurenemisel. Nii näiteks on kuiva küllastunud auru kilomaht rõhul 1 ata 1725 korda, rõhul 100 ata aga ainult 18,45 korda suurem kui 0° C-lise vee kilomaht. Aurustumisprotsesse, millede rõhk on kõrgem protsessi *abc* rõhust, kujutavad isobaarid $a'b'c'$ ja $a''b''c''$. Ühendades isobaaride iseloomustavad punktid, saame kõverad *Lk* ja *kP*. Kõver *Lk*, mis *p-v*-diagrammil vastab vee olekule keemistemperatuuril, ja kõver *kP*, mis vastab kuiva küllastunud auru olekule teatud kindlal rõhul, ühtivad kriitilises punktis *k*.

Küllastunud veeauru parameetrid sõltuvalt rõhust

p kg/cm²	t °C	v' m³/kg	v'' m³/kg	γ kg/m³	$i'\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	$i''\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	$r\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$	s'	s''
0,010	6,698	0,0010001	131,6	0,00759	6,73	600,2	593,5	0,0243	2,1451
0,020	17,204	0,0010013	68,25	0,01466	17,25	604,9	587,6	0,0612	2,0851
0,030	23,772	0,0010027	46,52	0,02150	23,81	607,8	584,0	0,0835	2,0501
0,050	32,55	0,0010052	28,72	0,03482	32,57	611,5	578,9	0,1126	2,0065
0,10	45,45	0,0010101	14,95	0,06689	45,45	617,0	571,6	0,1539	1,9480
0,20	59,67	0,0010169	7,789	0,1284	59,65	623,1	563,4	0,1975	1,8902
0,30	68,68	0,0010220	5,324	0,1878	68,66	626,8	558,1	0,2242	1,8568
0,50	80,86	0,0010296	3,299	0,3031	80,86	631,6	550,7	0,2592	1,8152
1,0	99,09	0,0010428	1,725	0,5797	99,19	638,8	539,6	0,3097	1,7593
2,0	119,62	0,0010600	0,9018	1,109	119,94	646,3	526,4	0,3639	1,7039
3,0	132,88	0,0010726	0,6169	1,621	133,4	650,7	517,3	0,3976	1,6717
5,0	151,11	0,0010918	0,3817	2,620	152,1	656,3	504,2	0,4426	1,6309
10	179,04	0,0011262	0,1980	5,051	181,3	663,3	482,1	0,5088	1,5748
15	197,36	0,0011525	0,1342	7,452	200,7	666,7	465,9	0,5507	1,5410
20	211,38	0,0011749	0,1015	9,852	215,9	668,5	452,6	0,5822	1,5161
25	222,90	0,0011953	0,08150	12,27	228,6	669,3	440,7	0,6074	1,4961
30	232,76	0,0012142	0,06797	14,93	239,6	669,6	430,0	0,6295	1,4794
40	249,18	0,0012493	0,05077	19,70	258,4	669,0	410,6	0,6654	1,4517
50	262,70	0,0012825	0,04026	24,84	274,3	667,5	393,2	0,6950	1,4288
75	289,17	0,0013626	0,02589	38,63	307,0	661,0	354,0	0,7532	1,3827
100	309,53	0,0014453	0,01846	54,17	334,2	651,7	317,5	0,7992	1,3440
150	340,56	0,001644	0,01066	93,81	381,9	625,6	243,7	0,8758	1,2728
200	364,08	0,001987	0,00618	161,9	431,3	581,4	150,1	0,9514	1,1848
224	373,6	0,00267	0,00373	268	479	520,7	41,4	1,0240	1,0880

Veeauru kriitiline punkt on määratud järgmiste parameetritega:

$$p_k = 225{,}65 \text{ ata};$$
$$t_k = 374{,}15^\circ \text{ C};$$
$$v_k = 0{,}0033 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Kriitilises punktis puudub vee ja auru oleku füüsikaline erinevus. Kriitilisest punktist kõrgematel temperatuuridel võib esineda vaid ülekuumendatud aur.

Esimesena andis kriitilise temperatuuri mõiste D. I. Mendelejev 1860. a.

§ 93. VEDELIKU KUUMENDAMISEKS JA AURUSTAMISEKS TARBITAVA SOOJUSE MÄÄRAMINE

1 kg vee kuumendamiseks konstantsel rõhul temperatuurilt 0° C kuni keemistemperatuurini tarbitavat soojusehulka nimetatakse *vedelikusoojuseks* ja tähistatakse q.

Siseenergia muutmiseks ja välistööks vajaliku vedelikusoojuse määrab valem

$$q = \Delta u + Ap(v' - v_0). \quad (165)$$

Vedeliku mahu muutus kuumutamisel on väga väike ja võib jääda arvestamata. Seega

$$q = \Delta u.$$

Aurustamisprotsessis tarbitakse soojus vedeliku molekulide eraldamiseks ja välistööks.

Soojusehulka, mis on vajalik 1 kg keemistemperatuurilise vee muutmiseks kuivaks küllastunud auruks, nimetatakse *aurustumissoojuseks* ja tähistatakse r. Aurustumissoojus väheneb rõhu tõusuga ning kriitilises punktis on see null. Aurustumissoojuse vähenemine on tingitud välistöö vähenemisest seoses kuiva küllastunud auru ja vee mahu erinevuse vähenemisega keemistemperatuuril.

Soojusehulka, mis on vajalik 1 kg kuiva küllastunud auru saamiseks konstantsel rõhul 0° C-temperatuurilisest veest, nimetatakse *kuiva küllastunud auru täissoojuseks*. Kuiva küllastunud auru täissoojust tähistatakse λ'' ja määratakse järgmisest avaldusest:

$$\lambda'' = q + r. \quad (166)$$

Niiske küllastunud auru täissoojus määratakse avaldusest

$$\lambda_x = q + rx. \quad (167)$$

Ülekuumendatud auru täissoojuseks nimetatakse soojust, mis on vajalik 1 kg 0° C vee muutmiseks antud rõhul antud ülekuumendusastmega ülekuumendatud auruks. Ülekuumendatud auru täissoojus λ määratakse järgmisest avaldusest

$$\lambda = \lambda'' + \Delta\lambda,$$

kus $\Delta\lambda$ on auru ülekuumendamiseks tarbitav soojusehulk.

Auru ülekuumendamiseks tarbitav soojusehulk määratakse ülekuumendatava auru keskmise erisoojuse abil:

$$\Delta\lambda = c_{pm}(t - t_s).$$

Ülekuumendatud auru täissoojus avaldub valemiga

$$\lambda = \lambda'' + \Delta\lambda = \lambda'' + c_{pm}(t - t_s), \quad (168)$$

kus c_{pm} on ülekuumendatud auru keskmine erisoojus (määratav tabelite abil);

t_s — vee keemis- või auru küllastumistemperatuur;

t — ülekuumendatud auru temperatuur;

$(t - t_s)$ — ülekuumendusaste.

Aurude ja reaalsete gaasidega toimuvate protsesside arvutamise lihtsustamiseks kasutatakse termodünaamikas laialdaselt töötava keha *entalpia* (soojusesisalduse) mõistet.

Protsessi konstantsel rõhul viidud soojusehulga määrab üldjuhul avaldus

$$q_p = u_2 - u_1 + Ap(v_2 - v_1) = (u_2 + Apv_2) - (u_1 + Apv_1);$$

tähistame

$$u_1 + Apv_1 = i_1;$$
$$u_2 + Apv_2 = i_2;$$

kus i_1 ja i_2 on töötava keha entalpia protsessi algul ja lõpul.

Entalpia on töötava keha olekuparameeter ning tema dimensiooniks on kcal/kg.

Entalpia muutuse määravad töötava keha oleku äärmised väärtused ning see ei sõltu protsessi käigust. Asetades entalpia väärtuse soojusvõrrandisse, saame

$$q = i_2 - i_1 \text{ kcal/kg.} \qquad (169)$$

Konstantrõhulisel protsessil iseloomustab entalpia muutus seega protsessi sooritamiseks tarbitud soojusehulka, s. t. on võrdne soojusesisalduste vahega.

Mistahes teistes protsessides ei vasta entalpia muutus tarbitud soojusehulgale, kuna ta suurus ei määra protsessi iseloomu.

Seoses sellega, et auru tootmine ja ülekuumendamine katelagregaatides toimub konstantsel rõhul, võib praktiliseks otstarbeks küllaldase täpsusega lugeda, et auru või vee täissoojus vastab ta entalpiale:

keeval veel $q = i'$;
kuival küllastunud aurul $\lambda'' = i''$;
niiskel küllastunud aurul $\lambda_x = i_x$;
ülekuumendatud aurul $\lambda = i$.

Niiske küllastunud auru entalpia määratakse avaldusest

$$i_x = i' + rx. \qquad (170)$$

Keeva vee ja kuiva küllastunud auru entalpia määratakse tabelist 14.

Ülekuumendatud auru entalpia ja kilomaht määratakse tabelist 15.

Näide. Aur voolab katlast rõhuga 25 ata ja kuivusastmega 0,9 ülekuumendisse, kus ta kuumeneb 420° C-ni. Leida niiske ja ülekuumendatud auru entalpia ja kilomaht.

Arvutame valemiga (170) niiske auru entalpia. Tabelist 14 leiame

$$i = 228{,}6 \text{ kcal/kg},$$
$$r = 440{,}7 \text{ kcal/kg}.$$

Asetades leitud väärtused valemisse (170), saame

$$i_x = 228{,}6 + 440{,}7 \cdot 0{,}9 = 625{,}23 \text{ kcal/kg}.$$

Niiske auru kilomahu arvutame valemiga (164):

$$v_x = xv''.$$

Selleks määrame algul tabeli 14 järgi kuiva küllastunud auru kilomahu v'':

$$v'' = 0{,}08150 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Asetades leitud väärtuse valemisse, saame

$$v_x = 0{,}9 \cdot 0{,}08150 = 0{,}07335 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

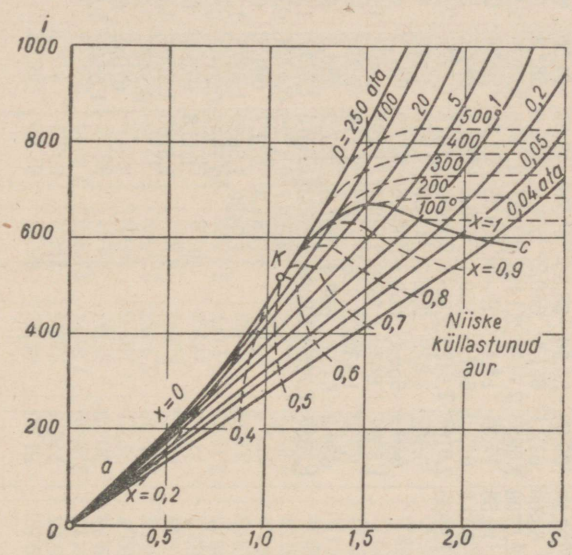
Ülekuumendatud auru entalpia ja kilomahu leiame tabelist 15:

$$i = 784{,}2 \text{ kcal/kg},$$
$$v = 0{,}1266 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

XVI peatükk

VEEAURU TABELID JA DIAGRAMMID

Veeauru oleku muutuse analüütiline arvutamine osutub väga keeruliseks, tingituna nii molekulide assotsiatsioonist kui ka võimalusest aurul üle minna ülekuumendatud olekust niiskesse olekusse. Tunduvalt lihtsam on enamikku termodünaamilisi ülesandeid lahendada graafiliselt. Veeauruga toimuvate protsesside arvutamisel kasutatakse eriti laialdaselt *i-s*-diagrammi.



Joon. 100. Veeauru *i-s*-diagramm.

Joonisel 100 toodud diagrammil kantakse abstsissteljele 1 kg auru entroopia ja ordinaatteljele entalpia. Kõver *ak* vastab keemistemperatuurilise vee olekule ja kõver *kC* — kuiva küllastunud auru (kuivusastmega $x = 1$) olekule. Viimast kõverat nimetatakse *ülemiseks piirikõveraks.*

Iga punkt, mis asub ülalpool ülemist piirikõverat, määrab ülekuumendatud auru oleku, iga alumise ja ülemise piirikõvera vahel asuv punkt aga niiske auru oleku.

Tabel 15

Ülekuumendatud veeauru kilomaht m^3/kg, entalpia kcal/kg ja entroopia kcal/kg °C.

Rõhk	Parameetrid	Temperatuur														
		40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320
0,05	*v*	29,42	31,31	33,19	35,08	36,96	38,85	40,73	42,62	44,50	46,39	48,27	50,15	52,04	53,92	55,80
	i	614,8	623,9	633,0	612,1	651.1	660,2	669,4	678,6	687,8	697,0	706,4	715,8	725,2	734,6	744,1
	s	2,0164	2,0439	2,0703	2,0953	2,1190	2,1415	2,1631	2,1839	2,2039	2,2231	2,2415	2,2595	2,2769	2,2938	2,3102
0,10	*v*		15,64	16,58	17,53	18,47	19,42	20.36	21,30	22,24	23,19	24,13	25,07	26,02	26,96	27,90
	i		623,7	632,8	642.0	651,0	660,1	669,3	678,5	687,7	697,0	706,3	715,7	725,1	734,5	744,1
	s		1,9672	1,9935	2,0186	2,0423	2,0649	2,0865	2,1073	2,1273	2,1465	2,1650	2,1830	2,2003	2,2172	2,2337
0,50	*v*				3,487	3,679	3,870	4,060	4,250	4,440	4,629	4,819	5,00	5,197	5,387	5,577
	i				640,8	650.1	659,3	668,6	677,9	687,2	696,6	705.9	715,48	724,9	734,3	743,9
	s				1,8397	1,8639	1,8866	1,9084	1,9294	1,9494	1,9686	1,9873	2,0053	2,0028	2,0397	2,0560
1,0	*v*				1,730	1,830	1,926	2,023	2,119	2,214	2,310	2,405	2,500	2,595	2,690	2,784
	i				639,2	649,0	658.4	667,8	677,2	686,6	696,0	705,5	714.9	724,5	734.0	743,5
	s				1,7587	1,7850	1,8083	1,8303	1,8515	1,8717	1,8913	1,9101	1,9284	1,9461	1,9634	1,9800
5,0	*v*							0,3917	0,4129	0,4334	0,4537	0,4736	0,4935	0,5131	0,5327	0,5521
	i							661,3	671,7	681,7	691,7	701.6	711,5	721,5	731,4	741,4
	s							1,6420	1,6659	1,6875	1,7079	1,7277	1,7467	1,7649	1,7826	1,7996
10	*v*								0,1987	0,2103	0,2214	0,2321	0,2426	0,2529	0,2630	0 2731
	i								663,8	675.4	686,5	697,2	707,6	717,8	728,0	738,4
	s								1,5760	1,6008	1,6236	1,6449	1,6650	1,6839	1,7019	1,7194
14	*v*									0.1460	0,1547	0,1629	0,1708	0,1784	0,1859	0,1933
	i									670,0	682,3	693,5	704,2	714,6	725,1	735,8
	s									1,5545	1,5796	1,6020	1,6229	1,6426	1,6612	1,6792
25	*v*											0,08643	0,09158	0,09640	0,1010	0,1055
	i											681,4	694,1	706,2	717,8	729,2
	s											1,5200	1,5443	1,5665	1,5874	1,6071
50	*v*													0,04330	0,04646	0,04927
	i													682.7	698.4	712,5
	s													1,4564	1,4842	1,5087
100	*v*															0,01988
	i															666,0
	s															1,3688

Rõhk	Parameetrid	Temperatuur												
		340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
	v	57,69	59,57	61,46	63,33	65,21	67,09	68,98	70,86	72,74	74,62	76,51	78,40	80,28
0,05	*i*	753,8	763,5	773,3	783,1	793,1	803,1	813,2	823,4	833,6	844,0	854,5	864,6	874,9
	s	2,3261	2,3418	2,3569	2,3717	2,3863	2,4006	2,4146	2,4283	2,4417	2,4550	2,4681	2,4808	2,4932
	v	28,84	29,78	30,72	31,67	32,61	33,55	34,49	35,43	36,38	37,32	38,26	39,20	40,14
0,10	*i*	753,5	763,3	773,1	783.0	792,9	802,9	813,0	823,3	833,5	843,9	854,4	864,6	874,9
	s	2,2497	2,2652	2,2804	2,2953	2,3098	2,3240	2,3381	2,3519	2,3654	2,3786	2,3916	2,4043	2,4168
	v	5,767	5,955	6,144	6.333	6,521	6,710	6,898	7,087	7,275	7,464	7,652	7,839	8,027
0,50	*i*	753,5	763,2	773,0	782,9	792,8	802,8	812,9	823,2	833,4	843,8	854.3	864,6	874,9
	s	2,0721	2,0876	2,1029	2,1177	2,1323	2,1466	2.1606	2,1744	2,1879	2,2011	2,2142	2,2269	2,2394
	v	2,880	2,975	3,068	3,163	3,257	3,352	3,446	3,540	3,635	3,729	3,824	3,918	4,012
1,0	*i*	753,2	762,9	772,7	782,6	792,6	802,6	812,7	823,0	833,2	843,6	854,1	864,4	874,8
	s	1,9961	2,0118	2,0271	2 0421	2,0567	2,0709	2,0848	2,0985	2,1119	2,1250	2,1379	2,1505	2,1628
	v	0,5715	0,5908	0,6101	0,6294	0,6485	0,6676	0,6867	0,7058	0,7248	0,7439	0,7629	0,7819	0,8009
5,0	*i*	751,4	761,4	771,4	781,5	791,5	801,7	811,9	822,1	832,3	842,7	853,0	863,5	874,0
	s	1,8161	1,8322	1,8478	1,8630	1,8778	1,8921	1,9062	1.9200	1,9335	1,9467	1,9596	1.9723	1,9848
	v	0,2829	0,2929	0,3028	0,3126	0,3223	0,3320	0,3417	0.3513	0,3609	0,3706	0,3802	0,3899	0,3994
10	*i*	748,7	758,9	769,2	779,5	789,7	799,9	810,3	820,6	831,0	841,5	852,0	862,5	873,1
	s	1,7365	1,7530	1,7690	1,7843	1,7994	1,8139	1,8282	1,8421	1,8558	1,8691	1,8822	1,8950	1,9075
	v	0,2005	0,2077	0,2150	0,2220	0.2291	0,2361	0,2431	0,2501	0,2570	0,2639	0,2709	0,2779	0,2848
14	*i*	746,4	756,9	767,4	777,9	788,3	798,7	809,1	819.5	830,1	840,6	851,2	861,7	872,3
	s	1,6967	1,7135	1,7297	1,7454	1,7607	1,7755	1,7898	1,8039	1,8177	1,8311	1,8443	1,8572	1,8698
	v	0,1098	0,1141	0,1183	0,1225	0,1266	0,1308	0,1347	0,1387	0,1426	0,1466	0,1506	0,1547	0,1586
25	*i*	740,5	751,6	762,6	773,4	784,2	795,1	805,7	816,4	827,1	837,9	848,7	859,4	870,2
	s	1,6256	1,6432	1,6603	1.6767	1,6924	1,7077	1,7225	1,7368	1,7509	1,7647	1,7782	1,7913	1,8040
	v	0,05186	0,05432	0,05671	0,05904	0,06130	0,06352	0,06571	0,06786	0,06999	0,07208	0,07416	0,07622	0,07827
50	*i*	725,8	738,5	750,8	762,9	774,7	786,3	797,8	809,2	820,5	831,7	842,9	854,1	865,3
	s	1,5308	1,5512	1,5703	1,5885	1,6057	1,6222	1,6380	1 6532	1,6680	1,6825	1,6966	1,7101	1,7232
	v	0,02210	0,02397	0,02561	0,02710	0,02850	0,02982	0,03109	0,03232	0,03352	0,03469	0,03583	0,03696	0,03803
100	*i*	689,2	708,0	724 5	739,6	753.9	767,5	780,6	793,5	806,1	818,5	830,8	843,1	855,2
	s	1,4071	1,4376	1,4632	1,4858	1,5065	1,5260	1,5444	1,5617	1,5781	1,5938	1,6090	1,6237	1,6379

Niiske auru piirkonda läbivad püsiva aurusisalduse kõverad, mis koonduvad kriitilisse punkti *k*. Vasakpoolsest alumisest nurgast lähtuvad lamedad jooned kujutavad isobaare, millest igaüks vastab mingile kindlale rõhule. Kuna aurustumisprotsessil temperatuur ei muutu, on isobaarid ühtlasi küllastunud auru piirkonnas isotermideks. Ülekuumendatud auru piirkonda üleminekul isobaarid ja isotermid eralduvad ja igaüks neist kujundub eri kõveraks. Võimalikult suure arvutustäpsuse saamiseks valmistatakse *i-s*-diagramm suures mastaabis, jättes ära praktilist tähtsust mitteomava niiskete aurude ala niiskusastmega alla 0,6.

Lisas on antud *i-s*-diagramm, millele peale isobaaride ja isotermide on kantud ka püsiva mahu jooned — isohoorid (punased jooned). *i-s*-diagramm võimaldab praktiliseks otstarbeks küllaldase täpsusega ja kiiresti määrata auru parameetreid ning lahendada mitmesuguseid aurujõuseadmetes kulgevate ringprotsesside ja protsesside uurimisega seoses olevaid termodünaamilisi ülesandeid.

Eriti kohaseks osutub *i-s*-diagramm adiabaatiliste protsesside uurimisel. Adiabaatilistes protsessides entroopia ei muutu, mistõttu adiabaatilist protsessi kujutab *i-s*-diagrammil ordinaatteljega paralleelne sirge.

N ä i d e 1. Määrata *i-s*-diagrammi abil veeauru, mille rõhk on 10 ata ja temperatuur 250° C, entalpia ja ülekuumenduse aste.

i-s-diagrammil määrame 250° C-le vastava isotermi ja 10 ata rõhule vastava isobaari lõikepunkti.

Kõverate lõikepunkt *A* määrab auru antud oleku *i-s*-koordinaatides (joon. 101).

Projekteerides leitud punkti ordinaatteljele, leiame ülekuumendatud auru entalpia:

$$i = 702 \text{ kcal/kg}.$$

Auru ülekuumenduse astme määramiseks leiame antud rõhule vastava küllastunud auru temperatuuri. 10 ata-le vastav isobaar lõikab kuiva küllastunud auru olekut määravat ülemist piirikõverat punktis *B*, mida läbib isoterm $t = 179°$ C.

Ülekuumenduse astme leiame seosest

$$t - t_s = 250 - 179 = 71° \text{ C}.$$

N ä i d e 2. Leida *i-s*-diagrammi abil veeauru, mille rõhk $p = 15$ ata ja kuivusaste $x = 0{,}9$, entalpia, temperatuur, kilomaht ja entroopia.

Määrame *i-s*-diagrammil (joon. 102) 15 ata rõhule vastava isobaari lõikepunkti konstantse kuivusastme $x = 0{,}9$ kõveraga.

Kõverate lõikepunkt *A* määrab auru antud oleku.

Projekteerides punkti *A* ordinaatteljele, leiame auru entalpia:

$$i = 620 \text{ kcal/kg}.$$

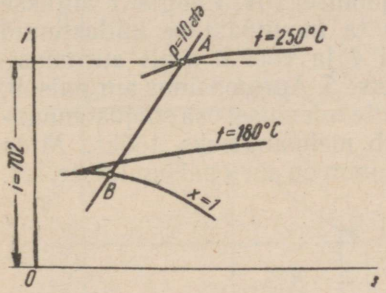
Projekteerides punkti *A* abstsissteljele, leiame entroopia väärtuse:

$$s = 1{,}422 \text{ kcal/kg °C}.$$

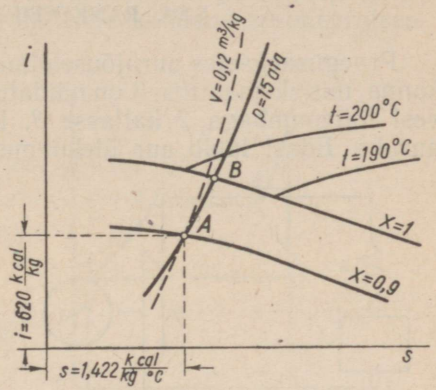
Auru kilomaht on määratud lõikepunkti läbiva konstantse kilomahu kõveraga $v = 0{,}12$ m³/kg.

Auru temperatuuri määramiseks leiame isobaari lõikepunkti ülemise piirikõveraga. Joonisel 102 vastab sellele punkt *B*, mis asub isotermide $t = 200°$ C ja $t = 190°$ C vahel. Ligilähedaselt võib võtta, et punkti *B* läbib temperatuurile $t = 197{,}3°$ C vastav isoterm.

Näide 3. 1 kg auru paisub adiabaatiliselt rõhult $p_1 = 50$ ata ja temperatuurilt $t_1 = 400°$ C rõhuni $p_2 = 0{,}05$ ata. Leida auru entalpia protsessi algul ja lõpul ning rõhk, mille juures paisuv aur muutub ülekuumendatud aurust küllastunud auruks.

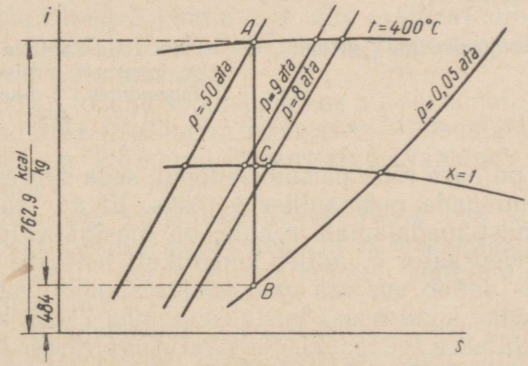


Joon. 101. Ülekuumendatud auru oleku parameetrite määramine *i-s*-diagrammi abil.



Joon. 102. Niiske auru oleku parameetrite määramine *i-s*-diagrammi abil.

Diagrammilt leiame auru entalpia protsessi algul (joon. 103) $i_1 = 762{,}9$ kcal/kg. Tõmbame algolekule vastavast punktist *A* adiabaadi kuni lõikumiseni isobaariga $p_2 = 0{,}05$ ata ja määrame protsessi lõppentalpia $i_2 = 484$ kcal/kg.



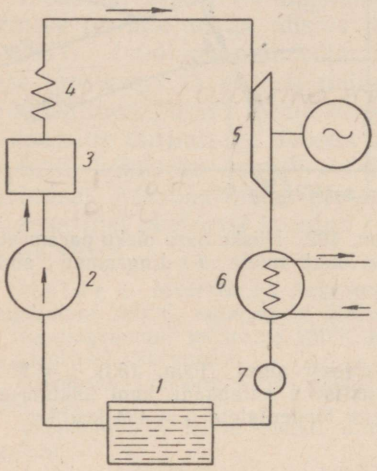
Joon. 103. Veeauru adiabaatiline oleku muutus *i-s*-diagrammil.

Auru ülekuumendatud olekust küllastunud olekusse üleminekule vastab *i-s*-diagrammil adiabaadi ja ülemise piirikõvera lõikepunkt *C*. Punkt *C* asub isobaaride 8 ata ja 9 ata vahel. Leiame ligilähedaselt, et punkti *C* peab läbima isobaar 8,5 ata. Ülekuumendatud auru üleminek küllastunud auruks toimub vaadeldavas protsessis järelikult rõhul $p = 8{,}5$ ata.

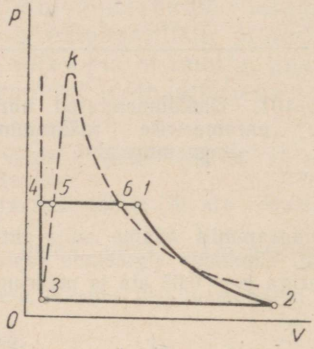
RINGPROTSESSID VEEAURUGA

§ 94. RANKINE'I RINGPROTSESS

Praegusaegsetes aurujõuseadmetes läbib töötav keha kinnise teekonna, mis skemaatiliselt on näidatud joonisel 104. Paagist *1* antakse vesi toitepumbaga *2* katlasse *3*, kus ta muundatakse küllastunud auruks. Edasi läbib aur ülekuumendi *4* ja voolab sealt aurumasinasse *5*. Aurumasinas aur paisub, mille tulemusel osa soojust muundub mehaaniliseks tööks. Mida suurem on auru paisumisaste, s. t.



Joon. 104. Aurujõuseadme skeem.



Joon. 105. Töötava keha oleku muutuse protsess aurujõuseadmes *p-v*-koordinaatides.

mida väiksem on auru rõhk paisumise lõpul, seda suuremat osa soojusest võib muundada mehaaniliseks tööks. Et aur saaks paisuda atmosfääri rõhust madalamale rõhule, on masina väljumispoolega ühendatud kondensaator *6*, milles kunstlikult hoitakse madal rõhk. Kondensaatoris annab aur osa oma soojusest jahutusveele ja kondenseerub. Saadav kondensaat imetakse pumba *7* abil kondensaatorist välja ja juhitakse toitepaaki. Seejärel ringprotsess kordub.

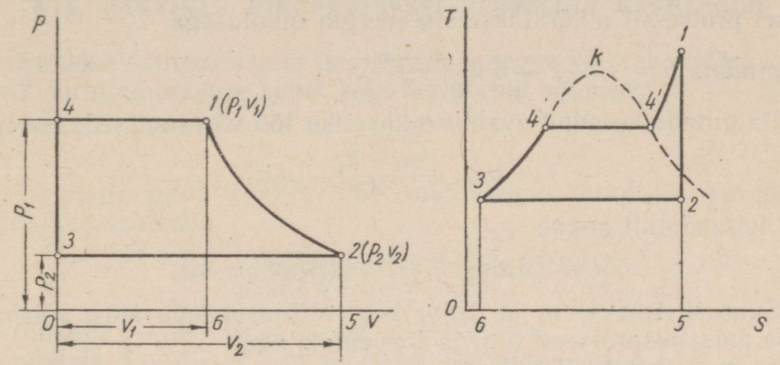
Joonisel 105 on töötava keha kirjeldatud olekumuutuse ringprotsess aurujõuseadmes kujutatud *p-v*-koordinaatides. Punkt *3* iseloomustab *p-v*-diagrammil vee olekut toitevee paagis.

Joon *3 — 4* vastab vee komprimeerimisele toitepumbas. Lugedes vee kokkusurumatuks vedelikuks, võib öelda, et komprimeerimisprotsess toimub konstantsel mahul. Järelikult muutub joon *3 — 4* paralleelseks ordinaatteljega.

Vee kuumendamine katlas keemistemperatuurini, ta aurustamine ja ülekuumendamine toimub konstantsel rõhul. Vee kuumendamis-

protsessi väljendab joon *4 — 5*, keemisprotsessi joon *5 — 6* ja ülekuumendamisprotsessi joon *6 — 1*.

Punkt *1* iseloomustab ülekuumendatud auru olekut masinasse voolamisel. Kõver *1 — 2* vastab auru diabaatilisele paisumisprotsessile ja joon *2 — 3* auru konstantrõhulisele kondenseerumisprotsessile kondensaatoris.



Joon. 106. Rankine'i ringprotsessi *p-v*- ja *T-s*- diagramm.

Töötava keha olekumuutuse vaadeldud protsessi aurujõuseadmes nimetatakse *Rankine'i ringprotsessiks* (tsükliks).

Madalatel rõhkudel on vedeliku maht võrreldes auru mahuga väike, mistõttu see sageli loetakse võrdseks nulliga ja jäetakse arvestamata. Sel juhul langeb joon *3 — 4* ühte ordinaatteljega.

Praktiliselt muudab toodud oletus ringprotsessi vähe, kuid lihtsustab tunduvalt selle uurimist.

Joonisel 106 on toodud soojustehnikas aurumasinate ideaalse diagrammina kasutatav Rankine'i ringprotsessi lihtsustatud diagramm. Samal joonisel on kujutatud lihtsustatud Rankine'i ringprotsess *T-s*-koordinaatides.

T-s-koordinaatides väljendab kõver *3 — 4* vee kuumendamisprotsessi aurukatlas konstantsel rõhul p_1 ja iseloomustab vee olekut keemistemperatuuril. Sirge *4 — 4'* kujutab isotermiliselt kulgevat aurustamisprotsessi.

Kõver *4' — 1* vastab auru konstantrõhulisele ülekuumendamisele ja punkt *1* auru olekule ülekuumenduse lõpul. Sirge *1 — 2* kujutab adiabaatilist paisumist ja sirge *2 — 3* — isotermilist kondenseerumisprotsessi.

§ 95. RANKINE'I RINGPROTSESSI TÖÖ MÄÄRAMINE

p-v-koordinaatides määratakse ringprotsessi kasulik töö diagrammil pindalaga *1 — 2 — 3 — 4*, mille võib arvutada järgmisest võrdusest:

pindala $1-2-3-4$ = pindala $0-4-1-6$ + pindala $6-1-2-5$ — pindala $0-3-2-5$;

pindala $0-4-1-6 = p_1v_1$;
pindala $0-3-2-5 = p_2v_2$.

Pindala $6-1-2-5$ määrab töötava keha adiabaatilise olekumuutuse protsessi tulemusena saadava töö. Töö suurus adiabaatilisel protsessil määratakse siseenergia muutusega

$$\text{pindala } 6-1-2-5 = \frac{u_1 - u_2}{A}.$$

Paigutades saadud avalduse kasuliku töö võrrandisse, saame

$$l = p_1v_1 + \frac{u_1 - u_2}{A} - p_2v_2,$$

mis teisendatult annab

$$Al = (Ap_1v_1 + u_1) - (Ap_2v_2 + u_2).$$

Suurusi $Ap_1v_1 + u_1$ ja $Ap_2v_2 + u_2$ võib asendada auru adiabaatilise paisumisprotsessi alg- ja lõppentalpiaga.

Seega kujuneb töö valem

$$l = \frac{i_1 - i_2}{A},$$

ehk

$$l = 427(i_1 - i_2) \text{ kgm/kg}. \qquad (171)$$

Teades 1 kg auru poolt sooritatud töö suurust, leiame aurukulu ühe hobujõutunni kohta järgmise seosega [1]:

$$d = \frac{75 \cdot 3600}{427(i_1 - i_2)} = \frac{632}{i_1 - i_2} \text{ kg/HJh}, \qquad (172)$$

kus d on ühe hobujõutunnilise töö sooritamiseks vajalik aurukulu kilogrammides;

632 — hobujõutunni termiline ekvivalent.

Aurukulu ühe kWh kohta määratakse seosest

$$d = \frac{860}{i_1 - i_2} \text{ kg/kWh}. \qquad (173)$$

Näide. Arvutada 2500 kW võimsusega auruturbiinseadme teoreetiline auru erikulu ja auru kulu tunnis, kui auru algrõhk $p_1 = 30$ ata ja temperatuur $t_1 = 420°$ C. Rõhk kondensaatoris $p_2 = 0{,}04$ ata.

Auru erikulu määrame valemiga (173):

$$d = \frac{860}{i_1 - i_2}.$$

i-s-diagrammilt leiame:

$i_1 = 782$ kcal/kg;
$i_2 = 502{,}5$ kcal/kg.

---

[1] Aurukulu 1 HJh või 1 kWh kohta nimetatakse auru erikuluks. (Toim.)

Asetades leitud väärtused valemisse, saame

$$d = \frac{860}{782 - 502{,}5} = 3{,}08 \text{ kg/kWh.}$$

Arvutame aurukulu tunnis:

$$D = dN = 3{,}08 \cdot 2500 = 7700 \text{ kg.}$$

§ 96. RANKINE'I RINGPROTSESSI TERMILINE KASUTEGUR

Rankine'i ringprotsessi termiline kasutegur kujutab endast kasulikult tarbitud soojuse suhet kogu kulutatud soojusesse:

$$\eta_t = \frac{Al}{q}.$$

T-s-diagrammil (joon. 106) määratakse termiline kasutegur pindalade suhtena:

$$\eta_t = \frac{\text{pindala } 3-4-4'-1-2-3}{\text{pindala } 6-3-4-4'-1-5-6},$$

pindala $3-4-4'-1-2-3 = i_1 - i_2$,
pindala $6-3-4-4'-1-5-6 = i_1 - q_v$,
kus q_v on toitevee-kondensaadi entalpia.
Asendades saadud väärtused, saame

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - q_v}.$$

Võttes toitevee erisoojuseks 1 kcal/kg °C, võib toitevee entalpia lugeda võrdseks kondensaadi temperatuuriga

$$q_v \approx t_{s_2},$$

kus t_{s_2} on kondensaatori rõhul p_2 oleva küllastunud auru temperatuur, mis määratakse küllastunud auru tabelite või *i-s*-diagrammi abil.

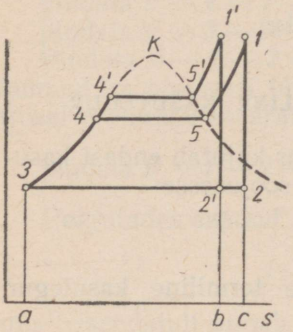
Viimasel juhul Rankine'i ringprotsessi kasutegur avaldub kujul

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - t_{s_2}}. \qquad (174)$$

Rankine'i ringprotsessi termiline kasutegur võrdub seega adiabaatilise paisumisprotsessi alg- ja lõppentalpia vahe ning auru paisumisprotsessi algentalpia ja kondensaadi entalpia vahe jagatisega.

Alg- ja lõpp-parameetrite mõju Rankine'i ringprotsessi kasutegurile võib määrata *T-s*-diagrammi abil või üksikute näidete lahendamise teel. Algrõhu mõju Rankine'i ringprotsessi termilisele kasutegurile määratakse kahe ringprotsessi, millede algrõhud on erinevad, kuid lõpprõhud ja alg- ning lõpptemperatuurid ühesugused, võrdlemise teel *T-s*-koordinaatides. Algrõhu suurenemisel suureneb aurustumistemperatuur ja järelikult paikneb aurustumisprotsessile vastav joon *T-s*-diagrammil kõrgemale. Joonisel 107 vastab

pindala $1-2-3-4-5-1$ madalama algrõhuga ja pindala $1'-2'-3-4'-5'-1'$ kõrgema algrõhuga ringprotsessile. Kriipsjoonega on kujutatud ülemine ja alumine piirikõver.



Joon. 107. Rankine'i ringprotsesside võrdlus T-s-koordinaatides muutuvate algrõhkude ja konstantsete parameetrite $T_1 p_2$ korral.

Määrates ringprotsesside termilised kasutegurid pindalade suhtena, saame

$$\frac{\text{pindala } 1'-2'-3-4'-5'-1'}{\text{pindala } 1'-b-a-3-4'-5'-1'} > \frac{\text{pindala } 1-2-3-4-5-1}{\text{pindala } 1-c-a-3-4-5-1}.$$

Seega osutub kõrgema algrõhuga ringprotsess ökonoomsemaks. Algrõhu suuruse mõju võib selgitada erinevat algrõhku, kuid ühesugust algtemperatuuri, lõpprõhku ja lõpptemperatuuri omavate ringprotsesside termiliste kasutegurite arvutamise teel. Arvutuse teostame ringprotsessile auru ülekuumendustemperatuuriga 400° C ja lõpprõhuga 0,04 ata. Valemi (174) järgi tehtud arvutuste tulemused on toodud tabelis 16.

Tabel 16

Erinevate algrõhkudega Rankine'i ringprotsesside termiline kasutegur. Ülekuumendustemperatuur 400° C, lõpprõhk 0,04 ata

p_1 ata	10	25	50	80	100	120
η_t	32	36,1	38,8	40,4	41,2	42
i_1	779,5	773,4	762,9	749,5	739,6	729,6
i_2	537	504	478	458	447	435
t_{s_2}	28,6	28,6	28,6	28,6	28,6	28,6

Arvutus näitab, et Rankine'i ringprotsessi termiline kasutegur kasvab eriti tunduvalt rõhu tõusmisel 80 ata-ni. Lõpprõhu mõju Rankine'i ringprotsessi kasutegurile võib määrata T-s-diagrammil kahe ringprotsessi võrdlemise teel, milledel algrõhud ja -temperatuurid on ühesugused, kuid lõpprõhud erinevad. Lõpprõhu vähenemisel langeb küllastunud auru temperatuur kondensaatoris, mistõttu muutub ka T-s-diagrammil kondensatsioonprotsessile vastava joone asend.

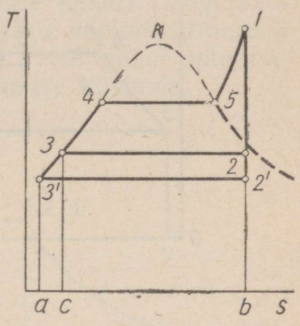
Joonisel 108 vastab pindala $1-2-3-4-5-1$ auru vähemtäieliku paisumisega ringprotsessile ja pindala $1-2'-3'-4-5-1$ ringprotsessile, kus auru paisumine toimub täielikumalt, s. o. madalamale lõpprõhule.

Määrates ringprotsessi termilise kasuteguri pindalade suhtega, saame

$$\frac{\text{pindala } 1-2'-3'-4-5-1}{\text{pindala } 1-b-a-3'-4-5-1} > \frac{\text{pindala } 1-2-3-4-5-1}{\text{pindala } 1-b-c-3-4-5-1}.$$

Seega osutub auru täielikuma paisumisega ringprotsess ökonoomsemaks. Lõpprõhu suuruse mõju ringprotsessi termilisele kasutegurile võib selgitada ühesuguste algrõhkude ja -temperatuuridega, kuid erinevate adiabaatilise paisumise lõpprõhkudega ringprotsesside termiliste kasutegurite arvutamise teel. Arvutuse teeme ringprotsessidele, milledel algrõhk on 50 ata ja ülekuumendustemperatuur 400° C. Arvutuste tulemused on toodud tabelis 17.

Tabeli 17 andmetest nähtub, et väga madalale lõpprõhule üleminekul ringprotsessi termiline kasutegur suureneb tunduvalt. Auru ülekuumenduse mõju Rankine'i ringprotsessi termilisele kasutegurile võib selgitada ringprotsesside



Joon. 108. Rankine'i ringprotsesside võrdlus T-s-koordinaatides muutuvate lõpprõhkude p_2 ja konstantsete parameetrite p_1T_1 korral.

Tabel 17

Lõpprõhu p_2 mõju Rankine'i ringprotsessi termilisele kasutegurile

p_2 ata	0,02	0,05	0,10	0,20	0,50	1,00
η_t	40,4	37,7	36,3	34,2	31	28,4
i_1	762,9	762,9	762,9	762,9	762,9	762,9
i_2	461	484	503	523	552	575
t_{s_2}	17,2	32,55	46,45	59,67	80,28	99,99

uurimisega T-s-diagrammil, aga samuti ka muutuva algtemperatuuri, kuid ühesuguse alg- ja lõpprõhuga ringprotsesside termiliste kasutegurite analüütilise määramisega.

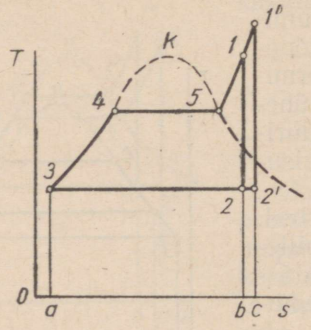
Joonisel 109 vastab pindala $1-2-3-4-5-1$ väiksema ülekuumendustemperatuuriga, pindala $1'-2'-3-4-5-1'$ aga kõrgema ülekuumendustemperatuuriga ringprotsessile.

Määrates ringprotsesside termilised kasutegurid vastavate pindalade suhtega, saame

$$\frac{\text{pindala } 1'-2'-3-4-5-1'}{\text{pindala } 1'-c-a-3-4-5-1'} > \frac{\text{pindala } 1-2-3-4-5-1}{\text{pindala } 1-b-a-3-4-5-1}.$$

Seega auru ülekuumenduse suurenemisel ringprotsessi kasutegur tõuseb. Ülekuumendustemperatuuri mõju võib selgitada erinevate

ülekuumendustemperatuuridega, kuid ühesuguste alg- ja lõpprõhkudega ringprotsesside termiliste kasutegurite arvutamise teel. Arvutuse teeme ringprotsessile auru algrõhuga 25 ata ja lõpprõhuga



Joon. 109. Rankine'i ringprotsesside võrdlus T-s-koordinaatides auru muutliku ülekuumendustemperatuuri ja konstantsete parameetrite p_1 ja p_2 korral.

0,04 ata. Arvutuste tulemused võrrandi (174) järgi on toodud tabelis 18.

Tabel 18

Ülekuumendustemperatuuri mõju Rankine'i ringprotsessi termilisele kasutegurile

t^0 C	240	300	400	500	550
η_t	34,2	34,8	36,1	37,4	38,4
i_1	681,4	717,8	773,4	827,1	854
i_2	458	478	505	528	537
t_{s_2}	28,6	28,6	28,6	28,6	28,6

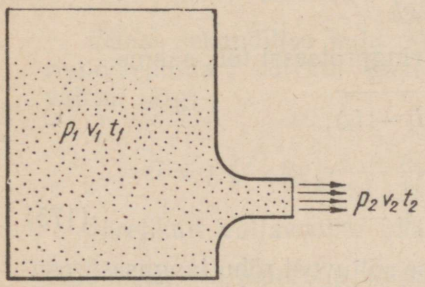
Tabelite 16—18 andmetest järeldub, et Rankine'i ringprotsessi termiline kasutegur kasvab auru algrõhu ja algtemperatuuri kõrgenemisega ja lõpprõhu langusega. Aurujõuseadmete kasuteguri tõstmiseks kasutatakse kaasaegses energeetikas laialdaselt kõrgete ja ülikõrgete parameetritega auru. Praegusajal ehitatakse NSV Liidus auruturbiinseadmeid algrõhuga 170 ata ja ülekuumendustemperatuuriga 580° C.

Enamikus auruturbiinseadmetes on auru lõpprõhuks 0,03—0,04 ata.

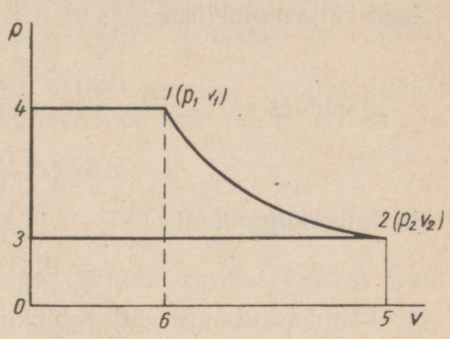
MÕISTEID GAASIDE JA AURUDE VOOLAMISEST

§ 97. GAASIDE JA AURUDE VOOLAMINE

Tänapäeval laialdaselt levinud auruturbiine hakati rakendama alles pärast seda, kui oli uuritud töötava keha voolamisprotsessi olemust, ja kui tehniliselt oli lahendatud auru või gaasi potentsiaalse energia kineetiliseks energiaks muundamise küsimus.



Joon. 110. Gaasi väljavoolamine silindrilisest suudmest.



Joon. 111. Väljavoolamise protsessi kujutamine *p-v*-diagrammil.

Uurime gaasi väljavoolu reservuaarist läbi silindrilise suudme, nagu see on näidatud joonisel 110. Oletame, et gaasi parameetrid jäävad konstantseteks ning nende väärtused on p_1, v_1, t_1. Reservuaarist voolab gaas ruumi, kus hoitakse pidevalt konstantne rõhk p_2, temperatuur t_2 ja kilomaht v_2. Seega muutuvad parameetrid voolamisprotsessis väärtustelt p_1, v_1, t_1 väärtusteni p_2, v_2, t_2.

Arutluse lihtsustamiseks eeldame, et voolamisprotsess kulgeb hõõrdumiskadudeta ja väliskeskkonnaga soojust vahetamata, s. o. adiabaatiliselt. Uurimise hõlbustamiseks vaatleme voolamisprotsessi kui tagastatavat ringprotsessi, mis toimub auruturbiinseadmes. Joonisel 111 on säärane ringprotsess kujutatud graafiliselt *p-v*-koordinaatides.

Joon *1 — 2* vastab auru adiabaatilisele paisumisele suudmes, joon *2 — 3* auru kondenseerumisele turbiini väljalaskepoolega ühendatud kondensaatoris, joon *3 — 4* kondensaadi komprimeerimisele konstantsel mahul ja joon *4 — 1* aurustumis- ja ülekuumendamisprotsessile. Seega võib voolamisprotsessi *p-v*-koordinaatides vaadelda Rankine'i ringprotsessina. Voolamisprotsessil saadav kasulik töö on ekvivalentne pindalaga *4 — 1 — 2 — 3 — 4* ning see määratakse Rankine'i ringprotsessile varemtuletatud valemiga

$$l = \frac{i_1 - i_2}{A}.$$

Auru väljavoolukiiruse arvutamiseks kasutame kineetilise energia võrrandit

$$\frac{m_2 c_2^2}{2} - \frac{m_1 c_1^2}{2} = l.$$

Võttes auru kiiruse c_1 katlas võrdseks nulliga, väljavoolava auru koguse võrdseks 1 kilogrammiga ja tähistades auru väljavoolukiiruse c_2 katlast c-ga, saame

$$\frac{c^2}{2g} = l,$$

kust väljavoolukiirus

$$c = \sqrt{2gl}.$$

Asetades võrrandisse väljavoolu ringprotsessi töö, saame

$$c = \sqrt{\frac{2g}{A}(i_1 - i_2)},$$

ja ümberkujundamisel

$$c = 91{,}53\sqrt{i_1 - i_2}. \qquad (175)$$

Et määrata auru väljavoolukiiruse sõltuvust rõhu langusest, osutub sobivamaks voolamisprotsessis tehtud töö avaldada mitte entalpia muutuse kaudu, vaid lähtudes kilomahu ja rõhu muutusest voolamisprotsessis. Selleks väljendame kasuliku töö, mis on ekvivalentne pindalaga $4-1-2-3-4$, üksikute pindalade summana: pindala $4-1-2-3-4$ = pindala $4-1-6-0-4$ + pindala $1-2-5-6-1$ − pindala $3-2-5-0-3$,

kus

pindala $4-1-6-0-4 = p_1 v_1$;

pindala $1-2-5-6-1 = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$;

pindala $3-2-5-0-3 = p_2 v_2$.

Asendades saadud väärtused, saame

$$l = p_1 v_1 + \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) - p_2 v_2,$$

mis peale ümberkujundamist annab

$$l = \frac{k}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Toome korrutise $p_1 v_1$ sulgudest välja ja avaldame suhte $\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}$ adiabaatilise protsessi parameetrite kaudu:

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}},$$

$$\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{p_2}{p_1}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Asetades saadud töö valemisse, saame

$$l = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \text{ kgm/kg.}$$

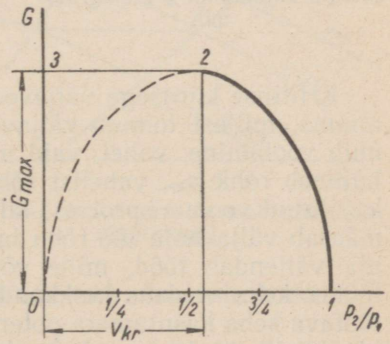
Väljavoolukiiruse määrame võrrandist

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \text{ m/sek.} \qquad (176)$$

Gaasi sekundilise kulu düüsist väljavoolamisel määrab düüsi ristlõikepinna f korrutis gaasi väljavoolukiiruse ning erikaaluga valemi järgi

$$G = f \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \text{ kg/sek.} \qquad (177)$$

Järelikult väljavoolav gaasikogus sõltub algrõhu suhtest lõpprõhku. Alg- ja lõpprõhu võrdsuse puhul, s. t. kui $\frac{p_2}{p_1} = 1$, on väljavoolav gaasikogus võrdne nulliga. Suhte $\frac{p_2}{p_1}$ vähenedes voolamiskiirus ja sekundiline kulu kasvavad, saavutades suhte $\frac{p_2}{p_1}$ teatud väärtuse juures maksimumi. Suhte $\frac{p_2}{p_1}$ edasisel vähenemisel peaks valemi (177) põhjal gaasikulu hakkama vähenema ning muutuma $\frac{p_2}{p_1} = 0$ juures nulliks, s. t. voolamisel tühjusesse peaks töötava keha kaaluline kulu võrduma nulliga. Tegelikult aga, nagu praktika näitab, suhte $\frac{p_2}{p_1}$ vähenemisega kulu algul suureneb, saavutab maksimumi ja jääb seejärel püsima, olenemata keskkonna rõhust, kuhu töötav keha voolab. Gaasikulu sõltuvus rõhu langusest on graafiliselt kujutatud joonisel 112. Teoreetilist seaduspärasust väljendab joon *1 — 2 — 0*.



Joon. 112. Silindrilisest düüsist väljavoolava gaasihulga sõltuvus rõhkude suhtest.

Tegelikku voolamisprotsessi kujutab kõver *1 — 2 — 3*. Töötava keha kulu konstantsus välisrõhu vähenemisel alla teatud suuruse

seletub düüsi suudmesse kujuneva konstantse, niinimetatud *kriitilise* rõhuga.

Rõhkude suhet $\frac{p_2}{p_1}$, mille juures töötava keha kulu väljavoolamisel osutub maksimaalseks ja rõhu edasisel langemisel ei muutu, nimetatakse *kriitiliseks suhteks* ja tähistatakse ν_{kr}.

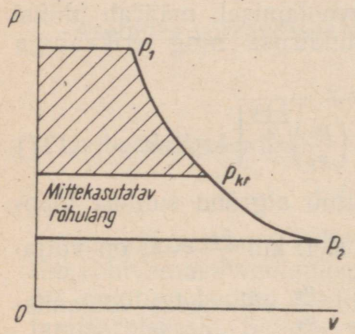
ν_{kr} suuruse määrab adiabaadi astendaja ning see on:
kaheaatomilistel gaasidel ($k = 1{,}4$) $\nu_{kr} = 0{,}528$;
ülekuumendatud veeaurul ($k = 1{,}3$) $\nu_{kr} = 0{,}546$;
kuival küllastunud veeaurul ($k = 1{,}135$) $\nu_{kr} = 0{,}577$.

Maksimaalset väljavoolukiirust silindrilisest düüsist nimetatakse *kriitiliseks kiiruseks* ja tähistatakse c_{kr}.

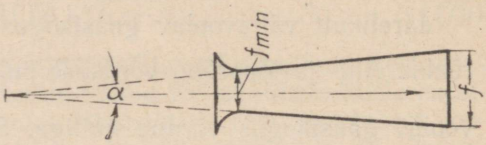
Kriitilise kiiruse võib määrata valemiga

$$c_{kr} = 91{,}53\sqrt{i_1 - i_{kr}}, \qquad (177a)$$

kus i_{kr} on auru entalpia kriitilisel rõhul p_{kr}.



Joon. 113. Silindrilisest düüsist väljavoolava gaasi kineetilise energia kujutamine *p-v*-diagrammil.



Joon. 114. Laienev düüs.

Kriitilise kiirusega väljavoolamisel ei kasutata kogu rõhulangust anuma, millest toimub väljavoolamine, ja keskkonna, millesse toimub voolamine, vahel, vaid ainult anuma ja düüsi suudme, milles kujuneb rõhk p_{kr}, vahelist rõhku. Joonisel 113 on *p-v*-diagrammil kujutatud voolamisprotsess silindrilisest düüsist. Viirutatud pindala määrab väljavoolu töö rõhu langusel p_1 kuni p_{kr}. Viirutamata pindala väljendab tööd, mille võiks täiendavalt saada tingimusel, et töötav keha voolaks keskkonda, kus valitseb rõhk p_2, s. t. määrab töötava keha kasutamata potentsiaalse töövõime. Potentsiaalse energia täielikuks kasutamiseks tegi insener Laval ettepaneku suurendada gaasi väljavoolukiirust üle heli kiiruse, milleks silindrilisele düüsile tuleb külge liita laienev osa (joon. 114). Töötava keha voolamisel läbi sellise düüsi rõhk laienevas osas langeb, kilomaht ning väljavoolukiirus aga suurenevad.

Laieneva düüsi kasutamine võimaldab ilma töötava keha kulu suurendamata suurendada väljavoolukiirust rõhu täielikuma languse arvel. Kulu suurus jääb muutumatuks, kuna koonilise düüsi minimaalses ristlõikes säilib kriitiline rõhk ja järelikult ka kriitiline

väljavoolukiirus. Düüsi koonilisus on 10°—12°. Suurema koonilisuse korral on võimalik joa eraldumine düüsi seintest, mis kutsub esile lisatakistuse.

Näide. Arvutada auru väljavoolukiirus laienevast düüsist, kui auru algrõhk $p_1 = 14$ ata, ülekuumendustemperatuur $t_1 = 300°$ C ning keskkonna rõhk, kuhu väljavoolamine toimub, $p_2 = 0{,}1$ ata. Väljavoolukiiruse arvutame valemiga (175):

$$c = 91{,}53 \sqrt{i_1 - i_2}.$$

i-s-diagrammi abil leiame

$$i_1 = 726 \text{ kcal/kg};$$
$$i_2 = 526 \text{ kcal/kg}.$$

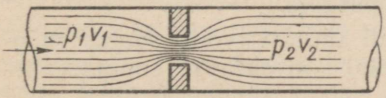
Asetades need väärtused valemisse, saame

$$c = 91{,}53 \sqrt{726 - 526} = 1290 \text{ m/sek}.$$

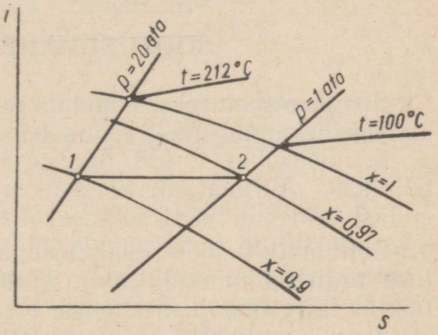
§ 98. AURUDE JA GAASIDE DROSSELDAMINE

Drosseldamiseks ehk muljumiseks nimetatakse protsessi, mis esineb juhul, kui töötav keha läbib kitsendatud ristlõiget, ilma ümbritseva keskkonnaga soojust vahetamata.

Drosseldamisprotsess esineb auru või gaasi läbivoolamisel ventiilidest, sisselaskeakendest ja -klappidest ning seda kasutatakse laialdaselt mootorite ja aurumasinate reguleerimisel.



Joon. 115. Gaasi läbivool kitsendatud avast.



Joon. 116. Niiske auru drosseldamine *i-s*-diagrammil.

Joonisel 115 on näidatud kitsendusega toru, kus esineb drosseldamine.

Uurimused näitavad, et ideaalse gaasi drosseldamise tagajärjel ta kilomaht suureneb, rõhk aga langeb, kuna nende suuruste korrutis enne ja pärast drosseldamist jääb muutumatuks:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2,$$

s. t. kilomaht muutub pöördvõrdeliselt rõhuga, temperatuur aga jääb drosseldamisel muutumatuks.

Reaalsete gaaside drosseldamisprotsessis temperatuur muutub ning esineb ühtlasi ka teatud energiakadu, tingituna gaasiosakeste hõõrdumisest kitsendatud ava läbimisel. Arvutuste lihtsustamiseks

jäetakse kaod drosseldamisel tähele panemata ja loetakse töötava keha entalpia muutumatuks

$$i_1 = i_2.$$

Drosseldamisprotsessi kujutatakse kõige sagedamini *i-s*-diagrammil, kus ta väljendub abstsissteljega paralleelse sirgena. Veeauru drosseldamisprotsessi uurimise tulemused, kantuna *i-s*-diagrammile, näitavad, et auru temperatuur alati langeb, kuivusaste ja ülekuumendusaste võivad aga suureneda või väheneda, sõltuvalt auru algolekust.

Jälgime veeauru oleku muutust drosseldamisel konkreetse näite varal.

Näide. Niiske auru rõhk langeb drosseldamisel 20 ata-lt kuni 1 ata-ni. Esialgne kuivusaste on 0,9. Leida auru kuivusaste drosseldamise lõpul ja temperatuuri muutus.

Määrame *i-s*-diagrammil auru algoleku (joon. 116) ja tõmbame läbi leitud punkti konstantse soojusesisalduse joone kuni lõikumiseni isobaariga 1 ata. Lõikepunkt iseloomustabki auru lõppolekut. Drosseldamise tulemusena suurenes seega auru kuivusaste ning langes temperatuur.

XIX peatükk

SOOJUSEVAHETUSE ALUSED

Soojusevahetuseks nimetatakse temperatuuride vahest tingitud soojuseülekannet ühelt kehalt teisele või keha ühest osast teise.

Soojusevahetust kasutatakse laialdaselt praegusaegses soojustehnikas. Aurukatlad, kondensaatorid, vee-eelsoojendid kujutavad endast erinevat tüüpi soojusevahetusaparaate.

Sõltumatult soojusevahetusaparaadi tüübist võib soojusevahetuse protsess toimuda soojusejuhtivuse, konvektiivse soojusevahetuse ja kiirgussoojusevahetuse teel.

Soojusejuhtivuseks nimetatakse kuumemate molekulide kineetilise energia ülekandumist vähemkuumematele nende vahetul kokkupuutumisel.

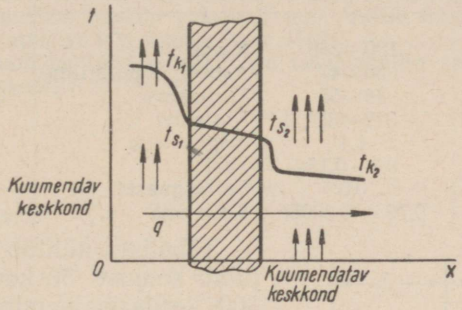
Soojusevahetust soojusejuhtivuse teel võib puhtal kujul märgata tahke keha kuumendamisel, kuid see võib esineda ka vedelates ja gaasitaolistes kehades tingimusel, et need oleksid liikumatus olekus. Nii näiteks, kui kuumendada õhku ülalt, kandub soojus ülemistelt kihtidelt alumistele soojusejuhtivuse teel.

Konvektiivseks soojusejuhtivuseks nimetatakse soojusevahetust, mis tekib ruumis vedelate või gaasiliste kehade osakeste segunemisel nende erikaalude vahe mõjul. Konvektiivse soojusevahetusega kaasub alati soojusejuhtivus. Reaalsetes tingimustes esinevad kõik kolm soojusevahetuse liiki üheaegselt ja täiendavad üksteist. Aurukatlas kandub soojus kuumadelt gaasidelt veele kiirgamise, konvektsiooni ja soojusejuhtivuse teel läbi seina.

§ 99. SOOJUSEÜLEKANNE JUHTIVUSE TEEL LÄBI ÜHE- JA MITMEKIHILISE SEINA

Soojuse ülekandumine ühest keskkonnast teise läbi seina esineb enamikus soojusevahetusaparaatides.

Joonisel 117 on näidatud soojuse ülekandumise skeem kuumendavast keskkonnast kuumendatavasse läbi ühekihilise tasapinnalise seina.



Joon. 117. Soojuse kandumine kuumendavalt keskkonnalt kuumendatavale keskkonnale läbi ühekihilise tasapinnalise seina.

Eraldavast seinast vasakul liigub kuumem keha temperatuuriga t_{k_1}, paremal pool aga kuumendatav keha temperatuuriga t_{k_2}. Seina pealispinna temperatuur kuumema keskkonna poolel jääb madalamaks keskkonna keskmisest temperatuurist ja on tähistatud t_{s_1}. Kuumendatava keskkonna poolse seinapinna temperatuur t_{s_2} ületab aga kuumendatava keskkonna temperatuuri. Tingituna temperatuuride vahest tekib eraldavas seinas soojusevool seina kuumemast osast vähemkuumemasse. Soojusevoolu suurus sõltub keha füüsikalistest omadustest, on ühel ja samal kehal proportsionaalne temperatuuride vahega ja määratakse järgmise valemiga

$$Q = \lambda F \frac{t_{s_1} - t_{s_2}}{\delta} \tau \text{ kcal}, \qquad (178)$$

kus δ on seina paksus m;
F — seina pindala m²;
λ — seina materjali soojusejuhtivustegur kcal/m h °C;
τ — aeg tundides.

Kui $F = 1$ m², $\tau = 1$ tund, $\delta = 1$ m, $t_{s_1} - t_{s_2} = 1°$ C, siis $Q = \lambda$.

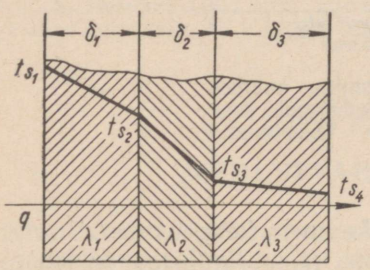
Soojusejuhtivustegur iseloomustab seega aine soojusejuhtivuse võimet ja määrab tunni aja vältel seina ühelt piirdepinna ruutmeetrilt teisele läbimineva soojusehulga, kui seina paksus on 1 m ja piirdepindade temperatuuride vahe 1° C.

Soojusejuhtivustegur oleneb temperatuurist, rõhust ja niiskusest. Mõningate ainete soojusejuhtivusteguri orienteeruvad väärtused on toodud tabelis 19.

Tabel 19

Soojusejuhtivusteguri väärtusi

Materjali nimetus	Soojusejuhtivustegur kcal/mh° C	Materjali nimetus	Soojusejuhtivustegur kcal/mh° C
Alumiinium . . .	180—360	Klaas	0,6—0,9
Süsinikteras . . .	30—47	Asbest, pulbriline	0,075+0,0002t
Malm	48—55	Turbapuru . . .	0,0775+0,000075t
Hõbe 99,9% . . .	312—350	Katlakivi	0,5—2
Betoon	1,1	Nõgi	0,05—0,10
Puit	0,1—0,15	Vesi	0,474—0,590
Punane tellis . .	0,6	Suitsugaasid . .	0,0194—0,0900
Šamott-tellis . .	0,72 + 0,0005t	Kuiv õhk	0,021—0,074



Joon. 118. Soojusevool läbi mitmekihilise tasapinnalise seina.

Tabelist nähtub, et katlakivi juhib soojust 30 korda, nõgi aga 300 korda halvemini kui teras ja malm, mistõttu nõe või katlakivi kihi olemasolu soojusevahetusaparaadil halvendab tunduvalt soojusevahetust ja vähendab soojusevahetusseadme kasutegurit.

Õhu ja teiste gaaside soojusejuhtivustegur on tähtsusetu, mistõttu soojuseülekanne gaasilistes keskkondades on võimalik peamiselt konvektiivsel soojusevahetusel.

Soojusevahetus läbi erinevatest materjalidest mitmekihilise seina on skemaatiliselt näidatud joonisel 118. Arutluse lihtsustamiseks on mitmekihilist seina läbiv soojusevool võetud 1 m² pinna ja 1 tunni aja kohta. Soojusevool q määratakse sel juhul järgmisest avaldusest:

$$q = \lambda_1 \frac{t_{s_1} - t_{s_2}}{\delta_1} = \lambda_2 \frac{t_{s_2} - t_{s_3}}{\delta_2} = \lambda_3 \frac{t_{s_3} - t_{s_4}}{\lambda_3}$$

ehk

$$t_{s_1} - t_{s_2} = q \frac{\delta_1}{\lambda_1}\,;\quad t_{s_2} - t_{s_3} = q \frac{\delta_2}{\lambda_2}\,;\quad t_{s_3} - t_{s_4} = q \frac{\delta_3}{\lambda_3}\,.$$

Samanimelisi pooli liites saame

$$t_{s_1} - t_{s_4} = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right),$$

millest leiame, et

$$q = \frac{t_{s_1} - t_{s_4}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} \text{ kcal/m}^2\text{ h}. \qquad (179)$$

Valemist (179) nähtub, et tunni aja vältel 1 m²-list pinda läbiv soojusevool on proportsionaalne piirdepindade temperatuuride vahega ja pöördvõrdeline üksikute kihtide termiliste takistustega.

Silindrilise seina soojusejuhtivuse arvutamiseks võib ligikaudsusega kasutada tasapinnalisele seinale tuletatud valemeid. Eriti võib seest katlakiviga ja väljast nõekihiga kaetud toru vaadelda lihtsustatult kolmekihilise tasapinnalise seinana.

Näide. Arvutada 1 m² pinnaga TC-20 katla veetoru soojusejuhtivus, kui toru välisläbimõõt on 83 mm, siseläbimõõt 75 mm, torusisene katlakivi kihi paksus 2 mm ja toruväline nõekihi paksus 1 mm. Välise nõekihi temperatuur on 300° C, sisemise katlakivi kihi temperatuur 170° C.

Arvutuses vaatleme toru kolmekihilise tasapinnalise seinana. Soojusejuhtivuse määrame valemiga (179)

$$q = \frac{t_{s_1} - t_{s_4}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}}.$$

Olgu soojusejuhtivus

nõel $\lambda_1 = 0{,}1$ kcal/m h° C;

terasel $\lambda_2 = 40$ kca'/m h° C;

katlakivil $\lambda_3 = 1$ kcal/m h° C.

Asetades toodud väärtused valemisse, saame

$$q = \frac{300 - 170}{\frac{0{,}001}{0{,}1} + \frac{0{,}004}{40} + \frac{0{,}002}{1}} = 10743 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

§ 100. SEINA JA VEDELIKU VAHELINE SOOJUSEVAHETUS

Käsitleme vedelikuna nii kokkusurumatut kui ka kokkusurutavat vedelikku, s. t. ka gaasitaolist keha määritleme edasiselt üldterminiga „vedelik".

Nagu jooniselt 117 nähtub, on piki soojust ülekandvat seina voolava vedeliku temperatuur ebaühtlane.

Vedeliku ja seina kokkupuutekohas on vedeliku ja seina temperatuurid ühesugused; vastavalt seinast eemaldumise määrale suureneb temperatuur aga järsult väärtuseni t_{k_1} või väheneb väärtuseni t_{k_2}.

Vedeliku ja seina vahelisel soojusevahetusel kaasub vedeliku vabale liikumisele alati konvektsiooni nähe, mistõttu sellist soojusevahetust võib nimetada konvektiivseks soojusevahetuseks. Joonisel 119 on näidatud gaasi vaba liikumine kuuma seina läheduses.



Joon. 119. Vedeliku liikumine kuuma seina läheduses.

Vedeliku ja seina vahelise soojusevahetuse kui ka vedeliku sees toimuva temperatuurimuutuse seadused on üsna keerulised, mistõttu neid ei saa väljendada ühtse matemaatilise seosega.

Soojusevoo vedelikult seinale võib üldjuhul määrata Newton-Richmann'i seadusega, mis analüütiliselt avaldub kujul

$$q = \alpha(t_v - t_s) \text{ kcal/m}^2\text{ h}, \quad (180)$$

kus q on soojusevoo intensiivsus vedeliku ja seina vahelisel piiril;
t_v — vedeliku keskmine temperatuur;
t_s — seina pinna temperatuur;
α — soojuseülekandetegur kcal/m² h° C.
Kui $t_v - t_s = 1°$ C, siis $q = \alpha$.

Soojuseülekandetegur on seega arvuliselt võrdne ühe tunni vältel seina 1 m² pinda läbiva soojusevooga, kui vedeliku ja seina temperatuuride vahe on 1° C.

Soojuseülekandetegur sõltub seinaga kokkupuutes oleva vedeliku füüsikalistest omadustest, vedeliku liikumise iseloomust ja kiirusest, seina geomeetrilisest kujust ja pinna olekust. Seoses asjaoluga, et temperatuuri muutuse iseloom vooluses on tundmatu, võetakse arvutussuuruseks vedeliku vooluse keskmine temperatuur. Temperatuuri muutust vooluses arvestatakse soojuseülekandeteguriga, mistõttu selle teguri täpne määramine on võimalik vaid eksperimentaaltööde läbiviimise korral iga üksiku või rea sarnaste juhtude jaoks. Eesmärgiga vähendada soojuseülekandeteguri määramiseks vajalike katsetuste arvu, töötas akadeemik V. L. Kirpitšev möödunud sajandi lõpul välja sarnasusteooria, mida arendasid edasi nõukogude teadlased akad. M. V. Kirpitšev, prof. A. A. Guhman ja teised.

Kooskõlas sarnasusteooriaga pole soojuseülekandeteguri määramiseks vajalik selgitada iga teguri mõju. Tavaliselt kasutatakse soojusevahetusprotsessi iseloomustavate dimensioonitute kompleksuuruste vahelisi seoseid, mida nimetatakse sarnasuse kriteeriumideks.

Sarnasusteooria alusel on iga konkreetse juhuse jaoks tuletatud valemid, mille abil võib küllaldase täpsusastmega määrata soojuseülekandeteguri.

Vee turbulentsel sundliikumisel torus võib kasutada valemit

$$\alpha = (1190 + 21{,}5t - 0{,}045t^2)\frac{w^{0,8}}{D^{0,2}},$$

kus t on vee keskmine temperatuur;
w — vee voolamiskiirus m/sek;
D — toru läbimõõt m.

Kui torudevaheline kaugus on väike, võib toodud võrrandit kasutada ka siis, kui vesi liigub torude vahel.

Kui õhk ja põlemisproduktid liiguvad torudes, võib kasutada valemit

$$\alpha = A\frac{(w\gamma)^{0,8}}{D^{0,2}},$$

kus koefitsient A määratakse joonisel 120 toodud graafikust.

Arvutustes orienteerumiseks võib kasutada soojuseülekandeteguri α kcal/m² h° C järgmisi väärtusi:

gaasidel — loomulikul konvektsioonil	5 — 30
gaasidel — torudes liikumisel	10 — 100

veel — loomulikul konvektsioonil	150 — 1000
veel — torudes liikumisel	500 — 10 000
veeaurul — kihilisel kondenseerumisel . . .	4000 — 15 000.

Toodud andmetest nähtub, et soojuseülekanne gaasilt seinale on igal juhul tunduvalt halvem kui soojuseülekanne veelt seinale. Et vähendada soojusevahetusaparaatide mõõteid, tuleb seetõttu soojusekandjana kasutada vett või kondenseeruvat auru.

Soojuseülekande suurenemine torudes liikumise korral näitab toruliste soojusevahetusaparaatide kasutamise otstarbekohasust.

§ 101. SOOJUSEVAHETUSAPARAATIDE ARVUTAMINE

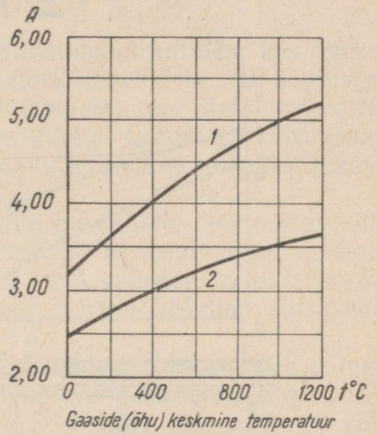
Soojusevahetusaparaatide arvutamisel on kõige üldisemaks juhuks soojuseülekanne ühelt vedelikult teisele läbi vaheseina. Soojusevoog kohtab sel juhul kolme termilist takistust: seinale ülemineku, seina läbimisel ja seinalt lahkumisel. Seinale ülemineku ja seinalt lahkumise termiline takistus kuulub konvektiivse soojuseülekande valda ja sõltub soojuseülekandetegurist. Seina läbimise termiline takistus on määratud soojusejuhtivusteguriga.

Soojuse üleminekul kuumendavalt vedelikult seinale määrame soojusevoo avaldusega

$$q = \alpha_1 (t_{v_1} - t_{s_1}),$$

ehk

$$t_{v_1} - t_{s_1} = \frac{q}{\alpha_1}. \qquad (a)$$



Joon. 120. Koefitsient A soojuseülekandeteguri arvutamiseks torude pikiuhtumisel:
1 — põlemissaaduste jahutamisel; 2 — õhu kuumendamisel.

Tasapinnalist seina läbiva soojusevoo määrab valem

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{s_1} - t_{s_2}),$$

ehk

$$t_{s_1} - t_{s_2} = q \frac{\delta}{\lambda}. \qquad (b)$$

Seinalt kuumendatavale vedelikule ülekanduva soojusevoo määrab valem

$$q = \alpha_2 (t_{s_2} - t_{v_2}),$$

ehk

$$t_{s_2} - t_{v_2} = \frac{q}{\alpha_2}. \qquad (c)$$

Summeerides valemite (a), (b) ja (c) samanimelised pooled, saame

$$t_{v_1} - t_{v_2} = q\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right),$$

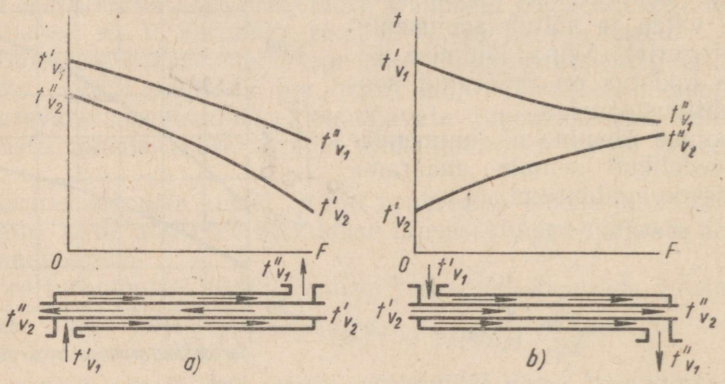
ehk

$$q = \frac{t_{v_1} - t_{v_2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Kui vaheseih on mitmekihiline, avaldub soojusevoo võrrand üldisemal kujul:

$$q = \frac{t_{v_1} - t_{v_2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Tähistades $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$, (181)



Joon. 121. Temperatuuri muutuse skeem soojusevahetusaparaadis:
a — vastuvool; *b* — pärivool.

siis

$$q = k\,(t_{v_1} - t_{v_2})\ \text{kcal/m}^2\,\text{h}, \qquad (182)$$

kus k on soojuseläbikandetegur dimensiooniga kcal/m² h° C.

Tunnis läbi pinna F kanduv soojusehulk on määratud valemiga

$$Q = qF = kF\,(t_{v_1} - t_{v_2})\ \text{kcal/h}. \qquad (183)$$

Valem (183) on tuletatud eeldusel, et vedeliku keskmine temperatuur on konstantne kogu küttepinna ulatuses. Taoline olukord leiab aset aurustajates, milles ühel pool seina toimub auru kondenseerumine, teisel pool seina aga vee keemine. Enamikul juhtudel

muutub vedeliku temperatuur soojusevahetusaparaadis voolamisel tunduvalt. Temperatuuri muutus sõltub vedeliku voolamissuunast.

Vedeliku voolamissuuna järgi eristatakse *pärivoolu*, *vastuvoolu*, *segavoolu* ja *ristvoolu* soojusevahetusaparaate.

Joonisel 121 on kujutatud vedeliku liikumise kaks põhijuhtu soojusevahetusaparaatides — *vastuvool* ja *pärivool*. Graafikutel on abstsissteljele kantud aparaadi küttepind ja ordinaatteljele temperatuur soojusevahetusaparaadi erinevates kohtades. Ülemine kõver annab kuumendava vedeliku, alumine kuumendatava vedeliku temperatuuri muutuse. Pärivoolul osutub kuumendatava vedeliku väljumistemperatuur alati madalamaks kuumendava keskkonna vastavast temperatuurist. Vastuvoolul liiguvad vedelikud teineteisele vastu. Antud juhul liigub kuumendatav vedelik kõrgema temperatuuri suunas ja võib aparaadist väljumisel olla kuumendava keskkonna väljumistemperatuurist kõrgema temperatuuriga.

§ 102. SOOJUSEVAHETUS KIIRGAMISEL

Katelseadmetes ja teistes soojusevahetusaparaatides, kus esinevad kõrged temperatuurid, kantakse märkimisväärne osa soojusest üle kiirgamise teel. Soojuseülekanne kiirgamise teel ületab praegusaegsetes ekraneeritud kolletega katelseadmetes tunduvalt kõik teised soojusevahetuse liigid ja võimaldab saavutada suurt aurutootlikkust küttepinna 1 m² kohta.

Soojuseülekanne kiirgamise teel võib keeruliste, elektromagnetilisi võnkeid (lainepikkusega 0,4 kuni 400 μ) esilekutsuvate aatomisiseste protsesside tulemusena toimuda ilma vahepealse materiaalse keskkonna olemasoluta. Kiirgamissoojus levib valguse kiirusega 300 000 km/sek.

Kehast kiirguv ja ümbritsevatele esemetele mõjuv energia muundub vaid osaliselt soojusenergiaks. Teine osa peegeldub ja pöördub kiirgavale kehale tagasi. Analüütiliselt võib kiirgamisprotsessi väljendada järgmise avaldusega

$$Q_K = Q_A + Q_R, \tag{184}$$

kus Q_K on üldine väljakiirgunud soojusenergia;
Q_A — keha poolt neelatud kiirgamisenergia;
Q_R — keha poolt peegeldatud kiirgamisenergia.

Suhet $\frac{Q_A}{Q_K} = A$ nimetatakse neeldumisteguriks ja suhet $\frac{Q_R}{Q_K} = R$ — peegeldumisteguriks, kusjuures

$$A + R = 1.$$

Nimetatud tegurite suurus oleneb keha füüsikalistest omadustest, keha pealispinna omadustest ja temperatuurist. Kehasid, mis kogu neile langeva kiirguse täielikult tagasi peegeldavad, nimetatakse

valgeteks, kehasid aga, mis kogu neile langeva kiirguse täielikult neelavad — mustadeks. Kiirgamissoojuse uurimisel kasutatavad terminid „must" ja „valge" ei ühti valgustustehnikas kasutatavate samanimeliste terminitega. Nii näiteks valge krohv ja härmatisega kaetud pind neelavad hästi soojuskiirgust, olles seega ligilähedaselt absoluutselt mustad kehad.

Kirchhoffi seaduse järgi on keha kiirgamisvõime proportsionaalne sama keha kiirgamissoojuse neeldumisvõimega. Seega absoluutselt mustal kehal, mis täielikult neelab kõik soojuskiired, on samaaegselt maksimaalne soojusekiirgamise võime. Kiirgava pinna 1 m² kiirgamisintensiivsus oleneb ainult pinna temperatuurist ja on määratud valemiga

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ kcal/m}^2\,\text{h}, \qquad (185)$$

kus E_0 on teiste kehadega soojusevahetuses mitte oleva absoluutselt musta keha enda kiirgamisenergia;

C_0 — absoluutselt musta keha kiirgamistegur, võrdne 4,90 kcal/m² h °K⁴;

T — kiirgava keha absoluutne temperatuur °K.

Reaalsed kehad on absoluutselt mustast kehast väiksema kiirgamisintensiivsusega. Viimast iseloomustab mustvärvuse aste, mis kujutab endast antud temperatuuril kehalt kiirgunud energia suhet samal temperatuuril oleva absoluutselt musta keha poolt kiiratud energiasse

$$\varepsilon = \frac{C_1}{C_0},$$

kus ε on mustvärvuse aste;

C_1 — antud keha kiirgamistegur.

Mõningate kehade mustvärvuse astme võib määrata tabeli 20 abil:

Tabel 20

Mustvärvuse aste

Materjal ja pealispinna olek	Temperatuur °C	Mustvärvuse aste
Poleeritud vask	20—100	0,02—0,025
Poleeritud teras	50—200	0,1—0,15
Roostetanud teras, malm	20—500	0,6—0,75
Punane tellis	20—100	0,8—0,9
Samott-tellis	1000	0,75
Nõgi, vesi, asbest	—	0,95

Teiste kehadega kiirgamis-soojusevahetuses mitte olevate reaalsete kehade kiirgamisintensiivsus määratakse avaldusest

$$E = C_0 \varepsilon \left(\frac{T}{100}\right)^4 \text{ kcal/m}^2\,\text{h}. \qquad (186)$$

Teiste kehadega kiirgamis-soojusevahetuses mitteolevaid kiirgavaid kehi esineb praktikas erakordselt harva. Tunduvalt sagedamini leiab kiirgamis-soojusevahetus aset kahe keha või kehade süsteemi vahel. Sel juhul määratakse kiirgamise teel saadud soojusenergia kogus keha poolt kiiratud ja tema poolt neelatud teise keha kiirgamisenergia vahena.

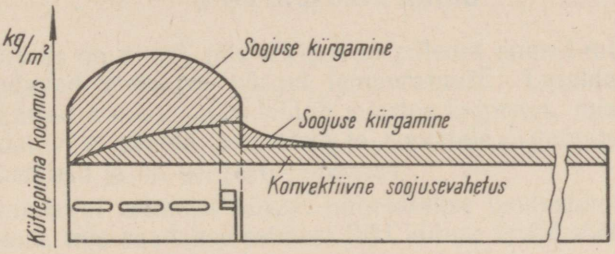
Üldkujul arvutatakse kahe keha vastastikuse kiirgamise tulemusena saadud soojusenergia kogus prof. G. L. Poljaki valemi abil

$$Q_k = C_{1,2} H_K \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/h}, \qquad (187)$$

kus $C_{1,2}$ on taandatud kiirgamistegur, mille ligikaudselt võib määrata võrrandiga $C_{1,2} = \varepsilon_1 \varepsilon_2 C_0$;

H_K — efektiivne kiirgust vastuvõttev pind m², mille suurus sõltub keha kujust, mõõdetest ja asendist;

T_1 ja T_2 — esimese ja teise keha temperatuurid.



Joon. 122. Aurukatla leektoru soojusevahetusepüür.

Kiirgust vastuvõtva efektiivpinna suurus on väiksem või võrdne väikseima kiirguspinnaga. Pindade meelevaldse asendi korral võib selle määrata analüütiliselt spetsiaalkursustes toodud valemite abil. Peale tahke keha kiirgamise tuleb kollete arvutamisel arvestada ka gaasiliste põlemissaaduste kiirgamist. Suurim soojuskiirte neelamisvõime, seega aga ka nende kiirgamisvõime on kolme- ja mitmeaatomilistel gaasidel, nagu CO_2, H_2O ja teised.

Seega, kui põlemissaadused liiguvad piki katla seina, kannavad nad soojust üle mitte üksnes konvektsiooni, vaid ka kiirgamise teel.

Gaaside kiirgamisintensiivsus arvutatakse ülaltoodud võrrandite järgi. Mustvärvuse aste, olles sõltuv rõhust, kihi paksusest ja gaasi temperatuurist, määratakse nomogrammide abil. Soojuseülekanne kiirgamisega on praktilise tähtsusega 600° C kõrgematel temperatuuridel. Madalamatel temperatuuridel on suurema tähtsusega soojuseülekanne konvektiivse soojusevahetuse ja soojusejuhtivuse teel.

Joonisel 122 on toodud aurukatla leektorus toimuva soojusevahetuse epüür.

Näide. Arvutada 1 m² suuruselt efektiivselt kiirgust vastuvõtvalt pinnalt saadav soojusehulk, kui tellisseinte temperatuur on 1000° C ja terasest veetoru-

dest koosneva kiirgust vastuvõtva pinna temperatuur 300° C. Gaaside kiirgamist mitte arvestada.

Soojusenergia koguse arvutame valemiga (187):

$$Q_k = C_{1,2} H_K \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Kiirgamisteguri määrame tabelist 20. Võtame šamott-tellisele $\varepsilon_1 = 0{,}75$, oksüdeerunud terastorudele $\varepsilon_2 = 0{,}70$.

$$C_{1,2} = C_0 \varepsilon_1 \varepsilon_2 = 4{,}9 \cdot 0{,}75 \cdot 0{,}70 = 2{,}57.$$

Asetades saadud väärtused valemisse, saame

$$Q = 2{,}57 \left[\left(\frac{1273}{100} \right)^4 - \left(\frac{573}{100} \right)^4 \right] = 65\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}.$$

XX peatükk

KÜTUSED

§ 103. KÜTUSTE LIIGID

Kütuseks on ained, mis eraldavad põledes suurel määral soojust ja arendavad seejuures kõrget temperatuuri. Laialdaselt kasutatakse säärast kütust, mida leidub suurtes kogustes, mis on kergesti kaevandatav, ei eralda inimestele ja elavatele organismidele kahjulikke ühendeid ja on kergesti põletatav.

Valmiskujul esinevat kütust nimetatakse looduslikuks, erinevalt kunstlikust, mis saadakse esimest liiki kütuse ümbertöötamisel.

Kütus võib esineda tahkes, vedelas ja gaasitaolises olekus. Tabelis 21 on toodud erinevat liiki kütuste klassifikatsioon.

Tabel 21

Kütuste klassifikatsioon

Kütuse liik	Looduslik	Kunstlik
Tahke	Puit, õled, turvas, kivisõed, põlevkivid	Briketid, puusüsi, koks, poolkoks, tolmkütused
Vedel	Nafta	Bensiin, ligroiin, petrooleum, pruunsõe- ja turbatõrv, põlevkivitõrv, bensool, piiritus, kolloidkütused
Gaasiline	Looduslik ja naftatöötuse gaas	Valgustus-, koksi-, kõrgahju-, generaatori-, vesi-, naftatöötlemise tehaste jne. gaas

Kütus koosneb põlevast ja mittepõlevast osast. Põlevosa määrab kütuse põhilised omadused: soojusväärtuse, põlemistemperatuuri, lühikese või pika leegi, eralduvad lendosad jne. Tegelikult põletamiseks mineva kütuse koostist nimetatakse tegelikuks ehk tarbimiskoostiseks. Tarbimiskütuse elementaarkoostis määratakse tavaliselt kütuse järgmiste elementide sisaldusega: süsinik C_t, vesinik H_t, hapnik O_t, lämmastik N_t, väävel S_t, tuhk A_t ja niiskus W_t.

Peale tarbimiskoostise iseloomustatakse kütust veel kuiv-, põlev- ja orgaanilise osa koostisega. Koostiselemendid tähistatakse seejuures indeksitega *k*, *p* ja *o*. Kuivmassiks nimetatakse täielikult veevaba kütust, kuna põlevmassiks täielikult vee- ja tuhavaba kütust.

Kui kütuse elemente väljendada protsentides, on ta tarbimiskoostis määratav võrrandiga

$$C_t + H_t + O_t + N_t + S_t + A_t + W_t = 100\%;$$

kuivmassi koostis

$$C_k + H_k + O_k + N_k + S_k + A_k = 100\%;$$

põlevmassi koostis

$$C_p + H_p + O_p + N_p + S_p = 100\%;$$

orgaanilise massi koostis

$$C_o + H_o + O_o + N_o = 100\%.$$

Kütuse põlevmassi nimetus on võetud tinglikult, kuna tegelikult põleb vaid süsinik, vesinik ja väävel.

Kütuse mittepõlev osa koosneb veest ja tuhka üleminevatest mineraalsetest lisanditest; gaasiliste kütuste mittepõlev osa koosneb mittepõlevatest gaasidest — süsihapugaasist, lämmastikust, veeaurust jm.

Mittepõlev osa on kahjulikuks ballastiks, mis põhjustab soojusekadusid ja mittetootlikke kulutusi kütuse ümbertöötamisel.

§ 105. KÜTUSE SOOJUSVÄÄRTUS JA SELLE MÄÄRAMINE

Kütuse kvaliteedi põhiliseks iseloomustajaks on tema soojusväärtus, s. o. soojuse hulk, mida annab täielikul põlemisel 1 kg tahket või vedelat kütust (gaasiliste kütuste korral 1 nm^3 gaasi).

Põlemisel eralduvat soojusehulka mõõdetakse kalorites.

Soojusväärtuse eksperimentaalne määramine — kalorimetreerimine — toimub spetsiaalse aparaadi — kalorimeetri abil. Viimase põhiliseks osaks on silindrikujuline teraspomm, mille sees põletatakse 20—25 at rõhu all olevas hapniku keskkonnas tiiglisse asetatud kütuse briketike.

Pomm suletakse keermetatud kaane abil tihedalt. Kütus süüda-

takse 12—15-voldise pingega elektrivoolu abil briketi sisse pressitud juhtme kaudu.

Pomm asetseb veega täidetud valgevasest nikeldatud ämbrikeses, viimane omakorda aga anumas, mille kahekordsete seinte vahe on samuti täidetud veega.

Soojusväärtus arvutatakse järgmise valemi abil:

$$Q^P = \frac{(A + \Sigma B_i C_i)\ (T - t + \Delta t) - 1601\, a}{G} \text{ kcal}, \qquad (188)$$

kus A on vee kaal kalorimeetris (sisemises) g;
B_i — kalorimeetri üksikute osade kaalud;
C_i — üksiku osa erisoojus kcal/g° C;
t — temperatuur kalorimeetris süütamise momendil;
Δt — parandus soojuse kiirgamisele;
T — maksimaalne temperatuur peale kütuse süütamist;
a — raudjuhtme kaal g;
1601 — raudjuhtme soojusväärtus kcal;
G — briketikese kaal g (tavaliselt võetakse 1 g).

Saadud soojusväärtust nimetatakse pommsoojusväärtuseks Q^P. See haarab ka väävel- ja lämmastikhappe moodustumisel eralduvat soojust, mida kolletes ei esine. Maha arvates vastava soojusehulga, saame kütuse niinimetatud ülemise soojusväärtuse (põlemisväärtuse), mis kivisöele, turbale ja põlevkivile arvutatakse järgmise, ГОСТ-iga kehtestatud valemi abil:

$$Q_t^{ü} = Q_t^P - 22{,}5\, S_t^P - 0{,}0015\, Q_t^P \text{ kcal/kg}, \qquad (189)$$

kus S_t^P on väävelhappeks oksüdeeruva väävli hulk protsentides; valemi viimane liige arvestab lämmastikhappega moodustuvat soojust.

Q_t^P haarab ka kütuse hügroskoopse vee ja vesiniku põlemisel tekkiva vee auru kondenseerumissoojust. See soojus (600 kcal kilogrammi auru kohta) väljub korstna kaudu ning vähendab kütuse soojusväärtust.

Kuna põlemisel moodustub vesiniku iga kilogrammi kohta 9 kg vett, kusjuures kütus sisaldab vesinikku H_t ja vett W_t protsenti, siis kaotab kütuse iga kilogramm koldes põlemisel soojust

$$6(9H_t + W_t) \text{ kcal/kg}.$$

Lahutades selle soojusehulga Q_t^P -st, saame kütuse alumise soojusväärtuse ehk küttevääртuse

$$Q_t^k = Q_t^{ü} - 6(9H_t + W_t) \text{ kcal/kg}. \qquad (190)$$

Q_t^k väärtus on kütuse tegelik soojusväärtus, mida on võimalik koldes kasutada. Teades kütuse keemilist koostist protsentides, võib kütuse küttevääртuse arvutada D. I. Mendelejevi empiirilise valemiga:

$$Q_t^k = 81C_t + 246H_t - 26(O_t - S_t) - 6W_t = \text{kcal/kg}.$$

Tabel 22

Mõningate kütuste iseloomustus

Kütuse nimetus	Mark	Põlevmassi koostis %					Tuhasisaldus A_t %	Niiskusesisaldus W_t %	Küttevääruus Q_t^k kcal/kg
		C_p	H_p	S_p	N_p	O_p			
Kivisüsi:									
pikaleegiline	Д	76,7	5,6	3,6	1,4	12,7	17,4	12,0	5120
gaasi	Г	81,8	5,6	2,5	2,1	8,0	12,5	7,0	5240
rasvane aurusüsi	ПЖ	82,8	5,3	4,6	1,3	6,0	21,6	5,3	5770
paakuv aurusüsi	ПС	91,0	4,3	0,7	1,9	2,1	11,5	4,0	7030
lahja	Т	89,5	4,2	1,5	1,8	3,0	15,5	4,5	6560
Antratsiit „seeme" (6—13 mm)	АС	93,0	1,3	2,2	1,0	2,0	13,2	6,0	6400
Antratsiit 0—100 mm	АРШ	93,0	1,8	2,2	1,0	2,0	14,1	6,0	6330
Antratsiidi puru (0—13 mm)	АШ	93 0	1,8	2,2	1,0	2,0	17,3	6,5	6000
Pruunsüsi — sortimata	БР	69,0	5,0	4,6	1,4	20,0	20,0	28,3	3070
Põlevkivi	—	76,6	9,2	2,3	0,7	11,2	41,0	14	2900
Masuut — vähese väävlisisaldusega	—	87,5	11,2	0,6	0,7	—	0,15	3,0	9420
Masuut — väävlit sisaldav	—	85,3	11,0	3,2	0,5	—	0,25	3,0	9280
Looduslik gaas	—	—	—	—	—	—	—	—	8450
Tükkturvas	—	57,8	6,0	0,3	2,5	33,4	5,1	40	2660
Freesturvas	—	57,8	6,0	0,3	2,5	33,4	5,1	50	2030
Puit	—	51,0	6,1	—	0,6	42,3	0,7	35,0	2700
Linaluud	—	51,0	6,1	0,1	0,7	42,8	2,8	11,6	3850
Päevalillevarred	—	51,0	5,9	0,1	0,9	41,3	1,9	13,8	3740
Õled	—	50,5	6,2	0,1	0,7	42.8	4 2	10,5	3690
Riisikestad	—	50,3	6,1	0,1	0,7	42,8	18,3	9,8	3130

Kütuste kütteväärtus muutub suurtes piirides, 2500 kuni 11 000 kcal/kg. Erineva kalorsusega kütuste võrdlevaks hindamiseks on kasutusele võetud tingkütuse (kütteväärtus 7000 kcal/kg) mõiste.

Jagades mistahes kütuse kütteväärtuse 7000-ga, saame ta soojus-ekvivalendi:

$$E = \frac{Q_t^k}{7000}.$$

Soojus-ekvivalent näitab, missugune tingkütuse kogus on võrdväärtuslik võrreldava kütuse kaaluühikuga. Kütteväärtuse ja põlevosa keemilise koostise järgi võib mitmesuguseid kütuseid hinnata tabelis 22 toodud andmete põhjal.

Tabelis esitatud kütuse põlevmassi koostise ümberarvutamine tarbimiskoostiseks toimub koefitsiendiga, mille suurus on arvutatav valemiga

$$\frac{100 - (A_t + W_t)}{100}.$$

Viimasel ajal on kütusena laialdaselt kasutama hakatud looduslikku gaasi ja kivisöe maa-alustest lademetest mittetäieliku põletamise teel ammendatavat nn. maa-alust gaasi. Maa-aluse gaasistamise idee avaldas esimesena D. I. Mendelejev 1882. a. Teda toetas innukalt V. I. Lenin, kes 1913. a. „Pravda" veergudel näitas Mendelejevi idee realiseerimise vajadust sotsialismis. Maa-alune gaasistamine kõrvaldab täielikult kaevurite maa-aluse raske ja hädaohtliku töö.

Esimesena saadi maa-aluse gaasistamisega gaasi 1934. a. Gorlovi katsejaamas. Praegusajal on kütuse maa-aluse gaasistamise meetod üle läinud juba tööstusliku kasutamise staadiumi.

XXI peatükk

KÜTUSE PÕLEMISPROTSESS

§ 107. KÜTUSE PÕLEMINE

Põlemiseks nimetatakse energiliselt kulgevat kütuse ja hapniku keemilist ühinemisprotsessi, mille juures eraldub tunduval hulgal soojust. Aine aatomilise ehituse seisukohast leiab põlemisprotsessis aset reageerivate elementide aatomite väliselektronide ümberjaotus. Oksüdeerimisreaktsiooni kulgemise kiirus oleneb reageerivate ainete kontsentratsioonist ja temperatuurist. Madalatel temperatuuridel võtab oksüdeerimisreaktsioonist osa tähtsusetu arv molekule, mistõttu reaktsiooni kiirus on väike. Tulemusena eralduv soojus hajub, tõstmata kütuse temperatuuri. Temperatuuri teatud piiri saavutami-

sel tõuseb aga oksüdeerimisprotsessi kiirus järsult ning kütus süttib. Põlemisprotsessi normaalseks kulgemiseks peab oksüdeerimisprotsessi kiirus olema nii suur, et eraldunud soojusest jätkuks moodustuvate oksüdeerimisproduktide uute koguste kuumutamiseks ja süütamiseks kuni põlevaine täieliku läbipõlemiseni.

Temperatuuri, mille juures kuumendatav keha süttib iseenesest ilma lahtise tulega kokku puutumata, nimetatakse *isesüttimistemperatuuriks.* Isesüttimistemperatuur tagab oksüdeerimisprotsesside kiiruse astmelise suurenemise ning oleneb kütuse molekulaarsest ehitusest. Mida keerulisema ehitusega on kütuse molekulid, seda kergemini reageerib kütus hapnikuga ja seda madalamaks osutub kütuse isesüttimistemperatuur.

Turba ja puidu isesüttimistemperatuur on 250—300° C, kivisõel 300—350° C, naftal ja petrooleumil 530—580° C, vingugaasil ja metaanil 600—750° C.

Tahked kütused on seega madalama isesüttimistemperatuuriga kui vedelad või gaasilised kütused, kuid oksüdeerimisreaktsioonide soodsate kulgemistingimuste tõttu osutub gaasiliste kütuste põlemiskiirus suurimaks. Tahkete ja vedelate kütuste põlemisele eelnevad alati tunduvat soojusehulka tarbivad protsessid. Säärasteks protsessideks on tahke kütuse lagunemine ja aurude ning gaasiliste ühendite eraldumine. Vedelkütustes leiab aset eelnev aurustumine.

Et tagada põlemisele eelnevatele protsessidele soodsaid kulgemistingimusi, põletatakse vedelkütust pihustatuna ja tahket kütust kas eelnevalt gaasistatuna või tolmustatud olekus.

§ 108. PÕLEMISEKS VAJALIK ÕHUHULK

Enamikus kasutatavates kütustes on põlevelementideks süsinik C, vesinik H ja lenduv väävel S_l.

Oksüdeerijaks on valdavas enamuses atmosfääri õhk.

Süsinik põleb süsihapugaasiks võrrandi järgi

$$C + O_2 = CO_2 + 8100 \text{ kcal/kg C},$$

kus + 8100 kcal/kg C on 1 kg süsiniku põlemisel eralduv soojusehulk. Pluss-märk näitab, et reaktsioonil eraldub soojust.

Asetades sellesse võrrandisse molekulkaalud, saame

$$12C + 32O_2 = 44CO_2,$$

s. t. 1 kg C põlemiseks on vaja $\frac{32}{12} = 2{,}67$ kg O_2.

Vesinik põleb veeauruks võrrandi järgi

$$2H_2(4) + O_2(32) = 2H_2O(36) + 30\,000 \text{ kcal/kg } H_2,$$

s. t. 1 kg H_2 põlemiseks on vaja $\frac{32}{4} = 8$ kg O_2.

Väävli põlemisreaktsiooni võrrand on

$$S(32) + O_2(32) = SO_2(64) + 2600 \text{ kcal/kg S},$$

s. t. 1 kg S põlemiseks on vaja 1 kg O_2.

1 kg kütuse, mis sisaldab S_t protsenti süsinikku, H_t protsenti vesinikku ja S_l protsenti lendväävlit (kaaluliselt), põlemiseks teoreetiliselt vajalik hapnikuhulk määratakse võrrandist

$$O_{min} = \frac{2{,}67\,C_t + 8\,H_t + S_l - O_t}{100} \text{ kg } O_2/\text{kg kütust}, \qquad (191)$$

kus O_t on kütuse vaba hapniku kaaluprotsent.

Kuna õhk sisaldab ligilähedaselt 23,2% hapnikku (kaalu järgi), on teoreetiliselt vajalik õhu kaaluline kogus määratav võrrandist

$$L_o = \frac{100}{23{,}2} O_{min} = 0{,}115C_t + 0{,}343H_t +$$

$$+ 0{,}043(S_{t,l} - O_t) \text{ kg õhku/kg kütust}. \qquad (192)$$

Õhu kaalulise koguse ümberarvutamiseks mahuliseks tuleb saadud avaldus jagada õhu 1 m³ kaaluga — 1,293 kg/nm³; seega võtab valem (192) kuju

$$V_o = 0{,}089C_t + 0{,}266H_t + 0{,}033(S_{t,l} - O_t) \frac{\text{nm}^3\text{õhku}}{\text{kg kütust}}. \qquad (193)$$

Kuna põlemiseks vajalik hapnikuhulk on peaaegu proportsionaalne kuiva kütuse küttevääruse tusega, võib teoreetiliselt vajaliku õhuhulga ligikaudselt määrata D. I. Mendelejevi valemi abil

$$V_o = 0{,}001K(Q_t^k + 6W_t),$$

kus K on koefitsient, mis puidul võetakse 1,05, turbal 1,08, kivisöel 1,10;

W_t — niiskuse kaaluprotsent.

Toodud valemite järgi määratud õhuhulgast tavaliselt ei piisa kütuse täielikuks põlemiseks, kuna praktiliselt pole võimalik luua sääraseid tingimusi, mille juures iga väikseimgi kütuse osake saaks reageerida õhu hapnikuga ja viimase täielikult ära kasutada. Täieliku põlemise kindlustamiseks antakse õhku tavaliselt rohkem, kui näitab teoreetiline arvutus. Tegeliku õhuhulga L suhet teoreetiliselt vajalikuga L_o nimetatakse liigõhuteguriks

$$\alpha = \frac{L}{L_o},$$

ehk

$$L = \alpha L_o. \qquad (194)$$

Liigõhuteguri väärtus on piires 1,1 kuni 1,5, olenevalt kütuse liigist ja põletamise tingimustest. Mida peenem ja ühtlasem on kütus, seda hõlpsamini segunevad ta osakesed õhuga, seda vähem vajatakse liigõhku. Liigõhuteguri väärtus on suurim tahke tükk-kütuse, väikseim aga gaasilise ja tolmkütuse põletamisel. Põletamisprotses-

sile vajalikust suurema õhukoguse andmine põhjustab asjatut soojusekulu liigõhu kuumendamiseks, mille tagajärjel põlemistemperatuur langeb. Suure liigõhuteguri korral võib põlemisprotsess täielikult katkeda. Liigõhu kahjulik mõju seisneb ka selles, et väljudes koos põlemissaadustega, viib ta endaga kaasa osa soojust, alandades seega soojusseadme ökonoomsust.

§ 109. PÕLEMISSAADUSTE KOOSTIS, MAHT JA KAAL

Kütuse põlemine võib olla täielik ja mittetäielik. Mittetäielikku põlemist iseloomustab vingugaasi CO, vesiniku H_2 ja metaani CH_4 olemasolu suitsugaasides. Täielikul põlemisel suitsugaasid nimetatud põlemiselemente ei sisalda.

Põlemissaadusi liigitatakse „kuivadeks" gaasideks ja veeauruks. Esimeste hulka kuuluvad süsihapugaas CO_2, vingugaas CO, vääveldioksüüd SO_2, lämmastik N_2 ja hapnik O_2. 1 kg kütuse täieliku põlemise korral liigõhuteguriga $\alpha = 1$ võib üksikute gaaside kogused arvutada järgmiste valemite abil:

$$G_{CO_2} = 0{,}0367C_t \text{ kg};$$

$$G_{H_2O} = 0{,}01(9H_t + W_t) \text{ kg};$$

$$G_{SO_2} = 0{,}02S_t \text{ kg};$$

$$G_{N_2} = 0{,}768L \text{ kg};$$

$$G_{O_2} = 0{,}232L_0(\alpha - 1) \text{ kg}.$$

Põlemissaaduste üldine kaaluline kogus peab vastama põletatud kütuse ja põlemiseks antud õhu kaalulisele kogule ning see määratakse 1 kg kütuse jaoks avaldusest

$$G_{p,s} = L + 1 - \frac{A_t}{100} \quad \frac{\text{kg põlemissaadusi}}{\text{kg kütust}}. \tag{195}$$

Põlemissaaduste erikaalu teades võib nende mahu määrata seosest

$$V_{p,s} = \frac{G_{p,s}}{\gamma_{p,s}}.$$

Normaaltingimustes võib põlemissaaduste erikaaluks võtta 1,3 kuni 1,4 kg/m³.

Töötavates soojusseadmetes määratakse põlemissaaduste koostis elektriliste ja keemiliste gaasianalüsaatoritega, mis võimaldavad suitsugaaside koostist kontrollida pidevalt. Põlemine loetakse rahuldavaks, kui vingugaasi CO sisaldus ei ületa 0,1—0,2%. Gaasianalüsaatorite puudumise korral võib põlemise täielikkuse üle otsustada suitsugaaside värvuse järgi. Korstnast väljuv paks must suits viitab kütuse ebatäielikule põlemisele, liiga hele suits aga suurele õhu liigsusele. Tahkete kütuste täielikul põlemisel väljub korstnast helepruuni värvusega suits.

AURUKATLAD

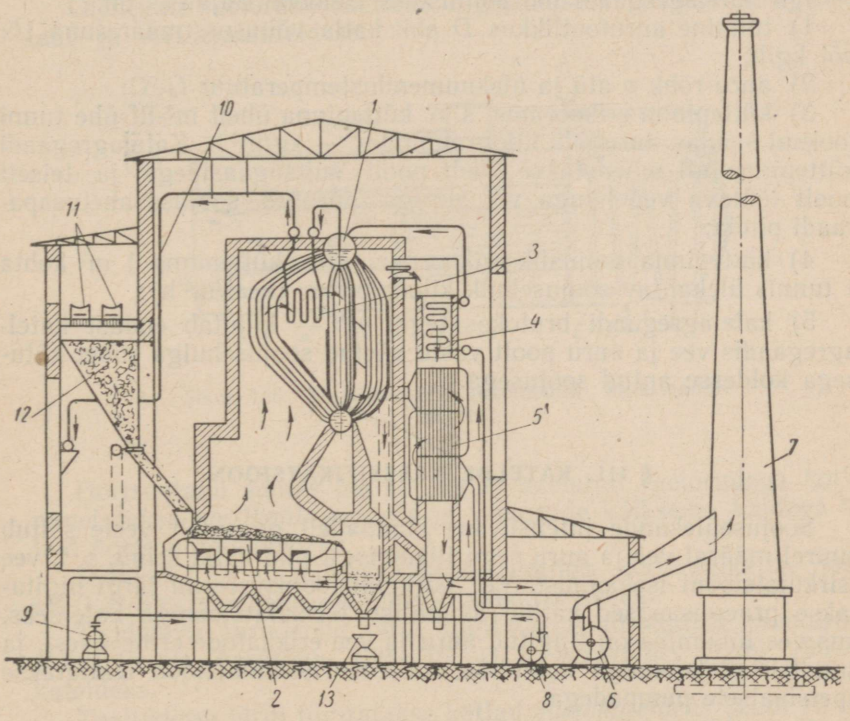
§ 110. KATELAGREGAADI ELEMENDID JA NENDE ISELOOMUSTUS

Katelagregaadiks nimetatakse seadmete komplekti, kus kütuse keemiline energia muundatakse atmosfäärist kõrgema rõhuga auru soojusenergiaks. Katelagregaat on katelseadme koostisosa. Viimase all mõistetakse auru tootmisega seotud seadmete kogukomplekti, kaasa arvatud kütuse etteandmise ja tuhaeemaldamise seadmed. Joonisel 123 on näidatud skeem katelseadmest, kuhu kuuluvad järgmised agregaadid:

1) aurukatel *1* — veetorude süsteemiga (kus vesi muudetakse küllastunud auruks) ühendatud kahe trumliga soojusevahetusaparaat;

2) koldeseadis *2* koos kolderuumiga — kütuse põletamiseks;

3) auruülekuumendi *3* — katlast saadava küllastunud auru kuivatamiseks ja ülekuumendamiseks;



Joon. 123. Katelseadme skeem:

1 — aurukatel; *2* — kolle; *3* — auruülekuumendi; *4* — ökonomaiser; *5* — õhueelsoojendi; *6* — suitsuventilaator; *7* — korsten; *8* — puhumiseventilaator; *9* — toitepump; *10* — aurutoru; *11* — kütuse etteandmine; *12* — kütusepunker; *13* — tuhavagonett.

4) ökonomaiser *4* — toitevee eelsoojendamiseks väljuvate gaaside soojusega;

5) õhueelsoojendi *5* — soojusevahetusaparaat aurukatla koldesse mineva õhu ettesoojendamiseks.

Katelagregaadi üksikosad ühendatakse omavahel ühise metallraamistikuga ja müüritusega, mis kujundab kolderuumi ja gaasikäikude seinad. Müüritus on laotud seestpoolt tulekindlatest, väljastpoolt aga tavalistest tellistest.

Peale põhiliste osade on igal katelagregaadil tõmbe tekitamise seade (suitsuventilaator *6*, korsten *7*), seade toitevee andmiseks katelagregaati (toitepump *9*) ja garnituur ning armatuur.

Armatuuri hulka kuuluvad katelagregaadi rõhu all olevate elementide töö juhtimiseks vajalikud aparaadid ja seadmed, nagu manomeetrid, veeseisunäitajad, kaitseklapid, tühjendus- ja sulgventiilid ning toiteklapid, mille kaudu antakse katlasse vett.

Katelagregaadi garnituuri kuuluvad peamiselt kolde ja gaasikäikude teenindamiseks vajalikud detailid: kütteuksed, tõmbe reguleerimise siibrid, katla siseosade ülevaatuseks vajalikud luugid, avad ja muud detailid.

Iga katelagregaadi töö põhilisteks iseloomustajateks on:

1) tunnine aurutootlikkus D ehk katla võimsus, määratuna t/h või kg/h;

2) auru rõhk p atü ja ülekuumendustemperatuur $t_{ü}$ °C;

3) küttepinna erikoormus, s. o. küttepinna ühelt m²-ilt ühe tunni jooksul saadav auruhulk kilogrammides — kg/m² h. Katelagregaadi küttepinna all mõistetakse ühelt poolt suitsugaasidega ja teiselt poolt töötava vedelikuga või auruga piiratud soojusevahetusaparaadi pinda;

4) küttepinna soojuslik erikoormus, s. o. küttepinna 1 m² kohta 1 tunnis ülekantav soojusehulk kilokalorites (kcal/m² h);

5) katelagregaadi brutokasutegur η_k^{br} — kujutab endast katelagregaadis vee ja auru poolt vastu võetud soojusehulga suhet kütusega koldesse antud soojusega.

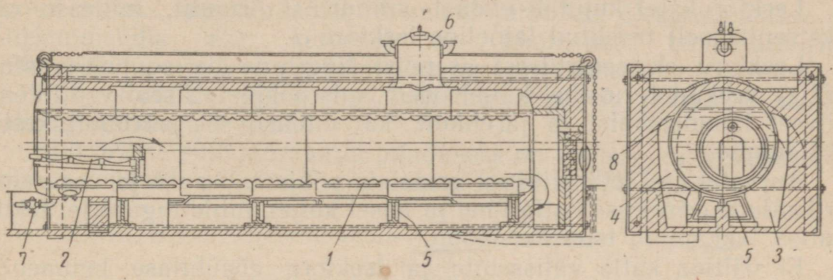
§ 111. KATELDE KLASSIFIKATSIOON

Soojuseülekande intensiivsus kuumadelt gaasidelt veele sõltub suurel määral vee ja auru segu liikumisest piki katla seinu, s. t. vee tsirkulatsiooni iseloomust. Vee tsirkulatsioonisüsteemi järgi liigitatakse praegusaegsed katlad loomuliku tsirkulatsiooniga kateldeks, kus vee liikumine on tingitud auru ja vee erikaalude erinevusest, ja sundtsirkulatsiooniga kateldeks, milledes tsirkulatsioon tekitatakse spetsiaalsete pumpadega.

Loomuliku tsirkulatsiooniga katlad jaotatakse *gaasitoru-* ja *veetorukateldeks*. Gaasitorukateldes (joon. 124 ja 125) on põhilised küttepinnad kujundatud silindrilise katla sisemuses leek- või suitsu-

torudena, milledes voolavad põlemissaadused. Taoliste katelde iseärasuseks on suur veemahutavus.

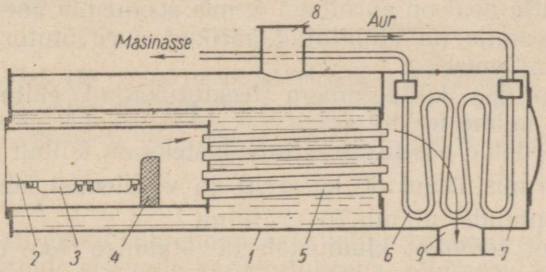
Veetorukateldes koosneb küttepind väikese läbimõõduga toru-



Joon. 124. Ühe leektoruga katel:
1 — laineline leektoru; *2* — kolle; *3* — teine suitsukäik; *4* — kolmas suitsukäik; *5* — toolid; *6* — aurutoom; *7* — tühjenduskraan; *8* — tulenivoo.

dest, milledes voolab vesi ja auru-vee segu. Väljastpoolt kuumutatakse torusid põlemissaadustega.

Olenevalt veetorude asendist liigitatakse veetorukatlad horisontaal- ja vertikaalkateldeks.



Joon. 125. Statsionaarse lokomobiili katelseadme skeem.

Horisontaali suhtes üle 45° kaldu asetatud veetorudega katlaid nimetatakse *vertikaalkateldeks* ja veetorude väiksema kaldega katlaid *horisontaalkateldeks.*

Joonisel 123 on näidatud kahe trumliga vertikaalkatla, joonisel 128 aga samasuguse horisontaalkatla skeem.

Toodetava auru rõhu järgi liigitatakse aurukatlad *madalrõhu-* (kuni 15 at), *keskrõhu-* (30—35 at) ja *kõrgrõhu-* (kuni 180 at) kateldeks.

Tootlikkuse järgi liigitatakse katlad *väikekateldeks* (kuni 12 t/h), *keskmise* (kuni 75 t/h) ja *suure tootlikkusega* (üle 75 t/h) kateldeks. Peale selle võib aurukatlaid liigitada terve rea spetsiaalsete konstruktiivsete tunnuste järgi.

Lihtsaimateks gaasitorukateldeks on leektorukatlad (joon. 124). Leektorukatel kujutab endast silindrilist trumlit, millesse on ekstsentriliselt needitud laineline leektoru *1*.

Leektoru ekstsentrilisest asendist tingituna on soojust vastuvõttev veekiht toru ühel küljel õhem, mis põhjustab seal vee intensiivset kuumenemist ja järelikult ka intensiivset aurumullikeste eraldumist.

Aurustumise intensiivsuse erinevus põhjustab auru ja vee segu erikaalude erinevuse katla ühel ja teisel küljel, mille tagajärjel tekib katlas lakkamatu tsirkulatsioon.

Et vältida katla välisseinte ja leektoru ebaühtlase kuumenemise tagajärjel põhjade deformeerumist, valmistatakse leektoru lainelisena. Peale eeltoodu suureneb seejuures küttepind 10 ÷ 12%, võrreldes siledaseinalise toruga.

Põlemisgaaside soojuse paremaks ärakasutamiseks juhitakse nad pärast leektorust väljumist algul mööda katla ühte väliskülge (gaasikäik *3*) ja seejärel mööda teist väliskülge (gaasikäik *4*) korstnasse.

Plaanrestist ja tulepakust koosnev kolle *2* on asetatud leektoru sisse, mistõttu tunduv osa soojusest kandub katla seintele kiirgamise teel. Katla peal on aurutoom *6*, mis soodustab auru eraldumist veest. Aurutoomile on kinnitatud äärikud auruvõtutoru ja kaitseklappide kinnitamiseks.

Üle 70 m²-lise küttepinnaga leektorukatlad ehitatakse kahe, mõnikord ka kolme leektoruga.

Leektorukatelde positiivseiks omadusteks on küllalt kõrge küttepinna erikoormus (kuni 30 kg/m² h) ja võrdlemisi kõrge η_k^{br}, mis mõningatel juhtudel ulatub 70—75%-ni.

Katla suur töömaht kindlustab ta stabiilse töö muutlikkudel režiimidel.

Katla olulisimaks puuduseks on võimetus tõsta auru rõhku üle 20 at (milleks oleks vaja tunduvalt suurendada seina paksust ja järelikult ka katla kaalu). Auru rõhu tõusul 12 kuni 20 at-ni suureneb metalli kulu 1 m² kohta rohkem kui kaks korda.

Leektorukatla teiseks puuduseks on pikk sissekütmise aeg ja vajadus spetsiaalkolde järele madalakvaliteediliste kütuste kasutamisel.

Leektorukatelde arengu edasiseks etapiks on gaasitorukatlad, millede küttepind, tingituna trumlisse paigutatud 50 kuni 90 mm läbimõõduga torude süsteemist, on tunduvalt suurem kui leektorukateldel. Neis torudes voolab suitsugaas, mistõttu selliseid katlaid nimetatakse ka suitsutorukateldeks.

Joonisel 125 on näidatud silindrilise suitsutorukatlaga statsionaarse lokomobiilseadme skeem.

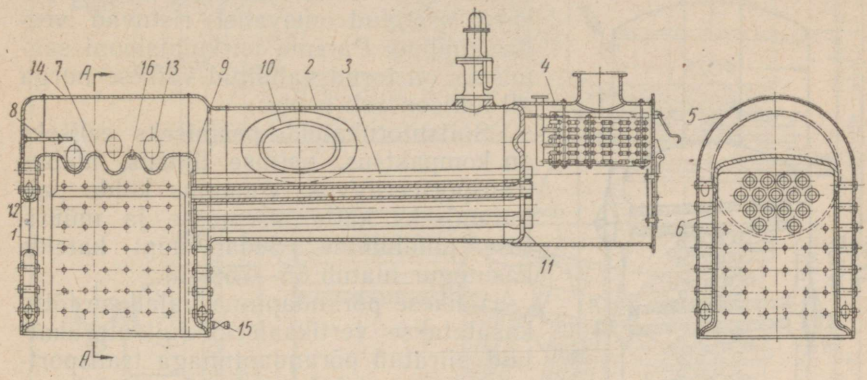
Katla *1* küttepind on moodustatud lühikesest leektorust ja suitsu-

torude süsteemist *5*, mis ühendab kolderuumi *2* suitsukambriga *7*, kuhu on asetatud siukujuline ülekuumendi *6*.

Vesi kuumeneb katlas keemistemperatuurini ja muutub küllastunud auruks, mis aurutoomi *8* kaudu juhitakse ülekuumendisse *6*. Ülekuumendis aur kuiveneb ja kuumeneb temperatuurini 300—400° C, misjärel see juhitakse aurumasinasse.

Kolle koosneb plaanrestist *3* ja tulepakust *4*; gaasid eemaldatakse gaasikäigu *9* kaudu.

Silindrilise suitsutorukatla puuduseks on kolderuumi väike maht, mis ei võimalda põletada madalakvaliteedilisi kütuseid.



Joon. 126. Veduritüüpi lokomobiili П-25 aurukatel:

1 — kolderuum; *2* — katla silindriline osa; *3* — suitsutorud; *4* — suitsukamber; *5* — katteplekk; *6* — tulekarp; *7* — kolde lagi; *8* — tugevdusplekk; *9* — torulaud; *10* — suur luuk; *11* — väike luuk; *12* — nurgaluuk; *13* — ülemine luuk; *14* — luuk vee sissevalamiseks; *15* — tühjenduskraan; *16* — kaitsekork.

Kolderuumi mahu suurendamiseks kujundatakse veduri ja liikuvlokomobiilikatelde sisekolle karbikujulisena. Sääraseid katlaid nimetatakse veduritüüpi kateldeks.

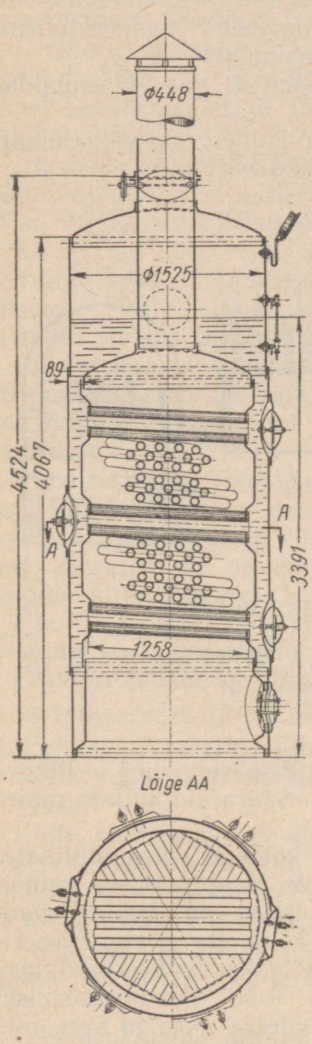
Joonisel 126 on näidatud karbikujulise koldega lokomobiilikatel П-25. Väljakummimise vältimiseks on kolde tasapinnalised seinad omavahel ühendatud sidepoltidega, mille otstes on kontrollavad. Poltide katkemisel tungib aur või vesi läbi kontrollava, signaliseerides seega katla mittekorrasolekust. Kolde lakke on keeratud kergestisulava metalltäidisega kaitsekork *16*. Lae ülekuumenemisel täidis sulab, läbi tekkinud ava purskub koldesse auru ja vett, mis kustutab katlale ohtlikuks saada võiva tule.

Katla läbipuhumiseks ja musta vee väljalaskmiseks pesemise ajal on katla alumises osas tühjenduskraan *15*. Veest väljalangenud sooladest tekkinud muda eemaldamiseks puhutakse katelt läbi perioodiliselt.

Katla silindriline osa koosneb trumlist ja sellesse paigutatud suitsutorudest *3*. Viimased on asetatud väikese tõusuga suitsukambri poole ja on valtsitud torulauda. Katla läbivaatamiseks ja

puhastamiseks on silindrilises osas luuk *10*, koldeosas aga viis nurgaluuki *12* ja kolm külgluuki *13*.

Peale horisontaalsete suitsutorukatelde kasutatakse tööstuses ja transpordis laialdaselt ka vertikaalseid suitsutorukatlaid, mis kujutavad endast leektoru ning suitsu- või veetorude kombinatsiooni.



Joon. 127. V. G. Šuhhovi vertikaalkatel.

Kõige levinenumaiks seda tüüpi kateldeks on väljapaistva vene inseneri ja auakadeemiku V. G. Šuhhovi katlad (joon. 127). Neis kateldes on suitsukarpi asetatud omavahel ristuvad veetorukimbud. Parema tsirkulatsiooni saamiseks on torud valtsitud väikese nurga all horisontaali suhtes.

Suitsutorukatelde peamiseks eeliseks on kompaktsus, ehituse lihtsus, hõlbus transporteeritavus, võimalus kolde paigutamiseks katla sisemusse ja müürituse puudumine. Seda tüüpi katelde kasutegur ulatub 65—75%-ni.

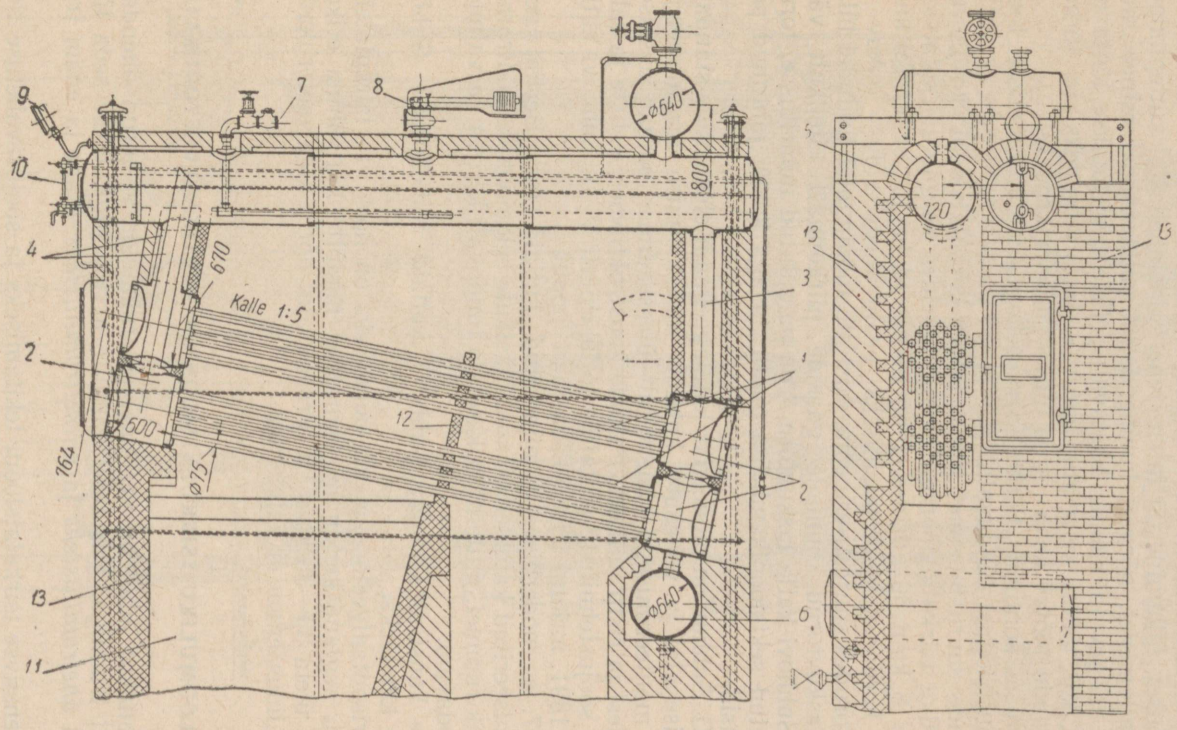
Väikese põrandapinna vajaduse tõttu kasutatakse vertikaalseid suitsutorukatlaid piiratud põrandapinnaga transportseadmetes (ekskavaatorid, tõstekraanad). Horisontaalseid suitsutorukatlaid kasutatakse laialdaselt veduritel ja lokomobiilseadmetel.

Horisontaalsete suitsutorukatelde puuduseks tuleb lugeda nende mittekohasust üle 22 at rõhuga auru tootmiseks ja väikest küttepinna erikoormust, mis tavaliselt on 25—30 kg/m² h.

Küttepinna väikest erikoormust põhjustab vee nõrk tsirkulatsioon, mis on tingitud suitsu- ja leektorude kuhjamisest katla siseruumi.

§ 113. LOOMULIKU TSIRKULATSIOONIGA HORISONTAALVEETORUKATLAD

Kõige levinenumat tüüpi horisontaalveetorukateldeks on V. G. Šuhhovi süsteemi katlad (joon. 128). V. G. Šuhhovi katlad monteeritakse üksikutest sektsioonidest, milledest igaühel on torude abil sektsioonikambritega *2* ühendatud ülemine pikitrummel *5*. Sektsioonikambritesse on valtsitud kaldu asetatud torude kimp. Torude kaldasendi tõttu hõlbustub vee tsirkulatsioon ja auru-



Joon. 128. V. G. Šuhhovi katel:

1 — veetorud; *2* — sektsioonikambrid; *3* — laskuvtorud; *4* — tõusevtorud; *5* — trumlid; *6* — mudakoguja; *7* — toiteliin; *8* — kaitseklapp; *9* — manomeeter; *10* — veeklaas; *11* — kolderuum; *12* — vahesein gaasikäikude vahel; *13* — müüritus.

mullide kerkimine trumlisse ning välditakse ühtlasi aurukottide tekkimise võimalus. Vee tsirkulatsiooni intensiivsust, järelikult aga ka küttepinna erikoormust mõjutab olulisèlt katla erinevate osade ebaühtlane kuumenemine. Aurumullikeste moodustumine ja auru-vee segu tõusev liikumine on intensiivne koldelähedastel küttepindadel, kuna tagumistel, nõrgalt kuumendatud katla osadel esineb samaaegselt langev liikumine. Vastavalt sellele nimetatakse katla neid torusid, kus töötav keha alla liigub — laskuvtorudeks, ja torusid, mille kaudu töötav keha liigub üles — tõusevtorudeks.

Kinnises kontuuris tsirkuleeriv veekogus ületab tavaliselt toodetavat aurukogust tunduvalt.

Nende suuruste suhet nimetatakse tsirkulatsiooni kordarvuks. Loomuliku tsirkulatsiooniga veetorukateldes kõigub tsirkulatsiooni kordarv 8 kuni 50 piirides, ning mõnikord ka üle selle. Tsirkulatsiooni kordarvu suurendamiseks peab aurusisaldus laskuv- ja tõusevtorudes suuresti erinema, mistõttu mõningatel juhtudel lülitatakse laskuvtorud kuumade gaaside piirkonnast täielikult välja. V. G. Suhhovi katla laskuvtoru *3* on paigutatud müüritusse, toruga ühendatud sektsioonikambriga puutuvad aga kokku jahtunud põlemisgaasid.

V. G. Suhhov on pioneeriks katelagregaadi elementide standardiseerimise alal ja võimsate katelde masstootmise organiseerijaks nende monteerimisega vahenditult ülesseadmise paigas üksiksektsioonidest ja risttrumlitest. Paljude konstruktiivsete eeliste ja rahuldavate soojustehniliste näitajate tõttu ehitati V. G. Suhhovi katlaid alates 1891. a. kuni teise viisaastaku lõpuni.

1937. a. moderniseeriti nimetatud katlaid ins. Berlini poolt. Moderniseeritud kateldel asendab üksikute sektsioonide pikitrumleid üks põiktrummel, mille tõttu katel on tunduvalt kergem ja valmistamine odavam.

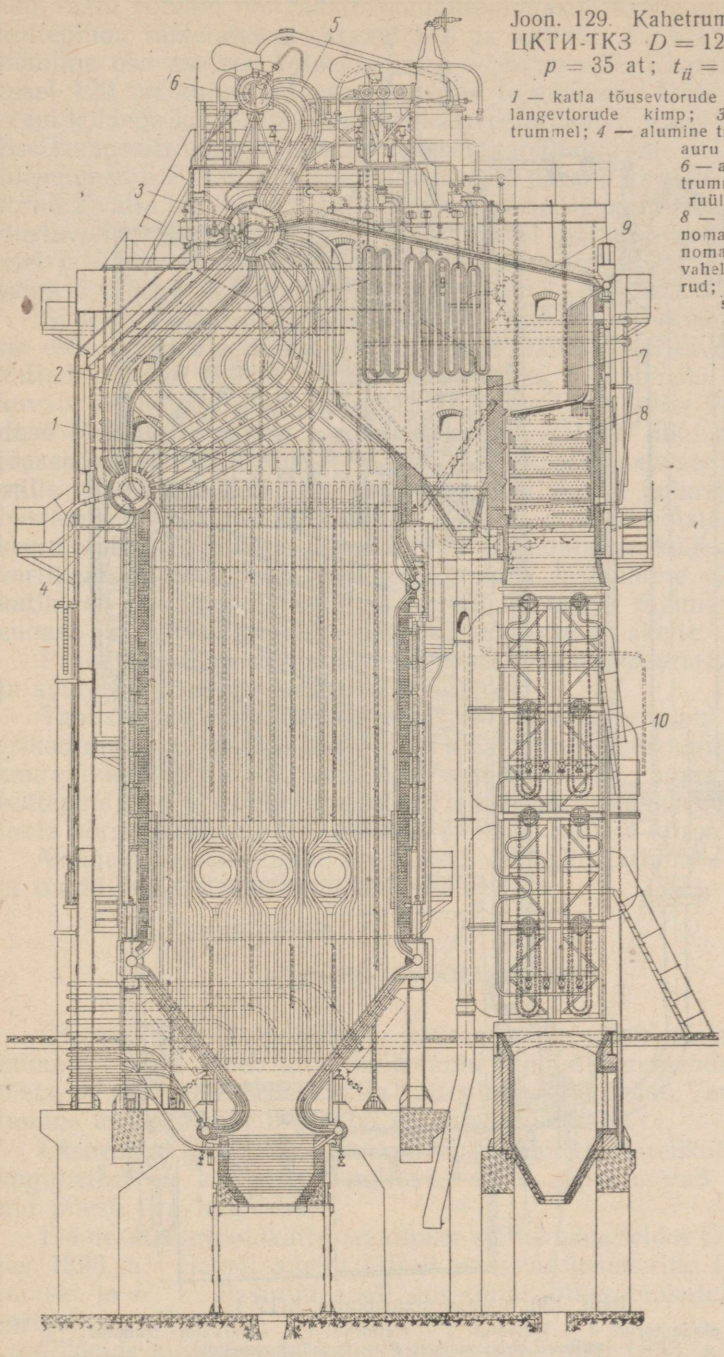
Uue konstruktsiooniga Suhhovi katlaid nimetatakse Suhhov-Berlini kateldeks.

Horisontaalveetorukatelde puuduseks on nõrk vee tsirkulatsioon ja auru aeglane kerkimine trumlisse, mistõttu küttepinna erikoormus ei ületa 30—35 kg/m² h. Praegusajal horisontaalveetorukatlaid NSV Liidus enam ei valmistata.

§ 114. LOOMULIKU TSIRKULATSIOONIGA VERTIKAALVEETORUKATLAD

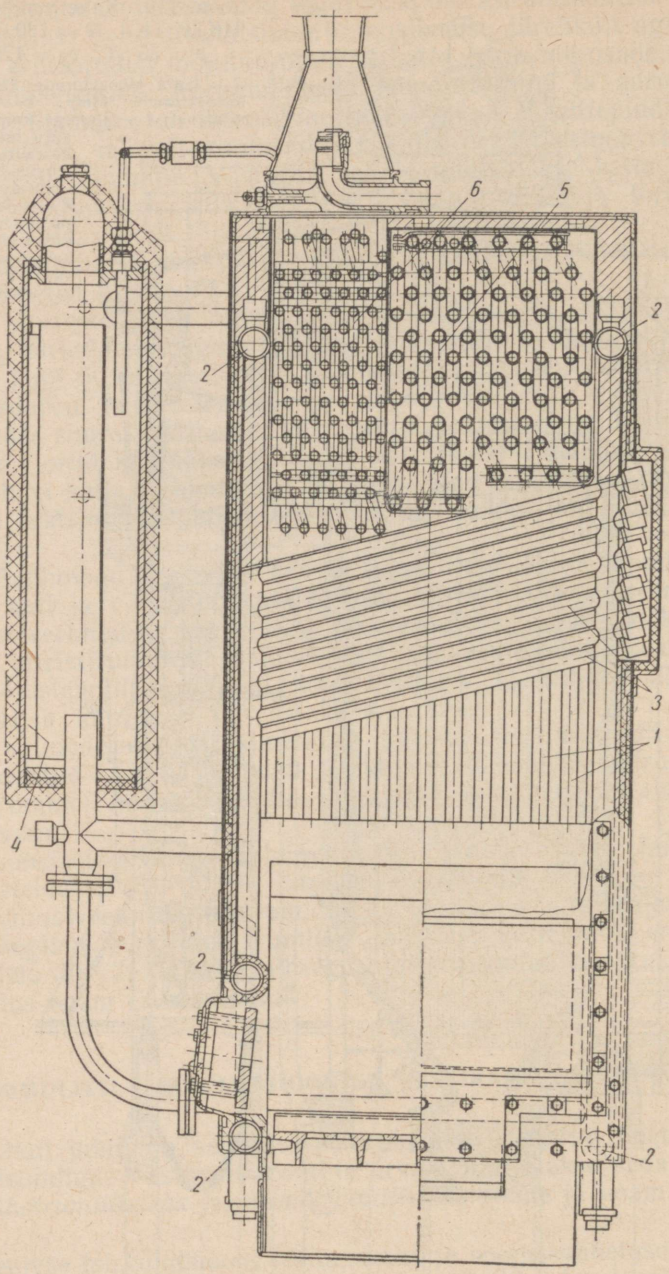
Enamikul juhul on vertikaalveetorukatelde veetorud ühendatud otseselt trumliga. Vastavalt trumlite arvule liigitatakse seda tüüpi katlaid *ühetrumlilisteks* ja *mitmetrumlilisteks* (kahe ja enam trumliga).

Intensiivse tsirkulatsiooni tekitamiseks ja soojusevahetuse tingimuste parandamiseks on praegusaegsete vertikaalveetorukatelde veetorudest tunduv osa paigutatud kolderuumi seintele, kus nad moodustavad gaaside ja hõõguvate seinte kiirgamissoojust efektiiv-



Joon. 129. Kahetrumliline katel ЦКТИ-ТКЗ $D = 120 \div 150$ t/h; $p = 35$ at; $t_{ü} = 425°$ C:

1 — katla tõusevtorude kimp; *2* — langevtorude kimp; *3* — ülemine trummel; *4* — alumine trummel; *5* — auru tõusevtorud; *6* — auru kuivatustrummel; *7* — auruülekuumendi; *8* — toitevee ökonomaiser; *9* — ökonomaiseri ja katla vahelised laetorud; *10* — õhueelsoojendi.



Joon. 130. Veetoruaurukatel ЛПУ-1:

1 — ekraantorud; *2* — kollektor; *3* — risttorud; *4* — separaatori trummel; *5* — toitevee ökonomaiser; *6* — auruülekuumendi.

selt vastu võtvaid nn. radiatsioonküttepindasid. Kolde seinteäärseid küttepindu nimetatakse ekraanideks ja katlaid, mille küttepindade põhiline osa asetseb koldekambris — ekraneeritud kateldeks. Joonisel 129 on kujutatud praegusaegne tolmkütusel töötav ekraneeritud koldega kahetrumliline vertikaalveetorukatel. Katel on П-kujulise kompositsiooniga, ülemise horisontaalsillaga, kus paikneb auruülekuumendi 7. Tsirkulatsioonitingimuste parandamiseks on langevtorud *2* välja toodud katla küttepindade taha, kuna tõusevtorud moodustavad koldekambri ekraanpinnad. Katel paistab silma ökonomaiseri ja õhueelsoojendi ulatuslike küttepindade poolest, mida nimetatakse sabaküttepindadeks.

Suure tootlikkusega veetorukatelde kõrval on viimastel aastatel esile kerkinud väikese tootlikkusega transporteeritavad veetorukatlad. Selliste katelde hulka kuuluvad ins. Starobinski katlad, liikuvate elektrijaamade katlad МО-ЦКТИ ja Üleliidulise Põllumajanduse Mehhaniseerimise Instituudi katlad ЛПУ-1 liikuvatele aurujõuseadmetele. Katel ЛПУ-1 (joon. 130) koosneb ekraantorudest *1*, mille vahele on keevitatud põiktorud. Katlakivist puhastamise hõlbustamiseks kasutatakse sirgeid torusid, mis on otstest suletud keermetatud korkidega. Ekraantorud ühendatakse kollektorite abil vertikaalseparaatoritega, kus toimub auru eraldamine veest. Aurukatlal on veeökonomaiser *5* ja auruülekuumendi *6*, mis kujutavad endast katla ülemisse ossa asetatud siugtorude pakette.

Praegusajal on vertikaalveetorukatlad statsionaarsete keskmise ja suure võimsusega katelde põhitüübiks.

Taoliste seadmete hinnatavateks omadusteks on suur küttepinna erikoormus, mis ulatub 150 kg/m² h ja mõningatel juhtudel veelgi suuremate väärtusteni; võimalus koondada ühte agregaati suuri küttepindu ja järelikult saavutada suurt aurutootlikkust; võimalus toota kõrgete parameetritega auru ja kütta katlaid kiiresti üles.

Vaadeldava katlatüübi puudusteks on kallite trumlite olemasolu ja tundlikkus toitevee omaduste suhtes.

§ 115. OTSEVOOLUKATLAD

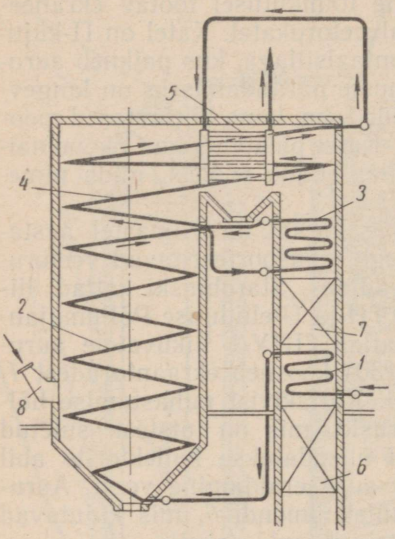
Otsevoolukatelde põhiliseks iseärasuseks on tsirkulatsiooni puudumine. Vesi läheb siin küllastunud ja ülekuumendatud auru olekusse peale ühekordset katla küttepindade läbimist. Vedeliku voolamine torudes toimub pumba abil sunniviisiliselt.

Otsevoolu printsiibi kasutamine võimaldab täielikult loobuda kogukatest ja kallitest trumlitest, mille separeerivad funktsioonid täiesti ära langevad.

Esimese otsevoolukatla maailmas ehitas vene leidur D. I. Artemjev 1893. a. Samal aastal esitati mereväe inseneride P. D. Kuzminski ja P. F. Pašinini poolt uut tüüpi otsevoolukatel separaatoriga.

Pikkade uurimiste ja katsetamiste järel võeti 1933. a. maailmas

esmakordselt kasutamisele prof. L. K. Ramzini süsteemi kõrgrõhu-otsevoolukatel. Katel tootis 150—200 tonni auru tunnis rõhuga 140 at ja ülekuumendustemperatuuriga 500° C.



Joon. 131. Ramzini süsteemi otsevoolukatla 51 СП-220/100 skeem:
1 — toitevee ökonomaiser; *2* — agregaadi alumine kiirgamisosa (katla ja ökonomaiseri kiirgamisosa); *3* — üleminekutsoon; *4* — agregaadi ülemine kiirgamisosa; *5* — auruülekuumendi konvektsioonosa; *6* ja *7* — õhueelsoojendi esimene ja teine osa; *8* — põleti.

Joonisel 131 on näidatud prof. L. K. Ramzini süsteemi otsevoolukatla skeem. Katel kujutab endast põlemissaaduste poolt kuumendatavate, paralleelselt lülitatud torude süsteemi. Pumba poolt antakse vesi ökonomaiserisse *1*, kust ta pärast osalist kuumenemist voolab edasi agregaadi radiatsioonosa siugudesse *2*. Siugudes kuumendatakse vesi keemistemperatuurini, mille järel ta muutub kuni 70%-lise aurusisaldusega küllastunud auruks. Edasi voolab auru ja vee segu niinimetatud üleminekutsooni *3*, kus vesi lõplikult aurustatakse, millega kaasub katlakivi tekitavate soolade väljalangemine. Soolade väljalangemine üleminekutsoonis on vähemohtlik kui ekraantorudes, sest gaaside temperatuur on seal madalam kui koldes, mistõttu katlakivikihi olemasolu ei põhjusta torude ohtlikku ülekuumenemist. Üleminekutsoonist voolab aur koldekambri ülaosas asuvasse radiatsioon-ülekuumendisse *4* ja selle järel konvektsioon-ülekuumendisse *5*. Katelagregaadi parempoolsesse šahti on paigutatud kaheastmeline õhueelsoojendi. Viimasel ajal hakatakse otsevooluprintsiipi kasutama mitte üksnes võimsates katelseadmetes, vaid ka kergetes, liikuvates ja poolliikuvates agregaatides. Praegusajal kasutatakse otsevoolukatlaid ekskavaatoritel ja nafta ümbertöötlemisel.

Otsevoolukatelde põhilisteks eelisteks on:

1) küttepindade suur erikoormus;

2) suurte ja raskete trumlite puudumine, mis on vajalikud loomuliku tsirkulatsiooniga veetorukateldes auru ja vee separeerimiseks;

3) kogu seadme kompaktsus;

4) kolde suur ekraneerimisaste.

Vaadeldavate katelde puuduseks tuleb lugeda kõrgendatud nõudeid toitevee kvaliteedile, kuna trumlite puudumisel pole võimalik sooli katlast läbipuhumise teel eemaldada.

Püüe vähendada toiteveele esitatavaid nõudeid põhjustas separaatorite seadistamise auru ja vee segu teekonnale. Separaatorid

kujutavad endast vaheseinte süsteemiga varustatud reservuaare, mida läbides muudab aur järsult oma suunda, kusjuures niiskus eraldub. Viimane kujutab endast katlasse toiteveega sattunud soolade kontsentreeritud lahu. Osa niiskusest ja sooladest eemaldatakse läbipuhumise teel, kuna ülejäänu voolab survepumpa ja surutakse uuesti katlasse. Viimane asjaolu rikub otsevooluprintsiipi, mistõttu sääraseid katlaid nimetatakse väikese kordarvuga sundtsirkulatsiooniga kateldeks.

Praegusajal L. K. Ramzini süsteemi katlaid ehitatakse mitte otsevoolulistena, vaid väikese kordarvuga sundtsirkulatsiooniga kateldena.

XXIII peatükk

KOLDED

§ 116. KOLLETE KLASSIFIKATSIOON JA ÜLDINE ISELOOMUSTUS

Kolde ülesandeks on luua kütuse põletamiseks õhuvooluses soodsaimad tingimused, eesmärgiga muuta kütuse keemiliselt seotud energia kõige täielikumal määral soojuseks ja põlemisgaaside kineetiliseks energiaks. Toimuvate põlemisprotsesside järgi liigitatakse praegusaegseid koldeid kiht-, pööris- ja kamberkolleteks (joon. 132).



Joon. 132. Koldeprotsesside skeeme.

Kihtkolletes asub kütus paigalseisvas või sundliikumisega kihis. Kihti läbiv õhk voolab kütuseosakeste ümber kiirusega, mis võrdub õhuvooluse keskmise kiirusega.

Kihi purunemise vältimiseks peab vabalt asetuvate kütuseosakeste kaal ületama õhuvooluse kiirussurvet. Samal ajal ei tohi osakeste mõõted olla liialt suured, kuna vastasel korral võivad lüheneda ja aeglustuda gasifitseerimise ja oksüdeerimise pindreaktsioonid. Kivisöe tükkide optimaalsed mõõted peavad olema 20—30 mm piires.

Pööriskoldeid iseloomustab kütuseosakeste tsirkuleeruv liikumine gaasi-õhuvooluses ja nende põlemine hõljuvas olekus. Sel juhul on kütuseosakeste suhteline liikumiskiirus väiksem õhuvooluse kiiru-

sest. Turba ja pruunsõe korral on osakeste optimaalsed mõõted 2—10 mm piires.

Kamberkoldeid iseloomustab kütuseosakeste päripidine liikumine gaasi-õhuvooluses. Õhus liikuvate osakeste suhteline kiirus on sel juhul ligilähedane nulliga. Et kindlustada kütuseosakeste täielikku põlemist, jahvatatakse kütus tolmpeeneks, mille tulemusena kasvab tunduvalt osakeste reageerimisvõime. Kamberkollete korral on tolmuterakeste mõõted 0,05—0,3 mm piires.

Kolde töö intensiivsust iseloomustatakse kolderuumi näilise soojusliku erikoormusega, s. o. tunni jooksul eraldunud soojusehulga Q suhtega kolde kambri mahtu V_K:

$$\frac{Q}{V_K} \text{ kcal/m}^3 \text{ h}.$$

Kihispõletamiskolde töö intensiivsust määratakse peale selle veel põlemise peegelpinna näilise soojusliku erikoormusega, mis kujutab endast tunni jooksul põlemise peegelpinna 1 m² eraldunud keskmist soojusehulka, s. o.

$$\frac{Q}{F_p} \text{ kcal/m}^2 \text{ h},$$

kus F_p on põlemise peegelpind.

Kütuse süttimine ja põlemisprotsessid sõltuvad olulisel määral kolderuumi sisetemperatuurist. Optimaalsed tingimused oksüdeerumisreaktsioonide arenemiseks tekivad temperatuuridel 1500—1800° C.

Kõrgematel temperatuuridel esineb täieliku põlemise produktide lagunemine, millega kaasneb soojuse neeldumine. Suure tuhasisaldusega kütuste edukaks põletamiseks kasutatakse praegusaegsetes kolletes õhu eelsoojendamist.

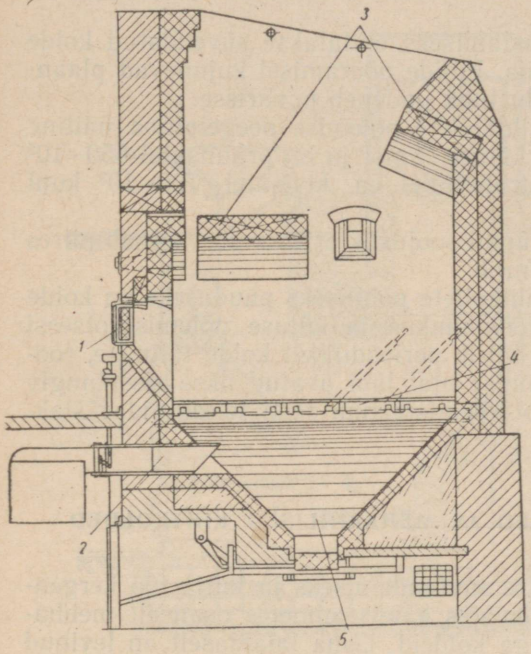
§ 117. KÄSITSI TEENINDATAVAD KOLDED KÜTUSE KIHISPÕLETAMISEKS

Kolme põhilise operatsiooni — a) kütuse etteandmise, b) põlemisjääkide eemaldamise ja c) kütuse roobitsemise-liigutamise — mehhaniseerimise taseme järgi liigitatakse kihtkolded käsitsi teenindatavateks, poolmehaanilisteks ja mehaanilisteks kolleteks.

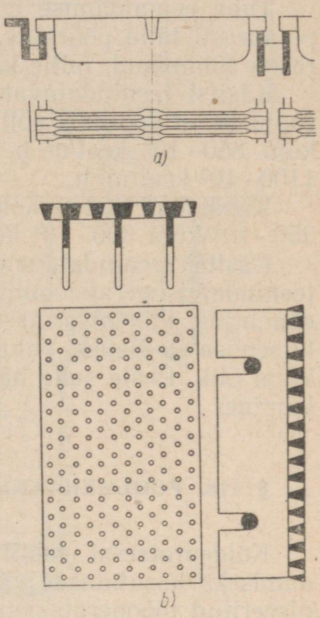
Käsitsi teenindatavaid koldeid kasutatakse väga mitmesuguste tahkekütuste põletamiseks katlamajades, kus tootlikkus ei ületa 6—8 t/h. Joonisel 133 on kujutatud käsitsi teenindatav plaanrestiga kolle. Koldeuksest *1* loobitakse kütus perioodiliselt plaanrestile. Õhk antakse toru kaudu tuhapunkrisse *5*, kust ta läbi resti voolab kütusekihti. Kütusekihi alla moodustub alati urbne šlakikiht, mida läbides õhk mõnevõrra eelsoojeneb.

Käsitsi teenindatava kolde resti lülid koosnevad tavaliselt malmvarbadest või -plaatidest, milledes õhu läbilaskmiseks on pilud.

Resti lülide tüüpilised konstruktsioonid on näidatud joonisel 134. Varblülisid kasutatakse suuretükiliste (puit, tükkturvas), plaatlülisid aga peeneteraliste kütuste (antratsiidipuru, pruunsüsi) põletamiseks.



Joon. 133. Käsitsi teenindatav kolle pruunsõe põletamiseks:
1 — kütteuks; *2* — õhutoru; *3* — kiirgamise ja segamisvõlv; *4* — liigutatav rest; *5* — šlakipunker.



Joon. 134. Käsitsi teenindatava kolde restide tüüpe:
a — varbrest; *b* — plaatrest.

Restist läbi langevate kütusetükikeste kinnikiilumise vältimiseks tehakse õhupilud ja -avad allapoole laienevatena. Pilu laius kõigub 3 kuni 15 mm. Avade summaarse pinna suhet resti üldpinnaga nimetatakse resti elavpinna koefitsiendiks. Plaatlülide korral on selle koefitsiendi väärtus 0,08 kuni 0,15, varbrestidel aga 0,20 kuni 0,40. Käsitsi teenindatava kolde puhul ei tohi plaanresti pikkus ületada 2 m ja laius ühe kütteukse kohta 1,2 m. Kihtkolletes on suure tähtsusega plaanrestil oleva kütusekihi paksus. Mida paksem on kiht, seda paremini kasutatakse selles ära õhuhapnik. Kihi paksuse suurendamise piiri määrab taandamisreaktsioonide tekkimine.

Kihi paksus antratsiidile koos šlakikihiga soovitatakse 200—250 mm; suure tuhasisaldusega pruunsöele — 300—350 mm, puidule — 1000—1500 mm.

Kütusekihi takistuse ületamiseks peab õhku andma 50—80 mm vs rõhu all. Vajaliku rõhu võib tekitada spetsiaalse, plaanresti alla

õhku puhuva õhuventilaatoriga või tõmbe tekitamisega kas kõrge korstna või suitsuventilaatorite abil, nagu on näidatud joonisel 123.

Madalakvaliteediliste, suure tuhasisaldusega kütuste põletamiseks peab kihti koguma suure soojusetagavara. Selleks varustatakse kolle soojuse otsest levikut vähendavate ja kihi temperatuuri tõstvate kiirgusvõlvidega.

Tuha eemaldamise hõlbustamiseks ehitatakse süvendatud kolde plaanresti lülid pööratavatena. Lülide pööramisel kujunevad plaanrestis tühimikud, mille kaudu tuhk pudeneb punkrisse.

Käsitsi teenindatavate kihtkollete põlemise peegelpinna näiline soojuslik erikoormus sõltub kütuse liigist ja on pruunsütel $550 \cdot 10^3$ kuni $850 \cdot 10^3$ kcal/m² h, antratsiitidel ja kivisütel $700 \cdot 10^3$ kuni $1100 \cdot 10^3$ kcal/m² h.

Vaadeldud kollete kolderuumi soojuslik erikoormus kõigub piires $250 \cdot 10^3$ kuni $300 \cdot 10^3$ kcal/m³ h.

Käsitsi teenindatavate kihtkollete põhiliseks puuduseks on kolde teenindamisoperatsioonide töömahukus ja kütuse põlemisprotsessi ebaühtlus. Põlemisprotsessi häirib perioodiliselt kolde täitmise, roobitsemise ja šlakist puhastamise ajal läbi avatud ukse sissetungiv külm õhk. Peale selle häirib põlemisrežiimi resti lülide pidev šlakkumine.

§ 118. POOLMEHAANILISED JA MEHAANILISED KIHTKOLDED

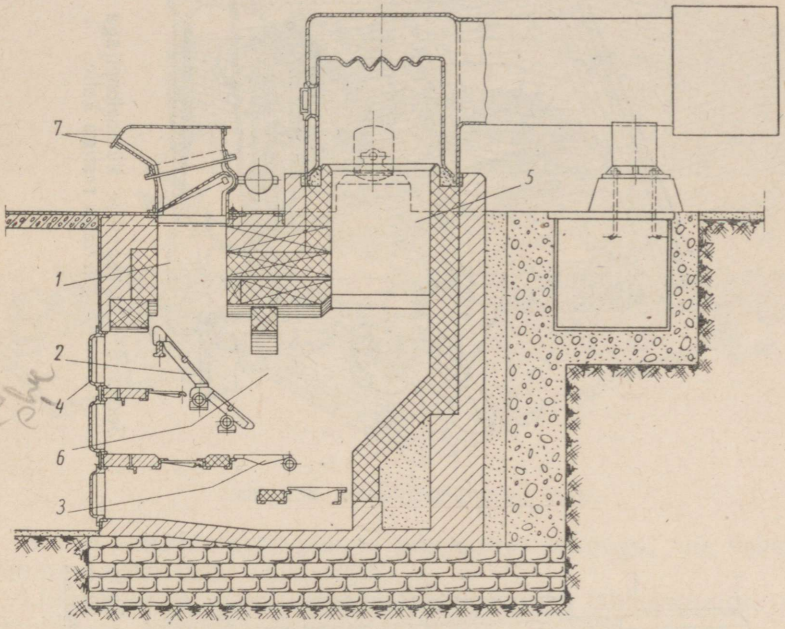
Koldeprotsessi efektiivsuse suurendamiseks ja kütja töö kergendamiseks kasutatakse väiksemates katelseadmetes osaliselt mehhaniseeritud tööoperatsioonidega koldeid. Üsna laialdaselt on levinud professor K. V. Kirschi poolt konstrueeritud šahtkolle. Joonisel 135 on näidatud lokomobiili П-75 šahtkolle. Kolde šaht mahutab 1—1,5-tunnilist kütuse tagavara, mistõttu kütuse juurdeandmise perioodilisus peaaegu ei avalda mõju põlemisprotsessile.

Kütus liigub šahtist kolderuumi omakaalu mõjul, vastavalt alumiste kihtide läbipõlemisele. Õhu tsoneeritud juurdeandmine läbi ukse *4* võimaldab põlemise reguleerimist resti üksikutes sektsioonides. Kütuse kuivatamine toimub kolde šahtis, lendosade eraldumine ja süttimine algab kaldrestidel. Kolde alumise osa horisontaalsel plaanrestil põleb koks lõplikult. Prof. K. V. Kirschi arvamuse järgi peab kihtkolde horisontaaljärgu lõpposa läbi laskma liigõhu, mis võimaldaks põlemata jäänud gaaside järelpõlemist kolde kurgus. Puidujäätmete ja saepuru põletamiseks kasutatakse šahtkoldeid läbivarisemiskindlate astmeliste trepprestidega. Joonisel 136 on näidatud saepuru põletamise kolle.

Kaldrestiga šahtkollete puuduseks on kütuse ebaühtlane varisemine juhul, kui ta sisaldab suurel määral šlakkuvat tuhka.

Põlemise peegelpinna näiline soojuslik erikoormus ulatub šahtkolletes $1100 \cdot 10^3$ kcal/m² h ja kolde ruumi näiline erikoormus $300 \cdot 10^3$ kcal/m³ h.

Viimasel ajal on hakanud levima kütuse mehaanilise loopijaga kihtkolded (joon. 137). Loopija on kujundatud tiivikuna, mis teeb 300—600 p/min. Joonise kohaselt on rest käsitsi liigutatavate lülidega. Resti liigutamisel langeb šlakikiht restilt alla, häirimata põlemisprotsessi.



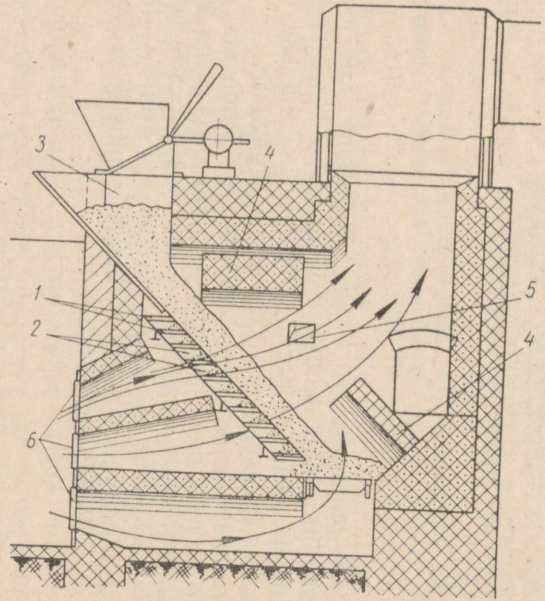
Joon. 135. Lokomobiili П-75 šahtkolle turba põletamiseks:
1 — täitešaht; *2* — kaldrestid; *3* — horisontaalrestid; *4* — uksed; *5* — gaasikäik; *6* — kolderuum.

Taoliste kollete puuduseks on kütuse ebaühtlane fraktsiooniline jaotus. Suured kütusetükid lendavad kaugele, väikesed langevad aga esiseina juurde. Selle nähte kõrvaldamiseks juhitakse loopija alla õhuvoolus, mis kannab peenkütuse kolde sügavusse.

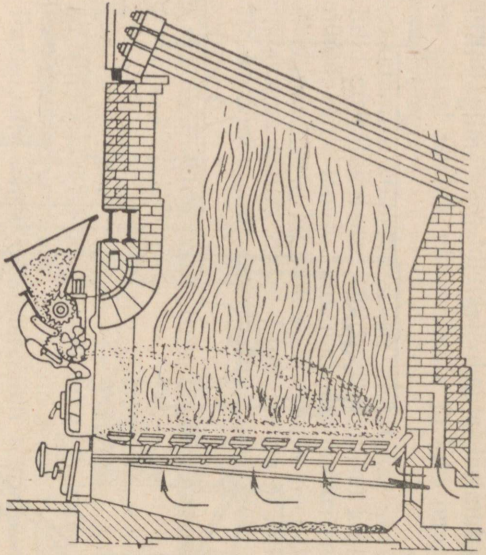
Seoses kütuseosakeste termilise lagunemisega lennu ajal osutuvad roobitsemisoperatsioonid üleliigseks. Mureda šlakiga kütuste korral võib sellistes kolletes mehhaniseerida kõik kütmisoperatsioonid. Vaadeldud koldetüübi puuduseks on vajadus kütuse eelnevaks sorteerimiseks ja kolderuumi mitteküllaldane soojuslik erikoormus, mis tavaliselt ei ületa $170 \cdot 10^3$ kcal/m³ h.

Intensiivsema töö korral esineb tunduv kadu kütuse põlemata peenfraktsioonidega.

Teist liiki mehhaniseeritud koldeks, mida samuti kasutatakse väikekatelde korral, on J. G. Vassiljevi süsteemi roopplanguga kihtkolle (joon. 138). Nimetatud koldes ületab liikumatut plaanresti kolmnurkse ristlõikega terasplank, mis on kinnitatud elektrimooto-

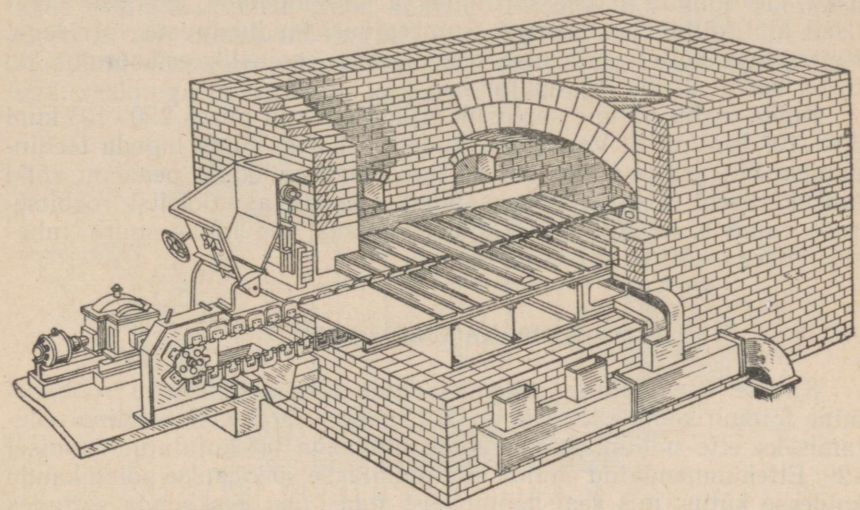


Joon. 136. Saepuru, linaluude jne. põletamise kolle:
1 — treppprest; *2* — õhupilud; *3* — täitepunker; *4* — kiirgamisvõlv; *5* — uksed õhu andmiseks; *6* — õhu- ja tuhauksed.



Joon. 137. Mehaanilise kütuseloopijaga ja kõigutatava restiga kolle.

rilt reduktori kaudu käitatava lõputu keti külge. Plank asetub oma järsema küljega vastu kolde esiseina, mistõttu eemaldumisel kolde esiseinast kannab kütuse punkrist kolde sügavusse, tagasikäigul aga roobitseb kihti.

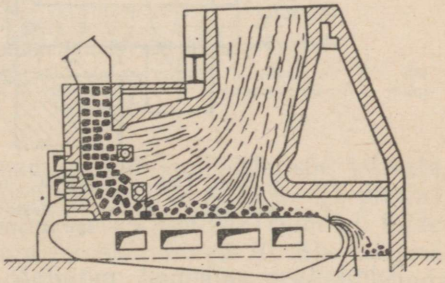


Joon. 138. Roopimisplanguga kolle.

Šlakki eemaldatakse plangu pikendatud käiguga, mis vaheldub mõningate lühikeste käikudega.

Liikumistsükli lõpul pöördub plank tagasi lähteasendisse ning jahtub 4—5 minutit pealevariseva kütuse kihi all. Roopplanguga kolle töötab kõige rahuldavamalt mitte alla 20% lendosi sisaldavate pruun- ja kivisüte põletamisel.

Tingituna põlemise keskendatusest esineb antratsiitide põletamisel plangu ja veoketi kiire läbipõlemine. Roopplanguga kolde näiv mahuline soojuslik erikoormus ei ületa $300 \cdot 10^3$ kcal/m³ h. Kõrgematel koormustel esinevad suured kaod kütuse põlemata peenosise lendumise arvel.



Joon. 139. T. F. Makarjevi kettrestiga šahtkolle.

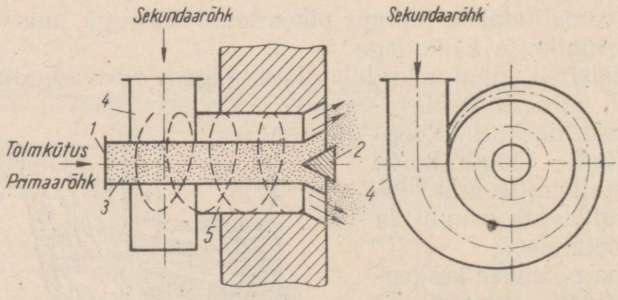
Suurtes katelseadmetes levisid laialdaselt mehaanilise kettrestiga kolded. Taolise koldega katelagregaadi üldvaade on toodud joonisel 123. Joonisel 139 on näidatud prof. T. F. Makarjevi šahtkolle kettrestiga. Kütus langeb šahtist kettrestile, mis liigub kiirusega 20—30 m/h. Kihi paksust reguleeritakse alumise kihipalgiga.

Resti lõppu on paigutatud šlakieraldaja. Ratsionaalse põlemisprotsessi tagamiseks saab reguleerida resti liikumise kiirust kui ka resti tsoonide alla antava õhu rõhku. Süte kasutamisel seadistatakse kettrestiga kolded ilma juurdeantava kütuse kuivatamisšahtita. Resti osad, kus toimub kütuse süttimine ja järelpõlemine, kaetakse tavaliselt kihi küllaldaselt kõrget temperatuuri kindlustavate võlvidega. Kettrestiga kollete põlemise peegelpinna soojuslik erikoormus on turba korral $2100 \cdot 10^3$ kcal/m² h.

Kolde mahu näiline soojuslik erikoormus on piires $250 \cdot 10^3$ kuni $300 \cdot 10^3$ kcal/m³ h. Vaadeldud kollete eelisteks tuleb lugeda teenindamise lihtsust ja võimalust ratsionaalselt põletada peaaegu kõiki tahkekütuseid. Üsna oluliseks puuduseks on aga käsitsi roobitsemise vajadus, mistõttu neid koldeid ei saa soovitada suure tuhasisaldusega kütuse põletamiseks.

§ 119. KAMBERKOLDED

Kütuse etteandmine, põlemisjääkide kõrvaldamine ja roobitsemine toimub kamberkolletes gaasi-õhuvoolusega. Kivisöetolmu põletamiseks ette nähtud kamberkolde üldvaade on kujutatud joonisel 129. Ettekuumendatud õhujoa abil puhutakse spetsiaalse põleti kaudu koldesse kütus, mis seal hõõguvasse gaasi-õhu keskkonda sattudes põleb väikese liigõhuteguri juures.

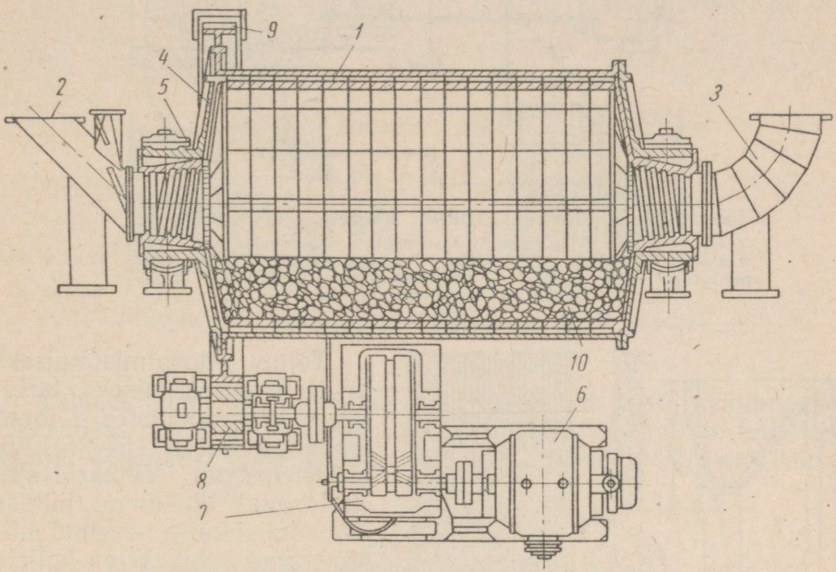


Joon. 140. ОРГРЭС süsteemi tolmupõleti:
1 — tsentraalne toru; *2* — lõhestaja-koonus; *3* — tolmu sisseandmise düüs; *4* — spiraaltoru; *5* — silindriline toru.

Tolmkütuse põlemist mõjutab oluliselt põleti konstruktsioon. Joonisel 140 on antud kõige levinenuma, ОРГРЭС süsteemi põleti skeem. Ettevalmistatud tolm transporteeritakse õhu abil hõljuvana tolmpõleti tsentraaldüüsi *3*. Joa lõhestaja *2* paiskab düüsist tuleva segu külgedele, kus ta sekundaarõhu poolt kaasahaaratuna seguneb hästi õhuga ning hõõguvasse ruumi sattudes põleb suure kiirusega. Kamberkollete puuduseks on küttepindade šlakkumine leegi kokkupuutumisel katla suhteliselt külmade ekraanküttepindadega. Šlaki sadestuste eemaldamiseks tuleb kolle perioodiliselt seisata. Suurte šlakimasside puhul kasutatakse praegusaegsetes kolletes šlaki vedel-

eemaldamist. Kolde seinad vooderdatakse sel juhul tulekindlate tellistega. Hõõguvatele seintele langev šlakk voolab alla šlakilehtrisse, kust see lastakse perioodiliselt välja põhja allosas oleva ava kaudu. Kõrge temperatuuri tekitamiseks šlakivanni lähedases tsoonis juhitakse leek alla. Sellist tüüpi koldeid iseloomustab suur soojuslik koormus, mis ulatub mõningatel juhtudel $350 \cdot 10^3$ kcal/m³ h.

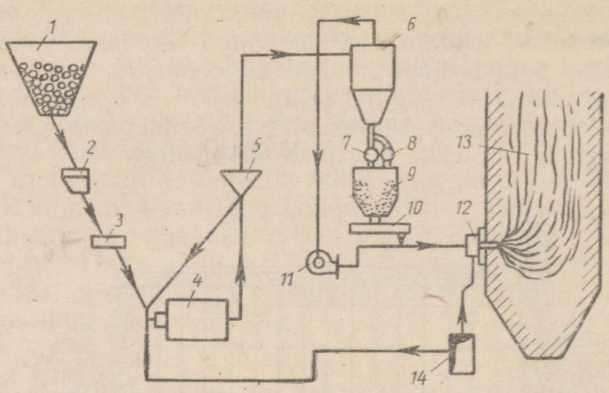
Tolmu ettevalmistamiseks varustatakse kolded purustusseadmetega, veskitega ja rea teiste keeruliste abinõudega.



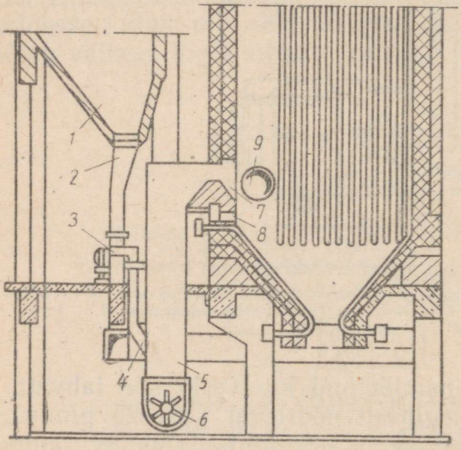
Joon. 141. ЛМЗ trummel-kuulveski skeem:
1 — terastrummel; *2* — söe etteandmise toru; *3* — tolmu eemalejuhtimise toru; *4* — otssein; *5* — tugilaager; *6* — elektrimootor; *7* — reduktor; *8* — veohammasratas; *9* — hammasvöö; *10* — teraskuulid.

Joonisel 141 on näidatud enamlevinud kuulveski söe jahvatamiseks. Veski kujutab endast aeglaselt pöörlevat (18—25 p/min), seestpoolt soomusplaatidega kaetud terastrumlit. Trummel täidetakse 30 kuni 50 mm läbimõõduga teraskuulidega *10*. Söe etteandmise toru *2* kaudu juhitakse jahvatatav süsi koos kuuma õhuga trumlisse. Jahvatatud söetolm kuivab kuumas õhuvoolus, kandub toru *3* kaudu punkrisse ja sealt põletitesse. Joonisel 142 on näidatud tolmuvalmistamise üldskeem koos tolmu vahepunkriga, mille mahust piisab katla 4—6-tunniliseks tööks. Üle kaalude *2* ja söötja *3* juhitakse kütus kuuma õhuga ventileeritavasse kuulveskisse *4*. Veskist voolab tolmu ja õhu segu separaatorisse *5*, kus sellest liikumissuuna järsu muutmise teel eraldatakse jämedamad fraktsioonid, mis suunatakse koldesse tagasi. Tolmu põhiline mass juhitakse tsüklooni *6*, kus eraldatakse kõige peenemad, otseselt põletitesse anta-

vad osad. Viimased suunatakse tolmu vahepunkrisse *9* ja sealt tigusöötja abil põletitesse.



Joon. 142. Tolmuvalmistamise skeem (vahepunkriga):
1 — söepunker; *2* — kaalud; *3* — söötja; *4* — veski; *5* — separaator; *6* — tsükloon; *7* — sulgur; *8* — tiguajam; *9* — tolmu vahepunker; *10* — tiguajam; *11* — ventilaator; *12* — põleti; *13* — koldekamber; *14* — kuuma õhu karp.

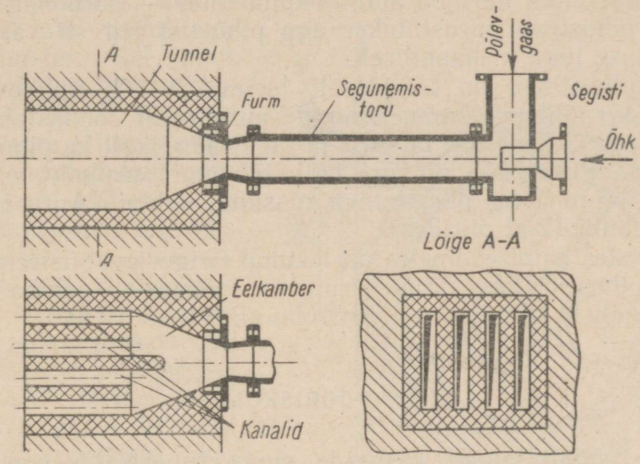


Joon. 143. Šahtveskiga kolde skeem.
1 — kütusepunker; *2* — kütuse etteandmise toru; *3* — söötja ja automaatkaalud; *4* — kütuse etteandmise toru veskisse; *5* — veski separatsioonišaht; *6* — šahtveski; *7* — šahti ambrasuur; *8* — sekundaarõhu andmise avad; *9* — sissekütmise seade.

Tolmu ettevalmistamiseks ja transporteerimiseks tarbitakse kamberkolletes 1 tonni toodangu kohta 15—25 kWh elektrienergiat. Viimasel ajal on levinud lihtsamad kütuse ettevalmistamise skeemid niinimetatud šahtveskiga kollete näol (joon. 143). Šahtveski kujutab endast soomustatud kambrit, mille alumises osas pöörleb liigendvasaratega varustatud rootor. Jahvatatud kütus viiakse kuuma õhuvooluse poolt šahti ning sealt edasi kolde kambrisse. Jämedamad fraktsioonid kukuvad alla ning neid jahvatatakse täiendavalt. Selliste veskite hüveks on ehituse lihtsus, väike energiakulu jahvatamisel ja võimalus kasutada neid freesturba jahvatamiseks. Kamberkolletes võib peale tolmkütuse põletada edukalt ka gaasilist ja vedelkütust. Sel juhul moodustatakse kolde kambrid ilma tuha ja šlaki punkriteta.

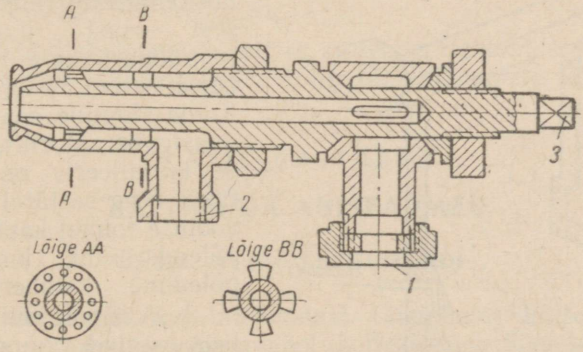
Gaasilise kütuse põletamiseks kasutatakse gaasipõleteid, milledes gaas seguneb õhuga ja voolab koldesse pöörisekujulise gaasi-

õhuvoolusena. Kõige täiuslikumaks gaasipõletiks tuleb pidada NSV Liidus välja töötatud niinimetatud tunneltüüpi leegita põletit (joon. 144).



Joon. 144. Gaasi leegita põletamise põleti skeem.

Läbides pikendustoru segunevad gaas ja õhk hästi, moodustades põlevsegu, mis enne koldesse jõudmist läbib tulekindlate tellistega kaetud eelkambri hõõguvkuumi kanaleid. Kanali hõõguvad seinad



Joon. 145. V. G. Šuhhovi süsteemi aurupihusti:
1 — masuudi sissevool; *2* — auru sissevool; *3* — pide auru väljumispilude reguleerimiseks.

täidavad eelsüütaja ülesannet ja stabiliseerivad põlemisprotsessi, mille tulemusena väheneb tööruum, kus toimub põlemisprotsess, ning on tagatud täielik põlemine väikese liigõhuteguri juures.

Vedelkütust põletatakse tavaliselt pihustatud kujul. Mida peenem on pihustus, seda paremad on tingimused kütuseosakeste aurus-

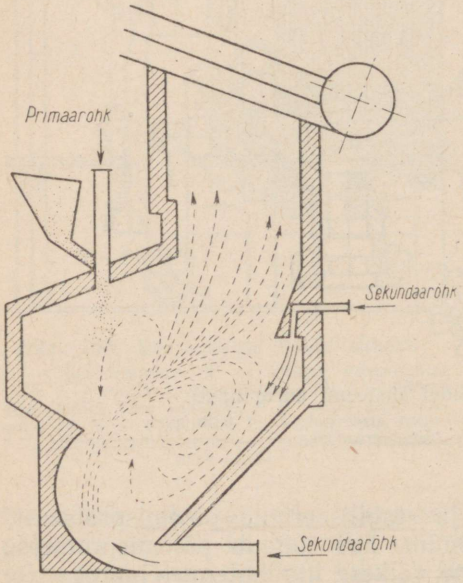
tumiseks ja järgnevaks süttimiseks. Kütuse pihustamine ja õhuga segamine toimub auru-, õhu- või mehaaniliste pihustite abil. Aurupihustites masuut või mõni teine vedelkütus pihustatakse ja juhitakse kolderuumi aurujoa abil, õhkpihustites — suruõhuga, mehaanilistes pihustites purustatakse aga pihustist kiiresti välja voolav vedelkütuse juga mehaaniliselt.

Aurupihustitest on laialdaselt levinud V. G. Šuhhovi pihusti (joon. 145). Pihusti kuumendamine auru poolt soodustab pihustatava kütuse viskoossuse langust ja tagab järelikult ka pihustuse hea kvaliteedi. Puuduseks on aga küllaltki suur aurukulu, mis ulatub 0,3—0,4 kg-ni 1 kg pihustatava masuudi kohta. Auru rõhk peab olema 2 kuni 12 at piirides.

Väikestes katelseadmetes on levinud Grigorjevi süsteemi mehaanilised pihustid, kus kütus surutakse spetsiaalse pumba abil läbi kruvijooneliste kanalitega düüsi rõhu all 5 kuni 12 at.

§ 120. PÖÖRISKOLDED

Püüe efektiivsemalt kasutada suure tuhasisaldusega kütuseid põhjustas pööriskollete loomise, mis võimaldavad suhteliselt lihtsa ehituse juures täielikult mehhaniseerida kõiki kütmisoperatsioone. Esimese rahuldavalt töötava pööriskolde konstrueeris A. A. Šeršnjov (joon. 146).



Joon. 146. A. A. Šeršnjovi pööriskolde skeem.

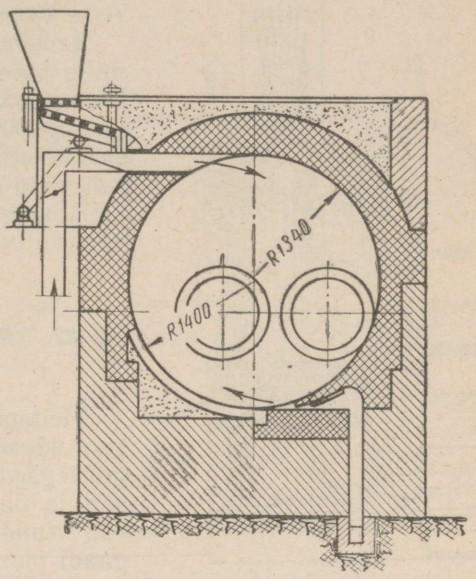
Jämedalt jahvatatud kütus antakse õhuvoolusega põlemiskambrisse, kus ta alumisest osast juurdevoolava sekundaarõhujoa mõjul saab tsirkuleeriva pöörisliikumise. Kolde alumine osa on ühtlasi gaasigeneraatoriks, kus kütuse tsirkuleeriv osa jahvatatakse ning seejärel gaasi-õhuvooluse toimel kantakse järelpõlemisruumi, kus järgneb põlemine kambermenetlusel.

A. A. Šeršnjovi kolde oluliseks eeliseks on ehituse lihtsus, töökindlus, võimalus ökonoomselt põletada jämedaltjahvatatud, kuni 55%-lise niiskusesisaldusega pruunsütt ja freesturvast. Elektrienergia kulu kütuse jahvatamisel ei ületa sel juhul 3 kWh 1 t kütuse kohta, s. o. 8—10 korda vähem kui kamberkolletes.

Vaadeldud kollete puuduseks on kolderuumi väikene soojuslik erikoormus, mistõttu kütuse täielikuks põletamiseks vajatakse suuremahulisi koldeid. Viimane asjaolu ei võimalda selliseid koldeid kasutada väikestes, madalal asetsevate trumlitega katelseadmetes. Sel juhul osutuvad kõige kohasemateks prof. G. F. Knorre poolt Suure Isamaasõja ajal kavandatud tsükloonkolded (joon. 147).

Tsükloonkollete eriliseks iseärasuseks on põlemiskambri täiesti voolujooneline kuju. Nende kolderuumi soojuslik erikoormus on eriti kõrge, ulatudes mõningatel juhtudel $450 \cdot 10^3$ kcal/m³ h.

Tsentrifugaalefekti tõttu paiskuvad vedelšlaki osakesed ümbermõõdule, kus nad kambri seintele kogunenult voolavad pidevalt kolde alumisse ossa. Hõõguva šlakikirme pinnale langenud kütuseosakesed süttivad kiiresti ja põlevad ära.



Joon. 147. Freesturba põletamise tsükloonkolle.

Soojustehnilistelt omadustelt ja kütteoperatsioonide mehhaniseerimistasemelt on tsükloonkolded kõige täiuslikumateks kolleteks.

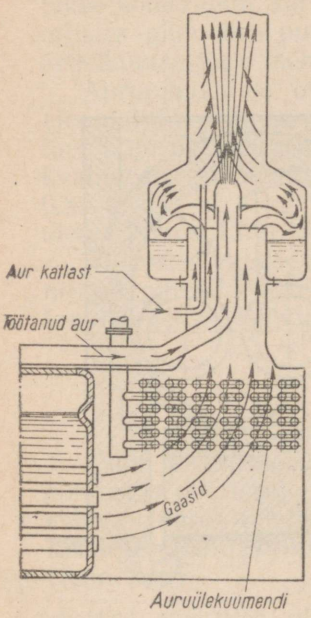
XXIV peatükk

KATLAMAJA ABISEADMED

§ 121. AURUÜLEKUUMENDI

Auruülekuumendi kujutab endast täiendavat küttepinda, mis koosneb suurest hulgast omavahel kollektoriga ühendatud üksiktorudest ehk nn. torusiugudest. Väljastpoolt uhuvad ülekuumendi torusid gaasid temperatuuriga 900—1000° C, seestpoolt aga 320—550° C temperatuuriga aur. Ülekuumendi rasked soojuslikud töötingimused nõuavad intensiivset soojuse eemaldamist torude sisepindadelt, mis saavutatakse auru suure voolamiskiiruse ja ühtlase jaotusega ülekuumendi torudes. Auruülekuumendi töötamine oleneb märkimisväärselt tema lülitamisskeemist gaasivoolusesse. Soojuseülekande seisukohast on kõige soodsamaks gaasi ja auru vastuvoolu skeem. Asukoha järgi jagunevad ülekuumendid konvektsioon- ja

kiirgus-ülekuumenditeks. Kiirgus-ülekuumendid paigutatakse kolderuumi, kus nad moodustavad osa katla kolde ekraanpindadest. Konvektsioon-ülekuumendid paigutatakse tavaliselt teise gaasikäiku ja lokomobiiltüüpi kateldel suitsukambrisse (joon. 148).



Joon. 148. Koonusega tõmbeseadme skeem.

Lokomobiili П-25 auruülekuumendi, mille skeem on näidatud joonisel 148, koosneb kolmest horisontaalsest, kollektoritega ühendatud paralleelsest siugude sektsioonist. Auruülekuumendi kohta kehtivate eeskirjade kohaselt peavad nad ülekuumendatud auru poolel olema varustatud kaitseklappidega.

§ 122. VEEÖKONOMAISER JA ÕHUEELSOOJENDI

Heitegaasidest põhjustatud soojusekao vähendamiseks varustatakse praegusaegsed katelseadmed veeökonomaiseri ja õhueelsoojendiga, mis võimaldavad tunduvalt suurendada katelagregaadi ökonoomsust.

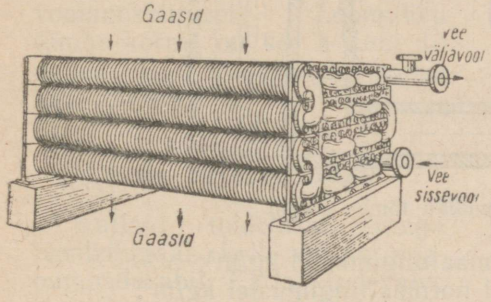
Ökonomaiserite kasutamisel väheneb kütusekulu 5—10% ning paraneb katla töö. Sulgearmatuuriga ökonomaiserites võib vett soojendada temperatuurini, mis on vee keemistemperatuurist 40—50° C madalamal, sest vee keemine võib säärastes ökonomaiserites esile kutsuda hüdraulilist lööki. Otsevoolu- ja praegusaegsetes veetorukateldes kasutatakse vee osalise (15—20%) aurustamisega ökonomaisereid. Neil juhtudel sulgearmatuuri üles ei seata. Sõltuvalt konstruktsioonist jagatakse ökonomaiserid siledatorulisteks ja ribidega ökonomaiseriteks. Viimased valmistatakse sageli malmist. Joonisel 149 on näidatud ЦКТИ ja ВТИ tüüpi malmökonomaiser. Selliseid ökonomaisereid valmistatakse rõhule kuni 28 at; nad koosnevad malmist ribitorudest, mis omavahel on ühendatud põlvtorudega. Vesi siseneb alumise rea äärmisesse torusse ja väljub ülemise rea äärmisest torust. Gaasid liiguvad tavaliselt ülalt alla.

Nõe ja tuha eemaldamiseks varustatakse ökonomaiserid puhumisseadmetega. Need koosnevad torude süsteemist, mille kaudu juhitakse ökonomaiseri küttepindadele auru või suruõhu joad.

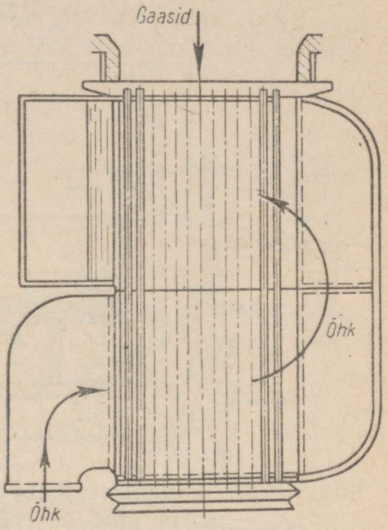
Siledatorulisi ökonomaisereid kasutatakse kõrge rõhu korral ning need valmistatakse tavaliselt terastorudest. Soojuseülekande parandamiseks varustatakse torud mõnikord alumiinium- või terasketastega.

Ökonomaiser paigutatakse tavaliselt auruülekuumendi ja õhueel-

soojendi vahelisse gaasikäiku. Uue, viimasel ajal levinud skeemi kohaselt paigutatakse ökonomaiser õhueelsoojendi kahe astme vahele (joon. 131). Säärasel korral võimaldub saada kõrget õhu eelsoojendustemperatuuri (300—400° C), mis on eriti tähtis niiskete ja suure tuhasisaldusega kütuste põletamisel kamber- ja pööriskolletes. Koos kütuse põlemisprotsessi püsivuse kindlustamisega suurendab õhu eelsoojendamine ka katelseadme kasutegurit. Orienteeruvalt võib öelda, et suitsugaasi temperatuuri langusele õhueelsoojendis 15—25° C võrra



Joon. 149. ЦКТИ ja ВТИ malmökonomaiser.



Joon. 150. Toru-õhueelsoojendi.

kaasub katelseadme kasuteguri tõus 1% võrra. Olemasolevad õhueelsoojendid liigitatakse toru- ja plaateelsoojenditeks.

Torueelsoojendis (joon. 150) voolavad suitsugaasid terastorudes, kuna soojendatav õhk läbib torude vahesid.

Plaateelsoojendites moodustatakse gaasi- ja õhukanalid õhukeste teraslehtedega.

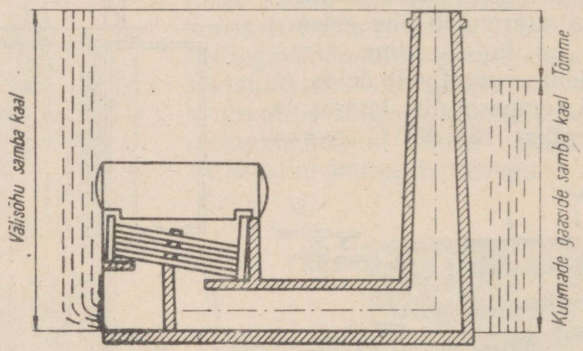
Kuna torueelsoojendeid on hõlpsam puhastada, siis on nad levinud laialdasemalt.

§ 123. TÕMBE- JA PUHUMISSEADMED

Tõmbeseadmete ülesandeks on õhu juhtimine katla koldesse ja gaasiliste põlemisproduktide eemaldamine koldest. Gaaside ja õhu liikumine katlas on võimalik ainult sel juhul, kui esineb koldesse voolava õhu ja katlast lahkuvate gaaside rõhu vahe. Rõhkude vahest tekitatud jõudu nimetatakse *tõmbeks*. Tõmbe mõjul on õhk ja põlemisproduktid suutelised ületama resti, kütusekihi, katla, ülekuumendi, ökonomaiseri, õhueelsoojendi, gaasikäikude ja korstna takistust. Tõmme võib olla loomulik ja kunstlik. Loomulik tõmme tekitatakse korstna abil külma õhu ja korstnas ning gaasikäikudes liikuvate kuumade gaaside samba kaalu erinevuse arvel (joon. 151).

Loomulik tõmme oleneb korstna kõrgusest H, välisõhu temperatuurist $t_õ$ ja suitsugaaside keskmisest temperatuurist t_g^k ning see määratakse valemiga

$$h = H\left(\gamma_õ^n \frac{273}{t_õ + 273} - \gamma_g^n \frac{273}{t_g^k + 273}\right)\frac{h_b}{760} \text{ kg/m}^2,$$



Joon. 151. Loomuliku tõmbe skeem.

kus $\gamma_õ^n$ on välisõhu erikaal normaaltingimustel kg/m³;
γ_g^n — suitsugaaside erikaal normaaltingimustel kg/m³;
h_b — baromeetriline rõhk mm Hg.

Loomuliku tõmbe korral peab korstna kõrgus kindlustama tõmbejõu, mis võimaldaks gaasidel mitte ainult ületada kõiki takistusi, vaid saavutada ka küllaldane kiirus läbi soojusevahetusaparaatide voolamisel.

Kõige rahuldavama tõmbe annavad tellis- ja betoonkorstnad. Raudkorstnates esineb gaaside kiire jahtumine, mis tõmmet tunduvalt halvendab.

Praegusaegsetes ulatuslike järelküttepindadega katelagregaatides esinevad märkimisväärsed takistused, ulatudes mõningatel juhtudel 80—100 mm vs. Sääraste takistuste ületamiseks tuleb korstnad ehitada kõrgusega 100 m ja rohkem.

Loomuliku tõmbe puuduseks on veel gaaside eemaldamise küllalt kõrge temperatuur (180—200° C), sest madalama temperatuuri korral tõmbejõud väheneb tunduvalt.

Transportseadmetes ja keskmise ning suure võimsusega agregaatides kasutatakse tavaliselt kunstlikku tõmmet kas õhu sundjuhtimisega resti alla või suitsugaasi väljaimemisega katlast suitsuventilaatori abil.

Esimesel juhul tekib kolderuumis ülerõhk, gaasid võivad tungida katlaruumi ja mürgitada õhu. Eriti ebakohaseks osutub see moodus käsitsi kütmisel.

Teisel juhul tekib kolderuumis ja gaasikäikudes hõrendus, millest tingituna võib ebatiheduste kaudu koldesse tungida seadme ökonoomsust vähendav külm õhk. Altõhuventilaatori ja suitsuime-

misseadme koostöö võimaldab koldes moodustada atmosfäärirõhuga ligikaudu võrdse rõhu, millega saadakse niinimetatud tasakaalustatud tõmme. Tasakaalustatud tõmbe korral (joon. 123) ülalnimetatud puudusi ei esine, mistõttu ta on laialdaselt kasutamisel. Lokomobiili- ja vedurikateldes kasutatakse vajaliku tõmbe tekitamiseks seadeldist, mis töötab auru kineetilise energia abil (joon. 148).

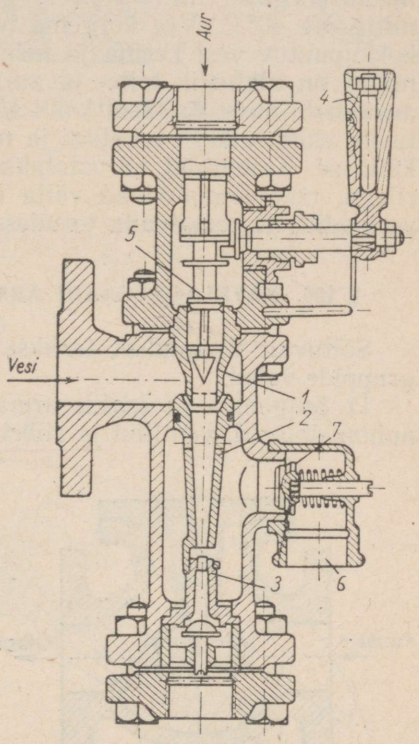
Suure kiirusega läbi koonuse voolav töötanud aur imeb koldest välja ning viib endaga kaasa suitsugaasid. Masina seisu ajal hoitakse tõmme alal otseselt katlast võetava auruga.

Katelagregaadi rahuldavaks tööks on suur tähtsus gaaside voolamiskiirusel. Loomuliku tõmbe korral on see 4 kuni 10 m/sek, kunstliku tõmbe korral aga rohkem.

§ 124. TOITESEADMED

Katlaid toidetakse veega tsentrifugaal-, kolb- või aurujoapumpade abil. Katla järelevalve eeskirjad nõuavad, et igal katelseadmel oleks vähemalt kaks teineteisest sõltumatut toiteaparaati, millest üks peab tingimata töötama auruga. Iga toiteaparaadi tootlikkus peab olema vähemalt 120% katla kestva töö tootlikkusest.

Statsionaarsetes katelseadmetes kasutatakse toiteaparaadina auru-kolbpumpasid, mille pumba- ja aurumasina kolvid asuvad ühel kolvivarrel, või elektrimootoriga käivitatavaid mitmeastmelisi tsentrifugaalpumpasid. Lokomobiilseadmetes kasutatakse aurumasina väntvõllilt käitatavaid plunžerpumpasid ja aurujoa inžektoreid (joon. 152).



Joon. 152. Inžektor:
1 — auru sissevoolukoonus; *2* — segunemiskoonus; *3* — survekoonus; *4* — käivitushoob; *5* — auruklapp; *6* — signaaltoru; *7* — signaalklapp.

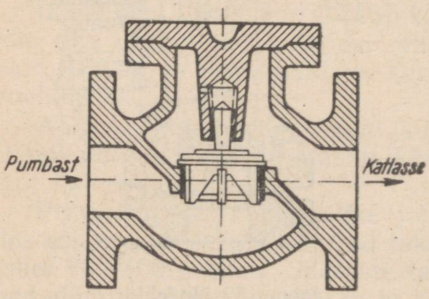
Inžektor koosneb korpusest, millel on auru sissevoolukoonus *1*, segunemiskoonus *2* ja surumiskoonus *3*. Töösse rakendamiseks avatakse algul osaliselt auruklapp *5*. Puutudes kokku inžektori külmade seintega kondenseerub sissevoolav aur osaliselt ja tekitab hõrenduse. Atmosfäärirõhu mõjul voolab alarõhu all olevasse ruumi külm vesi, suurendades seega auru kondenseerumist. Vesi läbib segunemiskoonuse ja voolab välja signaalklapi *7* kaudu.

Auru sissevoolu suurenedes suureneb ka hõrendatud ruumi tungiva vee kiirus. Vee ja kondenseeruva auru segu tungib seejuures survekoonusesse *3*. Kuna koonus väljumissuunas laieneb, siis vee kiirus mõnevõrra väheneb, rõhk aga suureneb väärtuseni, mis ületab katla rõhku. Ülerõhu mõjul avaneb toiteklapp ja vesi voolab katlasse. Kuna segukambris tekib hõrendus, lakkab sel ajal vee läbivool signaalklapist *7*. Inžektor töötab hästi auru rõhul üle 3—4 atü, imemiskõrgusel mitte rohkem kui 2,5—3 m ja vee temperatuuril mitte üle 40° C. Vee kõrgema temperatuuri korral hakkab auruga kokkupuutuv vesi keema ja inžektor lakkab töötamast. Igas katlamajas on ulatuslik toite- ja aurutorude võrk, mille kaudu antakse auru tarbijatele. Rohkem kui 4 t/h tootlikkusega kateldele on kohustuslik ehitada kaks toiteliini ja mitte vähem kui kaks toiteühendust katlasse. Toiteliinid varustatakse vajaliku arvu ventiilide ja siibritega, mis võimaldavad välja lülitada torustiku mistahes osa ja perioodiliselt eemaldada torudesse kogunenud õhku.

§ 125. KATELAGREGAADI ARMATUUR JA MÕÕTEAPARATUUR

Sõltuvalt ülesandest tehakse vahet katla järgmiste armatuurigruppide vahel.

1) Sulgemis- ja eraldusarmatuur, milleks on toiteklapid, läbipuhumisklapid, ventiilid ja siibrid.



Joon. 153. Tagasilöögiklapp.

2) Kaitsearmatuur; siia kuuluvad katla rõhu all olevatele osadele asetatavad kaitseklapid ja kaitsekorgid.

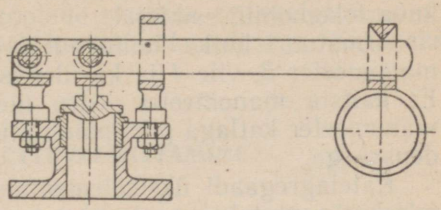
3) Katla vee taset, auru rõhku ja temperatuuri näitav mõõtearmatuur.

Joonisel 153 on näidatud vett katlasse laskva toite-tagasilöögiklapi tüüpiline konstruktsioon. Toiteklapp avaneb vaid siis, kui rõhk toitemagistraalis tõuseb kõrgemaks katla rõhust. Toiteklapi ja katla vahele seadistatakse sulgklapp, mis suleb vee väljapääsu katla seisaku ajal. Vastavalt Katla Järelevalve eeskirjadele peab iga katel olema varustatud mitte vähem kui kahe teineteisest sõltumatu kaitseklapiga ja ühe ülekuumendile paigutatud kaitseklapiga. Kaitseklapid võivad olla vedru- või hoobtüüpi ja peavad avanema: kateldel töörõhuga kuni 13 at, kui rõhk katlas ületab töörõhku 0,2 at võrra, 13—100 at töötavatel kateldel, kui rõhk ulatub 1,03-kordsele töörõhule.

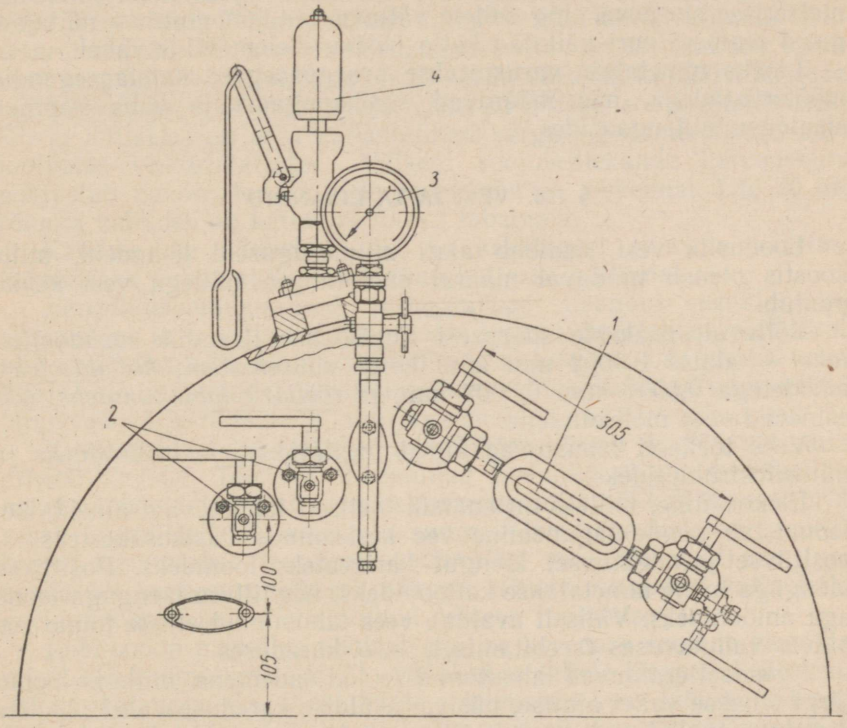
Üks kaitseklappidest peab olema kontrollklapiks, s. o. olema säärase ehitusega, mis ei võimalda teenindaval personalil muuta tema reguleeritud seisundit. Joonisel 154 on näidatud raskushoovaga

kaitseklapp. Raskuse kaal ja hoova pikkus sobitatakse sääraseks, et klapitaldrik tõuseks pesalt otsekohe, kui rõhk katlas ületab lubatavat.

Veetaseme kontrollimiseks varustatakse iga katel kahe veeseisunäitajaga. Need kujutavad endast hoidekarpidega lameklaase, millel valguse peegeldamise soodustamiseks on läbijooksev viirg. Hoidekarbi ülemine äärik ühendatakse katla aururuumi, alu-



Joon. 154. Hoob-kaitseklapp raskusega.



Joon. 155. Veduritüüpi katla armatuuri paigutus.

mine aga veeruumiga. Aurukateldele tootlikkusega mitte üle 3 t/h ning rõhuga mitte üle 13 at lubatakse üks veeseisunäitaja asendada kraanidega, millest üks paigutatakse vee alumisele nivoole, s. o. 100 mm kõrgemale tulekambri laest või leektorust, ja teine vee ülemisele nivoole.

Auru rõhku katlas tuleb kontrollida täiesti korras kinni plommitud manomeetriga. Üle 4 t/h tootlikkusega kateldel peavad olema

lisamanomeetrid auru väljavoolutorul ülekuumendist ja vee sissevoolutorul ökonomaiserisse.

Joonisel 155 on näidatud kontroll-mõõteaparatuuri paigutus liikuva lokomobiili esiküljel.

Armatuuri hulka kuuluvad: veeseisunäitaja *1*, proovikraanid *2*, manomeeter *3*, vile *4* ja ka ülemise ning alumise veenivoo näitaja. Et kaitsta manomeetri vedru ülekuumenemise eest, ühendatakse manomeeter katlaga pika painutatud toru abil, mis on täidetud kondensveega.

Katelagregaadi üksikelementide töö kontrollimiseks ja arvestamiseks kasutatakse peale armatuuri mitmesuguseid kontroll-mõõteseadmeid. Nendeks on: katlast võetavat auruhulka registreerivad aurumõõtjad, tõmmet registreerivad tõmbemõõtjad, auru ja ökonomaiserisse siseneva ning sellest väljuva vee temperatuuri näitajad, gaasi temperatuuri näitajad katla üksikute elementide vahel.

Lisaks nimetatule varustatakse praegusaegsed katelagregaadid mõõteriistadega, mis määravad süsihapugaasi ja vaba hapniku sisalduse suitsugaasides.

§ 126. VESI JA TA LISANDID

Looduslik vesi sisaldab alati mitmesuguseid lisandeid, mille koostis oleneb tunduval määral maapinnast, millega vesi kokku puutub.

Sõltuvalt osakeste suurusest liigitatakse lisandid: *mehaanilisteks* — alates 0,0002 mm kuni kõige suurematen; *kolloidseteks*, mõõdetega 0,0001 kuni 0,0002 mm, ja *tõeliselt lahustunuteks*, mis esinevad vees molekulidena.

Vees tõeliselt lahustuvad ained liigitatakse elektrolüütideks ja mitteelektrolüütideks.

Elektrolüüte, milleks on enamik tõeliselt lahustuvaid aineid, iseloomustab nende lagunemine vee keskkonnas üksikosakesteks — positiivset ja negatiivset laengut kandvateks ioonideks. Positiivse laenguga ioone nimetatakse katioonideks, negatiivse laenguga ioone aga anioonideks. Väliselt avaldub vees lahustunud ainete toime vee halvas vahutavuses (seebitamisel), s. o. kareduses.

Keemisel eralduvad lahustunud soolad sademena, mille iseloomu järgi tehakse vahet ajutise, püsiva ja üldise kareduse vahel. Ajutise kareduse soolad sadestuvad välja vee kuumutamisel kuni keemistemperatuurini muda või mureda sademena. Püsiva kareduse soolad langevad välja vee keetmisel ja aurustamisel, moodustades raskesti lahustuva tahke sademe, mida nimetatakse katlakiviks.

Eriti ohtlikud on kaltsiumi- ja magneesiumisoolad, mille summaarne sisaldus määrabki vee kareduse. Kareduse mõõtühikuks on milligramm-ekvivalent liitri kohta (mg-ekv/l), millele vastab 28 mg lubja (CaO) või 20,13 mg magneesiumoksüüdi (MgO) sisaldus 1 l vees. Kuni 1952. a. mõõdeti karedust kraadides; ühele kareduskraadile vastab 10 mg lupja 1 l vees.

Sõltuvalt soolade sisaldusest liigitatakse vett kareduse järgi kokkuleppeliselt pehmeks — soolade sisaldusega mitte üle 3,5 mg-ekv/l, keskmise karedusega — soolade sisaldusega 3,5 kuni 7 mg-ekv/l ja karedaks veeks, millel soolade sisaldus on veelgi suurem. Jõgede ja järvede vesi on tavaliselt keskmise karedusega. Karedaks osutub kaevu- ja merevesi.

§ 127. TOITEVEE ETTEVALMISTAMINE

Lahustuvate ja lahustumatute lisandite olemasolu vees põhjustab katlakivi ning muda tekkimist ja korrosiooni. Katlakivi on halb soojusejuht, mistõttu ta halvendab soojuseülekannet. Pantelejevi andmete järgi tõstab 7 mm paksune katlakivi kiht katelagregaadi kütusetarvidust 30—40% võrra. Eriti ebasoovitav on õli sisaldav katlavesi, sest õli soojusejuhtivus on 20 korda väiksem katlakivi soojusejuhtivusest ja 400—600 korda väiksem terase soojusejuhtivusest. Õli ja katlakivi on eriti hädaohtlikud kõrgete parameetritega auru tootvates veetorukateldes. Väikegi soojuseülekande halvenemine põhjustab nendes torude ülekuumenemist ja lõhkemist. Üle 20 atü rõhuga kateldes on katlakivi täiesti lubamatu.

Katelseadme hädaohutu töö ja kasuteguri suurima väärtuse tagamiseks puhastatakse vett enne katlasse juhtimist.

Jämedadispersioonilised mehaanilised lisandid eemaldatakse settimisega ja vee filtreerimisega läbi kruusa, kvartsliiva, puit-laastvilla või vildi kihi. Hõljuvate kolloidosakeste eemaldamiseks kasutatakse koagulatsiooni. Koagulatsioonil hõljuvosakesed suurenevad, langevad välja räitsakute kujul ja eemaldatakse filtreerimisega.

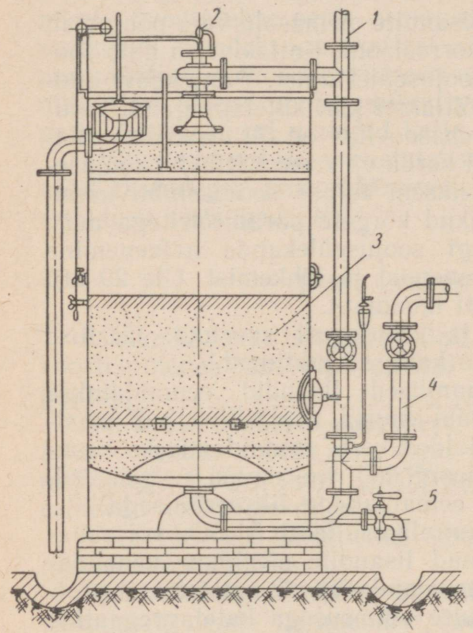
Koagulandina kasutatakse alumiiniumsulfaati Al_2SO_4 või rauavitrioli Fe_2SO_4. Tõeliselt lahustunud lisandite sisalduse vähendamiseks töödeldakse vett enne katlasse andmist või katlasisesel protsessil keemiliselt. Keskmise ja suure võimsusega katelagregaatide korral kasutatakse tavaliselt katlavälist vee töötlemist kas lubi-sooda või katioonmenetlusel. Kõrgete nõuete esitamisel katla toiteveele tarvitatakse katioontöötlust eelneva lupjamisega.

Lubi-sooda menetlus põhineb ajutise kareduse soolade eemaldamisel vee kuumutamisega 70—90° C-ni ja sellele järgneval töötlemisel lubjapiimaga $Ca(OH)_2$, mille tulemusena vees lahustunud soolad moodustavad sademena välja langeva süsihapu magneesiumi ja kriidi. Püsiva kareduse sooli töödeldakse kaltsineeritud soodaga, mille juures moodustub kriit ning glaubri- ja keedusoola lahu. Välja langenud kriidi sade kõrvaldatakse filtreerimisega, katlakivi mitteandev glaubri- ja keedusoola lahu sadeneb aga mudana, mis eemaldatakse läbipuhumise ajal.

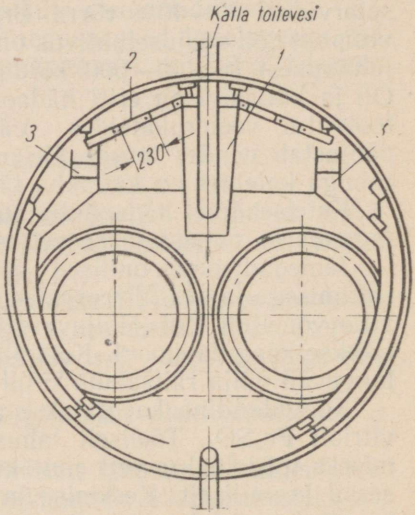
Katioon-puhastusmenetlus põhineb kaltsiumi ja magneesiumi katioonide asendumisel naatriumi või vesiniku katioonidega. Pehmendatav vesi lastakse läbi naatriumisoolade-rikka mineraalide kihi. Filtratsiooni ja asendusreaktsioonide tagajärjel moodustuvad

vees püsiva kareduse soolade asemel tunduvalt vähemkahjulikud kloori ja väävelhapu naatriumi soolad, mis ei tekita katlakivi ja lähgevad mudana välja.

Kationiitidena kasutatakse kunstlikult valmistatud permutiitliiva või seoliitmineraali. Joonisel 156 on näidatud permutiitfilter. Vee juurdevool toimub toru *1* kaudu läbi klapi *2*. Permutiitliiva kihil *3* asub kruusa kiht, mis eraldab jämedamad mehaanilised lisandid juurdevoolavast toiteveest. Läbi permutiidikihi nõrguv vesi juhitakse välja toru *4* kaudu.



Joon. 156. Permutiitfilter.



Joon. 157. Katlasisese termokeemilise veepehmenduse seadme skeem.

Permutiitliiva pehmendamisvõime väheneb töötamisel pidevalt. Selle taastamiseks juhitakse läbi permutiidikihi 10%-list keedusoolalahu. Enne lahu läbijuhtimist kobestatakse kiht sellele altpoolt nõrga veejoa juhtimisega. Lahu sisselaskmiseks ja filtri pesemiseks on kraan *5*.

Katlasisest vee töötlemist kasutatakse vaid madalrõhu kateldes (kuni 22 atü), kus on lubatud katlavee suurem mudasisaldus. Et kaltsiumi- ja magneesiumisoolad sel juhul mudana sadestuksid, juhitakse katlasse niinimetatud antikatlakivi. Viimane kujutab endast soodast, trinaatriumfosfaadist ja sööbenaatriumist koosnevat segu, mis antakse katlasse lahustatud kujul. Muda eraldatakse katlast perioodilise, mõningal juhul ka pideva läbipuhumisega.

Viimasel ajal levib üha laialdasemalt prof. V. A. Golubtsovi ja ins. G. A. Burkovi poolt esitatud katlasisene termokeemiline vee ümbertöötlemismenetlus. Termokeemiline menetlus põhineb ajutise kareduse soolade eraldamisel enne toitevee segunemist katla veega. Katlasisene vee termokeemiline ümbertöötlemise skeem on näidatud joonisel 157. Toitevesi juhitakse katla aururuumi asetatud reaktorisse, kust ta kondenseeruva auru soojuse arvel soojenenuna voolab mööda kaldpinda *2* renni *3*. Rennist voolab vesi katla alumisse ossa läbipuhumistoru juurde. Settiv muda kõrvaldatakse läbipuhumisega.

Et ära hoida seinte korrosiooni, degaseeritakse kõrgrõhukatelde toitevesi. Gaasid eemaldatakse piserdusseadmetega varustatud termilistes deaeraatorites vee kuumutamisega keemistemperatuurini. Piserdumise tõttu suureneb gaase eraldav pind. Mõningatel juhtudel kõrvaldatakse hapnikku vee filtreerimisega läbi teraslaastude või segamisega gaasidega, milledel on hapniku puudujääk. Viimasel juhul küllastub gaas hapnikuga ja eemaldatakse seejärel süsteemist. Praegusaegsete katelagregaatide toitevee hapnikusisaldus ei tohi ületada 0,03 mg/l.

XXV peatükk

KATELAGREGAADI SOOJUSBILANSS JA ELEMENTAARNE SOOJUSTEHNILINE ARVUTUS

§ 128. KATELAGREGAADI SOOJUSBILANSS JA TUNNINE KÜTUSEKULU

Katelagregaadi soojusbilansi all mõistetakse kütuse põlemisel eralduva soojuse jagunemist kasulikuks soojuseks (seoses auru tootmisega) ja üksikuteks soojusekadudeks.

Katelagregaadi soojusbilansi üldvõrrand väljendub 1 kg kütuse kütteväärtuse kohta valemiga

$$Q_t^k = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ kcal/kg}, \qquad (196)$$

kus Q_t^k on tarbimiskütuse kütteväärtus;
Q_1 — kasulikult tarbitud soojus;
Q_2 — soojusekaod lahkuvate suitsugaasidega;
Q_3 — soojusekaod põlemise keemilisest ebatäielikkusest;
Q_4 — soojusekaod põlemise mehaanilisest ebatäielikkusest;
Q_5 — soojusekaod ümbruskonda agregaadi välisosade jahtumisest.

Kui bilansi võrrand väljendada protsentides kütteväärtusest Q_t^k, saame

$$100\% = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5, \qquad (197)$$

kus

$$q_1 = 100 \cdot \frac{Q_1}{Q_t^k}; \quad q_2 = 100 \frac{Q_2}{Q_t^k}$$

jne.

Kasulikult tarbitud soojusehulka võib väljendada vee ja auru poolt vastu võetud soojusega

$$Q_1 = \frac{D_k'(i' + rx - i_v) + D(i - i_v)}{B},$$

Kus D_k' on agregaadi poolt toodetud küllastunud auru kogus kg/h;
D — agregaadi poolt toodetud ülekuumendatud auru kogus kg/h;
i_v — katlasse antava toitevee entalpia kcal/kg;
B — kütusekulu tunnis kg/h.
Ümber kujundades saame

$$Q_1 = \frac{D}{B}\left[(i - i_v) + \frac{D'_k}{D}(i' + rx - i_v)\right]. \quad (198)$$

Tähistades nurksulgudes oleva avalduse $\Delta i_{k,a'}$, saame

$$Q_1 = \frac{D}{B}\Delta i_{k,a}. \quad (199)$$

Suhet $\frac{D}{B}$ nimetatakse kütuse aurustusarvuks.

Soojuse kasutatavus katelseadmetes, arvestamata katla omatarbimist, määratakse brutokasuteguriga järgmisest avaldusest:

$$\eta_{ka}{}^{br} = \frac{Q_1}{Q_t^k} = \frac{q_1}{100} = \frac{100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5}{100},$$

ehk

$$\eta_{ka}{}^{br} = \frac{D\Delta i_{k,a}}{BQ_t^k}. \quad (200)$$

Olemasolevatel seadmetel $\eta_{ka}{}^{br}$ on 0,6 kuni 0,92.
Kasuteguri võrrandist määrame kütusekulu tunnis:

$$B = \frac{D\Delta i_{k,a}}{Q_t^k \eta_{ka}{}^{br}}. \quad (201)$$

Kolde kasutegur määratakse võrrandist

$$\eta_{ko} = \frac{1 - q_3 + q_4 + q_{5k}}{100}, \quad (202)$$

kus

q_{5k} on soojusekaod kolde välisseinte jahtumisest;

$$q_{5k} = 0{,}5q_5.$$

§ 129. KATELAGREGAADI SOOJUSEKAOD

Suurima kao kütuse põlemisel vabanenud soojusest moodustab kadu lahkuvate suitsugaasidega. Selle kao orienteeruvaks arvutamiseks kasutame valemit

$$q_2 = (k_2' + k_2''\alpha)\frac{t_g - t_\delta}{100}, \qquad (203)$$

kus α on liigõhutegur, arvutatuna lahkuvate suitsugaaside koostise järgi;

t_g — lahkuvate suitsugaaside temperatuur °C;

t_δ — õhu temperatuur °C;

k_2' ja k_2'' — kütuse liigist sõltuvad koefitsiendid (tab. 23).

Tabel 23

Lahkuvate suitsugaaside soojusekao koefitsient

Kütuse liik	k_2'	k_2''
Puit	1,7	3,7
Turvas	1,6	3,95
Pruunsüsi	1,0	3,7
Kivisüsi ja antratsiit	0,4	3,55
Masuut	0,5	3,5

Võrrandist (203) nähtub, et soojusekaod lahkuvate suitsugaasidega suurenevad liigõhuteguri ja lahkuvate suitsugaaside temperatuuri tõusuga. Praegusaegsetes katelseadmetes ei ületa lahkuvate suitsugaaside temperatuur 160—180° C. Leidub seadmeid, kus suitsugaaside soojust kasutatakse kuni 100° C-ni. Heitegaaside soojusekao vähendamiseks tuleb saavutada kütuse põlemine minimaalse liigõhuteguriga ja tarvitusele võtta abinõud õhu gaasikäikudesse tungimise vastu. Suure tootlikkusega, ulatuslikkude küttepindadega katelagregaatides moodustab soojusekadu heitegaasidega 5—8%. Ökonomaiserita lokomobiilikateldes on vastav kadu tunduvalt suurem ja ulatub 20—30%-ni.

Kaod põlemise keemilisest ebatäielikkusest määratakse lahkuvates gaasides leiduvate ebatäieliku põlemise produktide CO, CH_4 ja H_2 kütteväärtuse summaga. Kadude suurus sõltub koldesse voolavast õhuhulgast ja selle kasutamise astmest. Väliselt avaldub põlemise keemiline ebatäielikkus paksu mustavärvilise suitsu tekkimises. Ligilähedasteks arvutusteks võib tahkete kütuste põlemise keemilisest ebatäielikkusest tingitud soojusekaod määrata S. J. Kornitski valemiga:

$$q_3 = 3{,}3CO\alpha\%. \qquad (204)$$

Süsinikoksüüdi protsentuaalne sisaldus määratakse gaasianalüsaatoriga, liigõhutegur arvutatakse aga suitsugaasi vaba hapniku

O_2 järgi. Põlemisprotsessi õigel juhtimisel ja kihtkolde ratsionaalse konstruktsiooni korral ei tohi vaadeldav kadu ületada 2—3%. Kamberkolletes moodustab see kadu 0,5—1,5%.

Kaod põlemise mehaanilisest ebatäielikkusest on tingitud kütuse varisemisest läbi resti, kütuse põlemata osakeste eemaldamisest koos šlakiga ja suitsugaasides leiduva lendtuhaga.

Tuhalehtrisse langev kütusehulk sõltub resti konstruktsioonist ja tavaliselt ei ületa 1%. Kütuse kadu koldest eemaldatava šlakiga sõltub tuha omadustest, kütuse tuhasisaldusest ning kütuse põletamise viisist.

Käsitsi teenindatavate kihtkollete korral on tuharikaste kütuste kasutamisel vastav kadu 4—7%.

Soojusekadu kütuse osakeste kaasaviimisest suitsugaasidega on suurim kamberkolletes ja ka kihtkolletes mittepaakuvate, antratsiidipuru taoliste peenkütuste põletamisel. Kao suurus sõltub tõmbe tugevusest. Kütuse põlemisprotsessi õigel organiseerimisel kadu ei tohi ületada 1%.

Soojusekadu katla välisosade jahtumisest sõltub müürituse headusest, katelagregaadi mõõdetest, selle tootlikkusest, katlaruumi ventilatsioonist ja õhu temperatuurist.

Katelagregaatidel tootlikkusega 50 t/h ja rohkem see kadu ei ületa 0,8%. Väikestes lokomobiilseadmetes ulatub nimetatud kadu 4—5%-ni ja mõningatel juhtudel ka suuremate väärtusteni.

§ 130. KATELAGREGAADI ELEMENTAARARVUTUS

Katelagregaadi arvutus seisneb kolderuumi, restipinna, katla konvektsioon- ja radiatsioonküttepindade, ülekuumendi, ökonomaiseri ja õhueelkuumendi küttepindade mõõdete määramises. Arvutuseks on tavaliselt ette antud auru ja vee parameetrid, katelagregaadi tootlikkus ning kasutatava kütuse karakteristika.

Tabelandmete alusel hinnatakse vaadeldava katelseadme kasutegur ja määratakse varemtoodud valemi (201) abil tunnine kütusekulu.

Kolderuumi maht arvutatakse kolderuumi näilise soojusliku erikoormuse järgi seosest

$$V_K = \frac{BQ_i^k}{\frac{Q}{V_K}}, \qquad (205)$$

kus $\frac{Q}{V_K}$ on kolderuumi näiline soojuslik erikoormus kcal/m³ h (määratakse tab. 24 järgi).

Kolderuumi kuju ja mõõted määratakse praktiliste andmete alusel. Kihtkolde resti pindala arvutatakse põlemise peegelpinna järgi võrrandist

Tabel 24

Põhilised lähteandmed katla arvutamiseks

Kolde tüüp	Kütuse liik	Kolderuumi näiline soojuslik erikoormus $\frac{Q}{V_K} \cdot 10^3$ kcal/m³ h	Põlemise peegelpinna näiline soojuslik erikoormus $\frac{Q}{F_{p.p}} \cdot 10^3$ kcal/m² h	Liigõhutegur α	Soojusekaod	
					q_3%	q_4%
Käsitsi teenindatav kihtkolle	Puit	300—350	800—1200	1,25—1,3	2—4	1,5
	Turvas	300	700—1200	1,25—1,3	2—3	2
	Pruunsüsi	250—275	600—850	1,3—1,4	2—4	5,5—7
	Antratsiit	300	700—1100	1,3—1,4	2—3	4—7
Mehaanilise treppres-tiga kihtkolle	Turvas	300—350	2000—2500	1,2	4	4
	Pruunsüsi	250—275	900—1000	1,25	1	$3 + 0{,}008\,A_K$
Roobitsemisplanguga kihtkolle	Pruunsüsi	300—450	800—1100	1,25	2—3	5—8
Prohhorovi süsteemi pööriskolle	Freesturvas	300—450	—	1,3—1,4	1,5—3	0,5—1,5
Kamberkolle söe jahvatamisega kuulveskis	Pruunsüsi	250	—	1,2	0,5—1	1

$$F_{p.p} = \frac{Q_t^k B}{\frac{Q}{F_{p.p}}}, \qquad (206)$$

kus $\frac{Q}{F_{p.p}}$ on põlemise peegelpinna näiline soojuslik erikoormus kcal/m² h (tabelist 24).

Edasisel arvutamisel, seoses katla radiatsioon- ja konvektiivküttepindade suuruse määramisega, on olulise tähtsusega suitsugaaside temperatuuri määramine. Väljuvate gaaside temperatuuri ülempiiri määrab tuha karakteristika. Soovitatav temperatuur peab olema 50—100° C madalam tuha pehmenemistemperatuurist ja on antratsiidile 1150° C, Karaganda ja Moskva-lähedasele lahjale söele 1100° C, turbale ja vedelkütustele 1000° C.

Radiatsioon- ja konvektiivküttepindade mõõted arvutatakse kas tehnilise termodünaamika osas toodud valemitega või spetsiaalkursuses vaadeldavate valemite ja nomogrammide järgi.

XXVI peatükk

KATELSEADME EKSPLUATATSIOON

§ 131. KATELSEADME EKSPLUATATSIOONI EESKIRJAD

Katelseadme kindla ja ökonoomse töö tagab Riikliku Katlajärelevalve Peainspektsiooni poolt kinnitatud tehnilise ekspluatatsiooni eeskirjadest kinnipidamine. Vastavalt eeskirjadele võib katelagregaati töösse rakendada ainult Katlajärelevalve Inspektsiooni organite loal. Iga katelagregaadi kohta peab olema nöörköite kujul koostatud ning Katlajärelevalve Inspektsiooni pitsatiga kinnitatud raamat. Raamatusse kantakse katelagregaadi tehniline karakteristika ja veerõhuproovi ning ülevaatuse tulemused. Veerõhuproovi eesmärk seisab katla vastupidavuse ja ta ühenduste tiheduse kontrollimises töörõhust kõrgemal rõhul. Seejuures kateldel, mille nimirõhk on üle 5 kg/cm², peab proovirõhk ületama töörõhu 1,25 korda, kuid mitte vähem kui 3 kg/cm² võrra. Kateldel töörõhuga kuni 5 kg/cm² peab proovirõhk olema töörõhust 1,5 korda kõrgem, kuid mitte vähem kui 2 kg/cm² võrra. Proovirõhu all peab katel olema 5 minutit, mille möödudes tuleb rõhk aeglaselt alandada. Katel tunnustatakse katse väljapidanuks, kui ta juures pole märgata lekkimist ja jäävdeformatsioone; lubatud on neetõmbluste higistamine väikesel määral. Katla normaalsel ekspluatatsioonil toimub veerõhuproov mitte harvem kui 6 aasta järel.

Väljaspool seda tähtaega viiakse veerõhuproov läbi neil juhtudel, kui katel pole ekspluatatsioonis olnud üle 1 aasta, kui katel demonteeriti ja seati üles uude kohta või peale remonti, kus vahetati üle 50% vee- või suitsutorudest ja ka teiste vastutusrikaste remonttööde korral.

Katelagregaatide ekspluatatsiooni üldeeskirjade alusel koostatakse igas ettevõttes instruktsioonid katelagregaatide käikulaskmise, teenindamise, montaaži, remondi ja järelevaatuse kohta, arvestades olemasolevate seadmete iseärasusi ja teostatavate tööde ohutust.

§ 132. OHUTUSTEHNIKA EESKIRJAD

Katelagregaatide ohutu töö tagatakse kindlaksmääratud eeskirjadega, mille tundmine ja täpne silmaspidamine on iga katelseadet teenindava töötaja kohustuseks. Allpool on toodud mõningad põhilised katelagregaadi ohutut tööd tagavad eeskirjad.

1) Katelt võivad teenindada mõlemast soost isikud vanusega mitte alla 18 aasta (peale eelnevat arstlikku ülevaatust), kellel on tõend riiklike tehniliste eksamite õiendamise kohta kooskõlas Katlajärelevalve Peainspektsiooni programmiga (keelatud on naiste töö käsitsi köetavate aurukatelde kütjatena, roobitsejatena ja katla puhastajatena).

2) Katelseadet teenindavatel isikutel pole õigust töö ajal täita mistahes teisi kohustusi, mis pole otseselt seotud katelagregaadi järelevalvega.

3) Keelatud on töötava katelseadme järelevalveta jätmine nii kaua, kui rõhk temas pole langenud atmosfääri rõhuni.

4) Kategooriliselt on keelatud katla töö mittekorrasoleva manomeetri ja kaitseklappidega, ilma veeseisu näitajata, ainult proovikraanidega.

5) Keelatud on rõhu all olevate detailide kinnitamine.

6) Katel tuleb viivitamatult seisata, kui:
   a) auru rõhk katlas tõuseb üle äärmise lubatava ja jatkab tõusmist, vaatamata tõmbe ja altõhu vähendamisele ja katla intensiivsemale toitmisele veega;
   b) kõik toiteseadmed tööst välja langevad;
   c) vesi kaob katlast (nivood pole veeseisunäitajas näha);
   d) lakkavad töötamast kõik veeseisu näitavad seadmed või kõik kaitseklapid;
   e) toimus katla müürituse sisselangemine;
   f) katla koldes või teistes osades on märgata väljapaisumisi, pragusid, katla seoste rebenemist.

Avariiseiskamisel tuleb katkestada kütuse ja altõhu juurdeandmine, vähendada tõmmet, tõmmata koldest põlev kütus välja ja katta see mullaga, lasta aur avariiventiili või kaitseklapi kaudu järk-järgult välja.

7) Katlaelementide remontimist lubatakse alles pärast rõhu langemist neis atmosfäärirõhuni. Aset leidnud õnnetusjuhtumite eest kannavad otsest vastutust need isikud administratiiv-tehnilisest personalist, kes ei ole rakendanud vajalikke abinõusid õnnetusjuhtumite ärahoidmiseks ja pole kindlustanud tööliste instrueerimist. Ohutustehnika eeskirjade täitmise järelevalvet teostavad ametiühingute kesk- või oblastikomitee tehnilised inspektorid.

§ 133. AURUKATELDE LÕHKEMISE PÕHJUSED

Aurukatelde lõhkemisjõud sõltub katla veemahust. Lekkimise korral aurustub kõrge temperatuuri ja rõhu all olev vesi katlast väljavoolamisel silmapilkselt, kusjuures ta maht suureneb ligikaudu 1600 korda ja avaldab seega ümbruses olevatele esemetele tugevat mõju. Suurema veetagavara olemasolul võib hävineda mitte üksnes katel ise, vaid ka katlaruumi läheduses asuvad hooned. Väikese veemahuga katelde lõhkemine on vähemohtlik. Sel korral võib lõhkemine esile kutsuda üksikute torude kahjustamise.

Enamikul juhul on aurukatelde lõhkemise põhjuseks:

1) veenivoo langemine allapoole tulejoont; sel juhul jahutatakse katla seinu veega puudulikult ja need võivad kuumenemise tagajärjel vähenenud tugevuse tõttu puruneda; veenivoo langus võib esineda teenindava personali tähelepanematuse või veeseisu näitavate aparaatide mittekorrasoleku tõttu;

2) auru rõhu tõus üle äärmise lubatava; see võib esineda mõlema kaitseklapi rikkiminekul üheaegselt manomeetri mittekorrasolekuga või tingituna teenindava personali tähelepanematusest;

3) katlakivi kihi tekkimine küttepinnale; sel juhul halveneb soojuseülekanne, mis põhjustab katla seinte ülekuumenemist ja sellest tingituna väljapaisumisi ning rebestusi;

4) loomulik katla seina kulumine tingituna metalli korrosiooni arvukatest söövetest ja vigastustest.

§ 134. KATELSEADMETE TOOTLIKKUSE JA ÖKONOOMSUSE SUURENDAMISE MOODUSED

Mistahes aurukatla ekspluateerimise efektiivsuse määravad tööparameetrid ja 1 kg auru tootmiskulud. Auru rõhu ja ülekuumendustemperatuuri tõstmisega suureneb aurujõuseadme kasutegur ning väheneb kütuse erikulu 1 kWh toodetud energia kohta.

Nõukogude tööstus läks juba enne Suurt Isamaasõda üle kõige täiuslikumate, kõrgrõhuauru tootvate vertikaalveetoru- ja L. K. Ramzini tüüpi otsevoolukatelde ehitamisele.

Meie tööstuse poolt praegusajal väljalastavad katelagregaadid on oma soojustehnilistelt ja konstruktiivsetelt omadustelt kõige täiuslikumad maailmas.

1952. a. anti ekspluatatsiooni ülivõimas katelagregaat, mis toodab 170 at rõhuga ja 550° C ülekuumendustemperatuuriga auru. Tehakse laialdasi eksperimentaaltöid 300 at rõhuga ja 600° C ülekuumendusega auru kasutamiseks.

Uute täiuslikkude katelagregaatide ehitamise kõrval moderniseeritakse meil pidevalt töötavaid katelseadmeid kas lisaekraanküttepindade juurdeehitamisega, ökonomaiseri ja õhueelsoojendi küttepinna suurendamisega jne.

Praktika näitab, et nn. väikese moderniseerimise arvel võib

saada 10—15% ja mõnikord ka suuremat kütusekulu vähenemist. Leningradi ТЭЦ-3 moderniseeritud katelagregaatides vähenes suitsugaaside tugeva jahtumise (kuni 100° C) arvel ökonomaiserites soojusekadu lahkuvate gaasidega kaks korda (võrreldes tavalisega) ja langes 4—5%-le. Säärased tulemused heitegaaside soojuse kasutamisel ei ole haruldasteks. Väikekatelde juures võib üsna olulisi tulemusi saada uute täiuslikkude kodumaiste pööriskollete ja Vassiljevi süsteemi roopimisplanguga kollete kasutamisele võtmisega.

Praegusajal tehakse arvukates teadusliku uurimise asutustes töid katelagregaatide edasiseks täiustamiseks. Püüe saavutada katelagregaatide minimaalseid mõõteid ja alandada metallikulu, säilitades üheaegselt kõrge kasuteguri, põhjustas kõrgrõhukolletega katelde tekkimise, milles kütust põletatakse 3—5 at rõhu all.

Õhu tiheduse suurenemine võimaldab koldeprotsesside intensiivsemat kulgemist, mille tulemusena kolderuumi koormus ulatub $7500 \cdot 10^3$ kcal/m^3 h.

Neis seadmetes antakse õhk koldesse gaasiturbiini poolt käitatava turbokompressoriga. Gaasiturbiin kasutab oma tööks katlast väljuvaid suitsugaase.

Nõukogude teadlaste poolt on loodud kõrgrõhukoldega katelde uued skeemid, kus gaasiturbiin ei ole ainult puhumisvahend, vaid moodustab jõuagregaadi põhilise koostisosa. Lähemas tulevikus peaksid leidma laialdast levikut uued, nimetatud kateldega varustatud energeetiliste seadmete skeemid.

XXVII peatükk

AURUMASINA TÖÖPROTSESS

Aurumasin muundab soojusenergia mehaaniliseks tööks kolvi edasi-tagasi liikumisel silindris. Aurumasin on vanimaks soojusjõumasinaks.

Esimesed katsed auruenergia kasutamiseks kuuluvad kaugesse minevikku. Archimedesele, kes sündis 287 aastat enne meie ajaarvamist, omistatakse auruga töötava suurtüki leiutamine. Katsed kolbaurumasina praktiliseks rakendamiseks kuuluvad siiski alles XVIII sajandi keskpaika.

1765. a. ehitas andekas vene leidur-mehaanik Ivan Ivanovitš Polzunov kahesilindrilise aurumasina sulatusahjudele õhku andvate lõõtsade töösse rakendamiseks. Joonisel 158 on näidatud I. I. Polzunovi aurujõuseadme skeem.

Aurujõuseadme põhiliseks osaks on katel *1* koldega *3* ja töösilindrid *5* koos aurujaotussiibritega. Auru sisselaskel liigub kolb *6* üles. Kolvi äärmises ülemises asendis pritsitakse silindrisse vett läbi automaatselt töötava seadme *9*, mille tagajärjel aur kondenseerub ja kolb liigub atmosfääri rõhumise mõjul alla. Jahutatud aur ja kondensaat väljuvad toru *11* kaudu soojavee paaki *12*, millest toidetakse katelt erilise automaatseadme abil. Kolvi liikumine kantakse tõmbitsa ja keti abil rattale *14* ja sealt teise keti abil ajamirattale *15*.

I. I. Polzunov ei elanud oma masina käikulaskmiseni, surres 1766. a. Masin rakendati töösse tema õpilaste poolt nädal pärast ta looja surma.

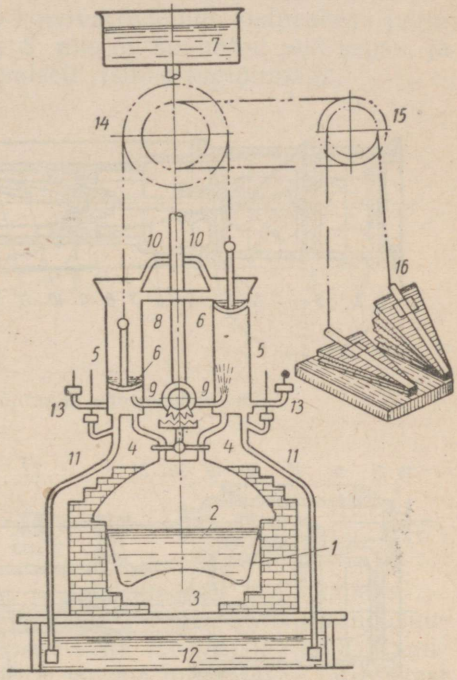
Edasiselt täiendati aurumasinat inglise mehaaniku Watti poolt, kes eraldas kondensaatori aurumasinast ja viis läbi auru sisselaske kolvi mõlemale poolele.

Meie maal jatkati Polzunovi tööd arvukate vene tehnikute poolt. XIX sajandi algul esitas Stepan Litvinov mitme paisumisega, kahepoolse tööga masina projekti, mis on täiuslikema aurumasina prototüübiks.

Eriti suure panuse aurumasinate täiustamisel ja nende tootmise

organiseerimisel andsid isa ja poeg Tšerepanovid, kes 1834. a. ehitasid esimese vene veduri ja konstruktiivselt täiendasid tolle aja aurumasinaid. Märkimisväärselt täiendas aurumasinat maailma esimese lennuki looja Možaiski. Ta muutis aurumasina kergemaks ja rakendas seda oma lendaval aparaadil. Nõukogude Liit on kergete kiirekäiguliste aurumasinate-aurumootorite kodumaaks. Insener A. A. Golubkovi juhendamisel ehitati 1936. a. aurumasin, mis tegi 1800 p/min ja arendas 100 HJ.

Vaatamata väiksele ökonoomsusele on aurumasinad praegusajal rahvamajanduses laialdaselt kasutamisel. Võrreldes teiste soojusjõumasinatega on aurumasina olulisimaks eeliseks suhteliselt lihtne ehitus, töökindlus, võimalus muuta pöörete arvu ja pöördemomenti suurtes piirides. Aurumasinad võimaldavad hakata koormaga paigalt liikuma, mistõttu neid on eriti sobiv kasutada jõuseadmetena transportmasinatel. Kõige laialdasemalt kasutatakse aurumasinat raudteetransportdis ja nimelt veduri jõumasinana. Põllumajanduses ja kohaliku tööstuse ettevõtetes on laialt levinud lokomobiilseadmed, kus aurumasin on ühendatud ühte tervikusse aurukatlaga. Lokomobiilseadmed töötavad kõigi kohalike kütustega ja annavad töötanud auru termofikatsiooniks kasutamise korral üsna suure kasuteguri, mis mõningatel juhtudel ulatub 50—60%-ni.

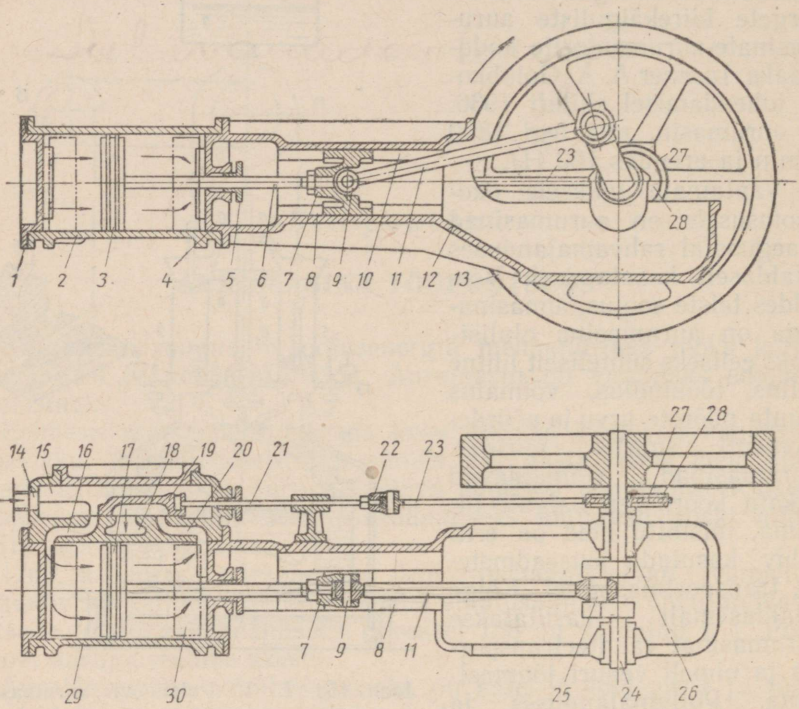


Joon. 158. I. I. Polzunovi aurumasina skeem:
1 — aurukatel; *2* — vee tasapind; *3* — kolle; *4* — auru sisselasketorud jaotussiibritega; *5* — töösilindrid; *6* — veekihiga tihendatavad kolvid; *7* — külmavee paak; *8* — vee silindrisse andmise toru; *9* — vee jaotusseade; *10* — torud kolbide tihendusvee juhtimiseks; *11* — torud vee eemaldamiseks silindritest; *12* — soolavee paak; *13* — õhutorud; *14* — ketiratas; *15* — lõõtsa ajami ketiratas; *16* — lõõtsad.

§ 135. AURUMASINA EHITUS

Aurumasina põhilisteks tööorganiteks on aurusilinder koos aurujaotusmehhanismidega, kolb ja väntmehhanism, mille abil kolvi edasi-tagasi liikumine muudetakse väntvõlli pöörlevaks liikumiseks. Joonisel 159 on toodud siiber-aurujaotusega lamava aurumasina

konstruktsiooni skeem. Aurumasina silindris *2* liigub kolb *3*. Silindri tööruum on kanalitega *16* ja *20* ühendatud siibrikarbiga *15*, milles asuv siiber jagab auru mõlemale silindri poolele. Masina kolb on ühendatud jäigalt kolvivarrega *6*. Kolvivarre kaudu kandub kolvi liikumine ristpeale *7*. Viimane on šarniirliigendi abil ühendatud kep-



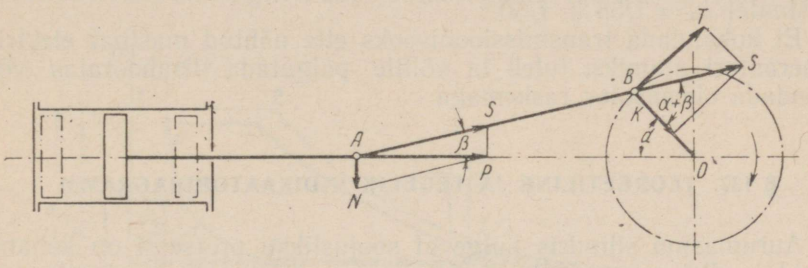
Joon. 159. Lamavat tüüpi aurumasin:

1 — silindri välimine kaas; *2* — aurusilinder; *3* — kolb; *4* — silindri vändapoolne kaas; *5* — tihenduskarp; *6* — kolvivars; *7* — ristpea; *8* — alumine paralleel; *9* — ristpea sõrm; *10* — ülemine paralleel; *11* — keps; *12* — masina raam; *13* — hooratas; *14* — auru sissevool; *15* — siibrikarp; *16* — aurukanal; *17* — kolvirõngas; *18* — auru väljavoolukanal; *19* — siiber; *20* — aurukanal; *21* — siibrivars; *22* — siibrivarre ja siibri tõmbitsa šarniirühend; *23* — ekstsentriku tõmbits; *24* — raamlaager; *25* — väntvõlli vändakael; *26* — raamlaager; *27* — ekstsentriku rangid; *28* — ekstsentrik.

suga *11*, mis annab liikumise masina väntvõllile. Masina töötamisel voolab aur katlast siibrikarpi ja olenevalt siibri asendist juhitakse kanali kaudu kas silindri ühte või teise poolde. Silindri vastaspool ühendatakse samal ajal teise kanali abil atmosfääriga või kondensaatoriga ja töötanud aur voolab silindrist vabalt välja. Rõhu erinevus mõlemal pool kolbi sunnib kolvi koos kolvivarre ja ristpeaga liikuma vähema rõhu poolele. Joonisel 159 näidatud aurumasinas mõjub rõhk vahelduvalt kolvi mõlemale poolele, mistõttu neid masinaid nimetatakse kahepoolse tööga masinateks — erinevalt ühepoolsetest, kus aur surub vaid kolvi ühele poolele.

Vändakaelale mõjuva jõu suurus muutub pidevalt ja oleneb vända pöördenurgast. Joonisel 160 on näidatud jõudude mõjumise skeem väntmehhanismis.

Kolvile mõjuv jõud P kandub kolvivarre kaudu ristpeale ja jaguneb kaheks komponendiks: jõuks S, mis on suunatud piki kepsu, ja jõuks N, mis on suunatud normaalselt ristpea tugipinnaga.



Joon. 160. Jõudude mõjumine väntmehhanismis.

Jooniselt 160 nähtub, et:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}. \tag{207}$$

Kanname jõu S vändakaelale ja lahutame ta seal kaheks — vändaringi puutuja suunaliseks ja sellega risti olevaks vändasuunaliseks komponendiks. Liikumapanev ehk tangentsiaaljõud T sunnib vänta pöörlema. Tangentsiaaljõu suurus määratakse järgnevast seosest:

$$T = S \sin (\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin (\alpha + \beta). \tag{208}$$

Tangentsiaaljõu suurus oleneb seega vända pöördenurgast. Asendeid, kus keps ja vänt on ühel sirgel, s. o. $\alpha = 0$ ja $\alpha = 180°$, nimetatakse surnud seisudeks. Surnud seisudes puudub pöördmoment, sest tangentsiaaljõud võrdub seal nulliga. Kui $\alpha + \beta = 90°$ ja $\alpha + \beta = 270°$, on tangentsiaaljõud maksimaalne.

Väntmehhanismi surnud seisudest väljaviimiseks ja masina käiguühtluse tagamiseks ühendatakse väntvõlliga suuremassiline hooratas. Mida suurem on hooratta inertsmoment, seda väiksemal määral mõjutab tangentsiaaljõu muutumine võlli pöörlemise nurkkiirust. Hooratta nurkkiiruse muutlikkust vända ühe pöörde vältel hinnatakse hooratta pöörlemise ebaühtluse astmega.

Ebaühtluse aste δ_h määratakse järgmisest seosest:

$$\delta_h = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_k}, \tag{209}$$

kus ω_k on keskmine nurkkiirus võlli ühe pöörde vältel, s. o.

$$\omega_k = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2};$$

ω_{max} — maksimaalne nurkkiirus ühe pöörde vältel;
ω_{min} — minimaalne nurkkiirus ühe pöörde vältel.

δ_h suurus sõltub masina otstarbest. Vahelduvvoolu-generaatorite ajam-masinatel $\delta_h = 1/300$. Transmissioonide ja tööpinkide ajam-masinatel $\delta_h = 1/35 \div 1/50$.

Et kohandada transmissiooniveoks ette nähtud masinat elektri-generaatori ajamiks, tuleb ta võllile paigutada lisahooratas või asendada olemasolev raskemaga.

§ 137. TEOREETILINE JA TEGELIK INDIKAATORDIAGRAMM

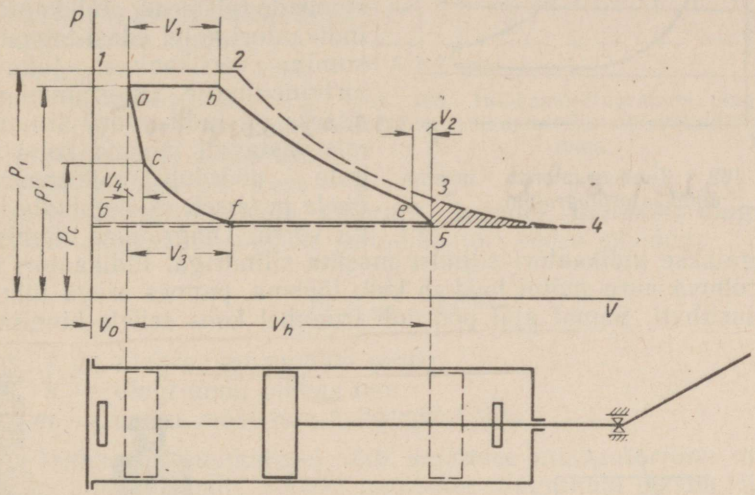
Aurumasina silindris kulgevat soojuslikku protsessi on kohane uurida eelkõige graafilises väljenduses. Töötavalt masinalt saadakse eriaparaadi — *indikaatori* — abil kolvi liikumisest tingitud muutliku rõhu ja mahu vaheline graafiline seos, mida nimetatakse masina tegelikuks *indikaatordiagrammiks*. Uue masina projekteerimisel võib indikaatordiagrammi ehitada iseloomustavate punktide analüütilise arvutamise teel. Selliseid indikaatordiagramme nimetatakse teoreetilisteks diagrammideks. Joonisel 161 on näidatud Rankine'i ideaalsesse ringprotsessi diagrammi joonistatud aurumasina teoreetiline indikaatordiagramm. Selle all on kujutatud silinder koos kolvi ja auru sisse- ning väljalaskeakendega.

Ideaalne diagramm väljendab auru tööd täielikul paisumisel. Seejuures eeldatakse, et kolb liigub äärmistes asendites tihedalt silindri kaane vastu ja silinder tühjeneb aurust täielikult. Tegelikes masinates jääb silindri ja kolvi vahele viimase äärmises asendis olles alati pilu, mis moodustab kahjuliku ruumi. Kahjulik ruum haarab enda alla ka silindri pooli siibri- või klapikarbiga ühendavate aurukanalite mahu.

Töö reaalses aurumasinas kulgeb järgmiselt. Aur rõhuga p_1' voolab silindrisse ja täidab kahjuliku ruumi V_0. Tingituna kadudest auru sisselaskeorganites ja aurutorudes on silindrisse voolava auru rõhk p_1' pisut väiksem auru rõhust katlas. Silindrit täitva auru rõhu mõjul hakkab kolb liikuma. Punktis *b* lakkab auru sissevool ja algab paisumine kõvera *be* järgi. Tingituna auru ja silindri seinte vastastikusest soojusevahetusest kulgeb paisumisprotsess muutliku astendajaga polütroobi järgi. Uurimise lihtsustamiseks eeldatakse, et auru oleku muutus toimub teatud keskmise astendajaga. Nagu joonisel näidatud, katkestatakse auru paisumine tublisti enne äärmise võimaliku mahu saavutamist. Täieliku paisumise läbiviimine nõuaks praktiliselt ebaotstarbeka, keerulise ja väga pika kolvikäiguga masina kasutamist, milles esineksid ühtlasi suured soojuslikud ja

mehaanilised kaod. Ebatäielikust paisumisest tingitud kadude suurus on diagrammil määratud pindalaga *3—4—5*.

Asendis *e* avaneb aurukanal ja algab eelväljalase. Eelväljalase on vajalik selleks, et kolvi jõudmisel surnud seisu oleks auru väljalaskekanal avatud juba vähemalt 70% oma ristlõikest. Kanali varajase avamise tagajärjel väheneb auru rõhk väljalaskel, mis tõstab masina kasutegurit. Tavaliselt toimub auru väljalase kondensaatori või ümbritseva keskkonna rõhust 0,05—0,2 at kõrgemal rõhul. Esinev rõhkude vahe on tingitud aurujaotusorganite takistusest. Auru välja-



Joon. 161. Aurumasina teoreetiline indikaatordiagramm.

lase lõpeb asendis *f*, kust algab silindrisse jäänud töötanud auru komprimeerimine. Viimane on vajalik aurukulu vähendamiseks kahjuliku ruumi täitmisel ja samuti jahtumiskadude vähendamiseks auru sisselaskel. Auru sisselase algab punktis *c*, s. o. enne kolvi jõudmist surnud seisu. Eelsisselaskega saavutatakse auru sisselaskeakna täielik lahtiolek kolvi jõudmisel surnud seisu, mis tagab auru energilise sissevoolu. Samuti võimaldab eelsisselase täita kahjuliku ruumi auruga enne kolvi jõudmist äärmisesse asendisse.

Diagrammile vastavalt on iseloomustavad mahtude suhted:

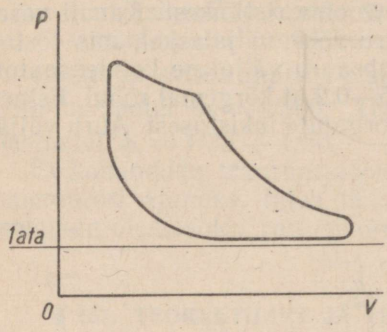
täiteaste $\varepsilon_1 = \frac{V_1}{V_h}$;

eelväljalaske aste $\varepsilon_2 = \frac{V_2}{V_h}$;

surveaste $\varepsilon_3 = \frac{V_3}{V_h}$;

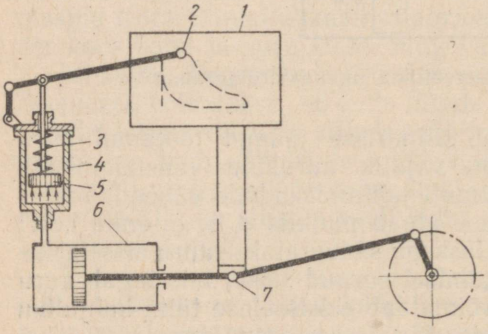
eelsisselaske aste $\varepsilon_4 = \frac{V_4}{V_h}$.

Töötavalt masinalt võetav tegelik indikaatordiagramm erineb teoreetilisest, tingituna rõhukadudest auru voolamisel läbi sisselaskeorganite, kuid samuti ka silindri sisemuses asetleidvatest soojusekadudest. Joonisel 162 on näidatud kondensaatorita masina tegelik indikaatordiagramm.

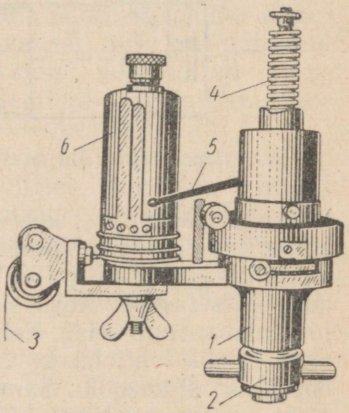


Joon. 162. Kondensaatorita masina indikaatordiagramm.

Joonisel 163 on näidatud indikaatori töötamispõhimõte. Indikaatori põhilisteks osadeks on silinder *4*, milles liigub kolb *5*. Hoobade süsteemi abil kantakse indikaatori kolvi edasi-tagasi liikumine vertikaalselt liikuvale kirjutustihvtile. Diagrammi saamiseks on indikaatoril trummel, mis vastavalt masina kolvi käigule pöördub sünkroonselt ühele ja teisele poole kindla nurga võrra. Diagrammi võtmiseks ühendatakse indikaatori silinder masina silindriga. Indikaatori kolvile rõhuva auru mõjul hakkab kolb tõusma, pannes seega liikuma kirjutustihvti. Samal ajal pöördub trummel koos sellele kinnitatud



Joon. 163. Indikaatori töötamispõhimõte:
1 — paberileht; *2* — kirjutustihvt; *3* — vedru; *4* — indikaatori silinder; *5* — kolb; *6* — aurusilinder; *7* — ristpea.

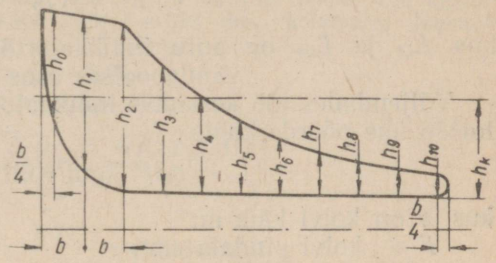


Joon. 164. Indikaator:
1 — indikaatori korpus; *2* — ühendusmutter; *3* — nõör; *4* — indikaatori vedru; *5* — kirjutushoob; *6* — indikaatori trummel.

paberilehega proportsionaalselt kolvi käigule. Tihvti ja paberilehe ühise liikumise tulemusena saadakse silindris oleva auru töödiagramm.

Joonisel 164 on näidatud enamlevinud konstruktsiooniga indikaatori üldvaade. Trumli *6* pööramine toimub sellel nööri *3* abil, mis

spetsiaalse käiguvähendaja kaudu on ühendatud ristpeaga või kolvivarrega. Indikaatordiagrammi pind väljendab auru poolt masina silindris ühe töötsükli vältel tehtud tööd. Teades diagrammi mastaapi ja minutis toimunud tsüklite arvu, võib arvutada masina indikaatorvõimsuse. Indikaatorvõimsuse praktiliseks arvutamiseks tuleb kõigepealt määrata keskmine indikaatorrõhk, mida tähistatakse p_i ja mõõdetakse kg/cm².



Joon. 165. Indikaatordiagrammi pindala ja keskmise indikaatorrõhu lihtsustatud määramine.

Joonisel 165 on keskmine indikaatorrõhk kujutatud diagrammi keskmise kõrgusega, mida mõõdetakse rõhu mõõtkavas. Keskmise indikaatorrõhu võib määrata, jagades indikaatordiagrammi pindala diagrammi pikkuse ja indikaatori vedru mõõduga

$$p_i = \frac{f}{sm} \text{ kg/cm}^2, \qquad (210)$$

kus f on diagrammi pindala mm²;
s — diagrammi pikkus mm;
m — vedru mõõt mm 1 kg/cm² kohta.

Planimeetri puudumisel võib keskmise indikaatorrõhu määrata lihtsustatud meetodil. Selleks jagatakse diagrammi pikkus kümneks võrdseks osaks ja tõmmatakse jaotuspunktidest abstsissteljele ristjooned, nagu on näidatud joonisel 165. Kaugusel $\frac{b}{4}$ diagrammi otstest tõmmatakse ristjooned h_0 ja h_{10}. Diagrammi keskmine kõrgus arvutatakse valemiga

$$h_k = \frac{0{,}5h_0 + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9 + 0{,}5h_{10}}{10}.$$

Jagades keskmise kõrguse saadud väärtuse vedru mõõduga, leiame keskmise indikaatorrõhu:

$$p_i = \frac{h_k}{m}.$$

§ 138. INDIKAATOR- JA EFEKTIIVVÕIMSUS

Auru poolt masina silindris mehaaniliste kadude puudumisel arendatavat võimsust nimetatakse indikaatorvõimsuseks. Indikaatorvõimsust tähistatakse N_i ja väljendatakse hobujõududes.

Kahepoolse tööga masina indikaatorvõimsuse võib määrata järgmisest avaldusest:

$$N_i = \frac{(L_{i,k} + L_{i,v})\, n}{60 \cdot 75} \text{ HJ},$$

kus $L_{i,k}$ ja $L_{i,v}$ on auru indikaatortöö vastavalt silindri kaane- ja vändapoolses osas.

Väljendades töö keskmise indikaatorrõhu kaudu, saame indikaatortöö ühe pöörde kohta

$$L_i = p_i s F \text{ kgm/võlli pöördele},$$

kus s on kolvi käik m;
F — kolvi pindala cm².

Tähistades indeksitega k ja v vastavalt kaane- ja vändapoole suurusi ja asetades viimased indikaatorvõimsuse valemisse, saame

$$N_i = \frac{sn}{60 \cdot 75} (p_{i,k} F_k + p_{i,v} F_v) \text{ HJ},$$

kus n on masina võlli pöörete arv minutis.

Kui aurumasinal on z paralleelselt töötavat silindrit, väljendub masina täielik indikaatorvõimsus valemiga

$$N_i = \frac{zsn}{4500} (p_{i,k} F_k + p_{i,v} F_v) \text{ HJ}. \qquad (211)$$

Võllile ülekantav efektiiv- ehk tegelik võimsus on alati väiksem indikaatorvõimsusest hõõrdumiskadude tõttu kolvi ja silindri, kolvivarre ja tihenduse, ristpea ja paralleelide vahel ning võlli hõõrdumisest laagrites.

Kondensaatoritega masinatel kulutatakse osa võimsusest kondensatsioonseadmete töösse rakendamiseks:

$$N_e = N_i - N_m,$$

kus N_e on efektiivvõimsus;
N_m — mehaaniliste takistuste ületamiseks ja kondensatsioonseadmete töösse rakendamiseks kulutatav võimsus.

Efektiiv- ja indikaatorvõimsuse suhet nimetatakse mehaaniliseks kasuteguriks ja tähistatakse

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}, \qquad (212)$$

või

$$N_e = N_i \eta_m. \qquad (213)$$

Mehaanilise kasuteguri suurus sõltub masina konstruktiivsetest iseärasustest, ta detailide kulumisastmest, määrimise olukorrast ja koormusest.

Väikestel koormustel, kus efektiivvõimsus on väike, on ka mehaaniline kasutegur väga väike. Tühikäigul aga, kus kogu indikaatorvõimsus kulutatakse masinas esinevate takistuste ületamiseks, võr-

dub mehaaniline kasutegur nulliga. Nimikoormustel on enamiku masinate mehaaniline kasutegur tavaliselt 0,85—0,91 piires.

Näide. Määrata ühesilindrilise aurumasina indikaator- ja efektiivvõimsus, kui indikaatorrõhk kaane poolel on 4 kg/cm² ja võlli poolel 3,75 kg/cm², silindri läbimõõt $D = 240$ mm, kolvi käik $s = 350$ mm, kolvivarre läbimõõt $d = 50$ mm ja masina pöörete arv $n = 195$ p/min.

Masina mehaaniline kasutegur $\eta_m = 0{,}85$.

Indikaatorvõimsuse arvutame valemiga (211):

$$N_i = \frac{zsn}{4500}(p_{i,k}F_k + p_{i,v}F_v) \text{ HJ.}$$

Kolvi kaanepoolne tööpind:

$$F_k = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi 24^2}{4} = 452{,}16 \text{ cm}^2.$$

Kolvi vändapoolne tööpind:

$$F_v = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(24^2 - 5^2) = 432{,}53 \text{ cm}^2.$$

Asetades need suurused võimsuse valemisse, saame

$$N_i = \frac{0{,}35 \cdot 195}{4500}(4 \cdot 452{,}16 + 3{,}75 \cdot 432{,}53) = 52 \text{ HJ.}$$

Efektiivvõimsuse arvutame valemiga (213):

$$N_e = N_i\eta_m = 52 \cdot 0{,}85 = 44 \text{ HJ.}$$

§ 139. AURUMASINA SOOJUSEKAOD

Reaalsetes aurumasinates esinevad peale töötanud auru soojusekao, mille suurust arvestab termiline kasutegur, veel järgmised kaod:

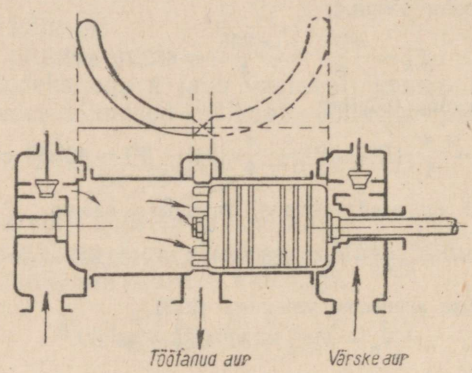
1) kaod auru drosseldamisest sisselaskel;
2) kaod auru soojusevahetusest silindri seintega;
3) kaod ebatäielikust paisumisest;
4) kaod auru drosseldamisest väljalaskel;
5) kaod kahjulikust ruumist;
6) soojusekaod ümbritsevasse keskkonda ja auru läbilaskest ebatiheduste kaudu.

Kaod auru drosseldamisest sisselaskel on eriti suured auru sisselaskeorganite avamise algul ja lõpul, kus auru läbivooluks jääb vaid kitsas pilu.

Indikaatordiagrammil väljendub auru drosseldamine täiteprotsessi määrava joone kallakuses ja põhjustab viimase sujuva ülemineku paisumiskõveraks.

Kaod auru soojusevahetusest silindri seintega sõltuvad seinte ja kanalite temperatuurist, milledega aur on sisselaskel kokkupuutes. Mida suurem on auru paisumisaste masina silindris, seda tugevamini jahtuvad seinad paisumise lõpuks, seda rohkem soojust kaotab aur sisselaskel.

Eriti suured on soojusevahetuskaod küllastunud auruga töötavates masinates, ulatudes mõningatel juhtudel 40—50%-ni. Soojusevahetuse suur intensiivsus neis masinates seletub auru kondenseerumisel esineva suure soojuseülekandeteguriga. Ülekuumendatud auru korral on soojuseülekandetegur väiksem, mistõttu on väiksemad ka soojusekaod. Võib öelda, et auru iga 50°-lise ülekuumendusega saadakse 6—8% soojuse sääst. Soojusevahetusest tingitud soojusekadude vähendamiseks varustatakse aurumasinad aurumantliga, s. t. masina silindrit kuumendatakse läbi silindri välis- ja siseseina vahelise ruumi voolava värske auruga.



Joon. 166. Otsevoolumasina skeem.

Soojusevahetuse suurus oleneb samuti ajast, mille vältel toimub soojusevahetusprotsess. Mida kiirekäigulisem on masin, seda vähemad on ka kaod. Soodsalt mõjub kadude vähendamisele ka aurukanalite ja kahjuliku ruumi mõõdete vähendamine.

Väga efektiivseid tulemusi soojusevahetuskadude vähendamisel annab auru mitmekordne paisumine ja otsevoolumasinate kasutamine.

§ 140. OTSEVOOLUMASINAD JA MITMEKORDSE PAISUMISEGA MASINAD

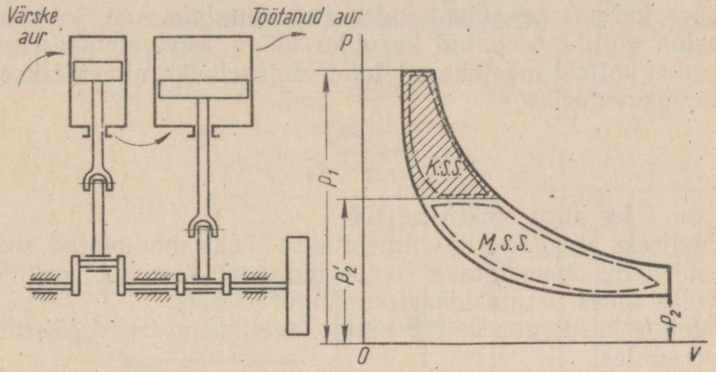
Otsevoolumasina skeem on näidatud joonisel 166.

Masina silindril on värske auruga kuumutatavad kaaned, milledes asuvad sisselaskekanalid. Töötanud auru väljalase toimub akende kaudu; viimased avab pikendatud kolb oma edasiliikumisel. Silindrisse voolav aur puutub kogu aeg kokku silindri kuumade seintega ja väljub silindrist otsevoolus, ilma et ta muudaks suunda, nagu see aset leiab tavalistes aurusilindrites. Seetõttu ei jahuta töötanud aur väljalaskel silindri kaant ja seinu, mistõttu puuduvad ka soojusekaod värske auru sisselaskel. Lühikese, silindri kaanes paikneva sisselaskekanali tõttu väheneb kahjuliku ruumi maht, mis soodsalt mõjub masina tööle.

Praegusajal leiab otsevoolupõhimõte eriti laialdast kasutamist kiirekäigulistes aurumasinates.

Auru mitmekordse paisumise põhimõte seisab selles, et auru paisumine algrõhult p_1 lõpprõhuni p_2 ei toimu mitte ühes, vaid järgemööda kahes-kolmes silindris. Esimesena esitas selle põhimõtte andekas vene leidur Stepan Litvinov XIX sajandi algul.

Joonisel 167 on näidatud auru kahekordse paisumisega masina skeem ja paisumise teoreetiline diagramm masina silindrites. Masinal on kõrgrõhu- ja madalrõhusilinder. Värske aur juhitakse kõrg-



Joon. 167. Kahekordse paisumisega masina skeem.

rõhusilindrisse, lastakse tal seal paisuda vahepealse rõhuni p_2', ning juhitakse seejärel madalrõhusilindrisse, kus toimub lõplik paisumine rõhuni p_2.

Mitmekordse paisumisega masina teoreetilise indikaatordiagrammi võib saada üksikute silindrite indikaatordiagrammide liitmise teel. Saadud pindala kujutab endast auru tööd ühesilindrilises masinas, mis töötab auru samadel alg- ja lõpp-parameetritel kui mitmekordse paisumisega masingi.

Seoses sellega, et rõhu langus jaotub mitme silindri vahel, on auru sisselaske- ja väljalasketemperatuuri erinevus üksikutes silindrites väike. Viimane asjaolu aitab tunduvalt vähendada soojusevahetusest tingitud kadusid. Peale selle vähendab rõhu väikene langus igas silindris auru läbivoolu silindri ühest poolest teise.

Praegusajal ehitatakse kõik masinad, mis on varustatud kondensaatoriga või mis töötavad auru algrõhuga üle 16 at, kahe- ja kolmekordse paisumisega.

§ 141. AURUMASINA KASUTEGUR JA AURU ERIKULU

Aurumasinate ökonoomsust hinnatakse kasuteguriga. Kasutegurid jaotatakse *absoluutseteks* ja *suhtelisteks*. Absoluutseks kasuteguriks nimetatakse tööks muundunud soojusehulga suhet aurukat-

last masinale ülekantud soojusehulgaga, s. t. absoluutne kasutegur näitab soojuse kasutatavuse astet masinas.

Masina silindris auru poolt sooritatud tööga ekvivalentse soojusehulga suhet katlast auruga saadud soojusehulka nimetatakse *sisemiseks* ehk *indikaatorlikuks* kasuteguriks

$$\eta_i = \frac{Al_i}{i_1 - q_n}, \tag{214}$$

kus l_i on 1 kg auru indikaatortöö;
i_1 — 1 kg auru entalpia (soojussisaldus);
q_n — katla 1 kg toite-kondensaadi entalpia.

Masina võllil arendatud kasuliku tööga ekvivalentse soojusehulga suhet katlast masinasse viidud soojusehulka nimetatakse *efektiivseks* kasuteguriks:

$$\eta_e = \frac{Al_e}{i_1 - q_n}, \tag{215}$$

kus l_e on 1 kg auru efektiivne töö.

Suhteliseks kasuteguriks nimetatakse tööks muundatud soojusehulga suhet nn. kasustatava soojusehulgaga, s. o. soojusehulgaga, mida võiks tööks muuta ideaalses ringprotsessis.

Suhteline kasutegur näitab seega tegeliku protsessi täiuslikkust ideaalse suhtes.

Sisemiseks suhteliseks kasuteguriks nimetatakse masina silindris auru poolt sooritatud tööga ekvivalentse soojusehulga suhet kasustatava soojusehulgaga

$$\eta_{oi} = \frac{Al_i}{i_1 - i_2}, \text{ ehk } \eta_{oi} = \frac{N_i}{N_T}, \tag{216}$$

kus $i_1 - i_2$ on kasustatav soojusehulk;
N_T — ideaalse masina teoreetiline võimsus.

Suhteliseks efektiivseks kasuteguriks nimetatakse efektiivse tööga ekvivalentse soojusehulga suhet kasustatava soojusehulgaga

$$\eta_{oe} = \frac{Al_e}{i_1 - i_2}, \text{ ehk } \eta_{oe} = \frac{N_e}{N_T}. \tag{217}$$

Suhteline efektiivne kasutegur arvestab tegeliku ringprotsessi kõrvalekaldumist ideaalsest ja mehaanilisi kadusid masinas.

Absoluutsete ja suhteliste kasutegurite vahelise seose võib väljendada järgmiselt:

$$\eta_i = \eta_{oi}\eta_t; \tag{218}$$

$$\eta_e = \eta_{oe}\eta_t = \eta_t\eta_{oi}\eta_m. \tag{219}$$

Kogu aurujõuseadme, kaasa arvatud ka katelseade, ökonoomsuse hindamiseks kasutatakse ökonoomsuse kasutegurit, mis kujutab endast masina võllilt saadava kasuliku tööga ekvivalentse soojusehulga suhet kütusega koldesse antud soojusega.

Ökonoomsuse kasuteguri võib määrata järgmistest seostest:

$$\eta_{ö} = \eta_{ka}\eta_e = \eta_{ka}\eta_m\eta_{oi}\eta_t, \qquad (220)$$

kus η_{ka} on katelseadme kasutegur.

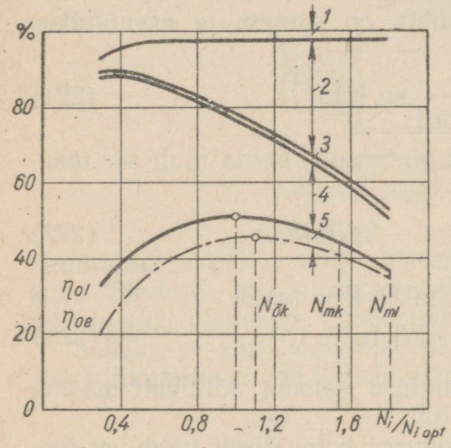
Orienteeruvateks arvutusteks toome praegusaegsete lokomobiilide kasutegurite väärtused.

Atmosfääri töötavatel lokomobiilidel П-25:

$$\eta_{ka} = 0{,}62; \quad \eta_t = 0{,}174; \quad \eta_{oi} = 0{,}617; \quad \eta_i = 0{,}108;$$
$$\eta_m = 0{,}880; \quad \eta_e = 0{,}095; \quad \eta_{ö} = 0{,}059.$$

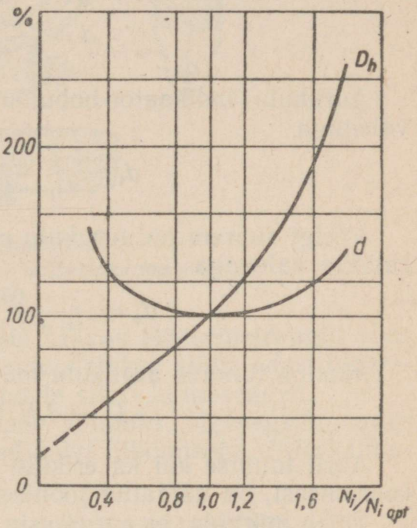
Auru kondensatsiooniga töötavatel lokomobiilidel СК-125:

$$\eta_{ka} = 0{,}760; \quad \eta_t = 0{,}284; \quad \eta_{oi} = 0{,}615;$$
$$\eta_i = 0{,}174; \quad \eta_m = 0{,}900; \quad \eta_e = 0{,}157;$$
$$\eta_{ö} = 0{,}120.$$



Joon. 168. Aurumasina suhteliste kadude ja suhteliste kasutegurite muutus olenevalt koormusest:

1 — kaod drosseldamisest sissevoolul; *2* — kaod ebatäielikust paisumisest; *3* — kaod drosseldamisest väljavoolul; *4* — soojusevahetuse ja ebatiheduse kaod; *5* — mehaanilised kaod; $N_{ök}$ — ökonoomiline võimsus; N_{mk} — maksimaalne kestev võimsus; N_{ml}^{max} maksimaalne lühiaegne võimsus.



Joon. 169. Auru tunnise ja erikulu olenevus masina koormusest:

d — auru erikulu; D_h — tunnine aurukulu.

Väga hästi valmistatud masinate ja väikeste katelseadmete puhul peab prof. Žiritski võimalikuks saavutada järgmisi kasutegureid:

$$\eta_{ka} = 0{,}85; \quad \eta_m = 0{,}95; \quad \eta_{oi} = 0{,}85; \quad \eta_t = 0{,}30;$$

$$\eta_ö = 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}30 = 0{,}206.$$

Sõltuvalt arendatavast võimsusest võib kasutegur tunduvalt muutuda. Võimsust, mille juures ökonoomiline ja suhteline efektiivne kasutegur on saavutanud maksimumi, nimetatakse aurumasina ökonoomseks võimsuseks. Masina võimsuse muutusel mõlemale poole ökonoomset režiimi langeb kasutegur ja kasvab auru erikulu.

Joonisel 168 on näidatud masina üksikute kadude ja suhteliste kasutegurite muutuse laad sõltuvalt koormusest. Koormuse suurenemisega suurenevad järsult kaod auru ebatäielikust paisumisest, kaod soojusevahetusest aga vähenevad. Graafikul võetakse optimaalseks indikaatorvõimsuseks $N_{i\,opt}$ võimsus, mille juures η_{oi} on maksimaalne.

Rankine'i ringprotsessi järgi töötava masina auru erikulu 1 HJh kohta määratakse valemiga

$$d = \frac{632}{i_1 - i_2} \text{ kg/HJh.}$$

Aurukulu indikaator-hobujõu kohta on suurem ja arvutatakse valemiga

$$d_i = \frac{632}{(i_1 - i_2)\,\eta_{oi}} \text{ kg/HJh.} \qquad (221)$$

Veelgi suurem on aurukulu efektiivhobujõu kohta ning see määratakse valemiga

$$d_e = \frac{632}{(i_1 - i_2)\,\eta_{oi}\,\eta_m} \text{ kg/HJ}h_e. \qquad (222)$$

Masina tunnine aurukulu määratakse avaldusest

$$D = d_e N_e = d_i N_i \text{ kg/h.} \qquad (223)$$

Auru tunnise kui ka erikulu muutuse iseloom, sõltuvalt masina koormusest, on näidatud joonisel 169.

Tuleb märkida, et aurumasin võimaldab tavaliselt tunduvat ülekoormamist. Aurumasina maksimaalne kestevvõimsus moodustab 1,25—1,50 ökonoomsest ja maksimaalne lühiaegne võimsus, millega masin võib töötada mitte üle 30 min, 1,35—1,70 ökonoomsest võimsusest.

XXVIII peatükk

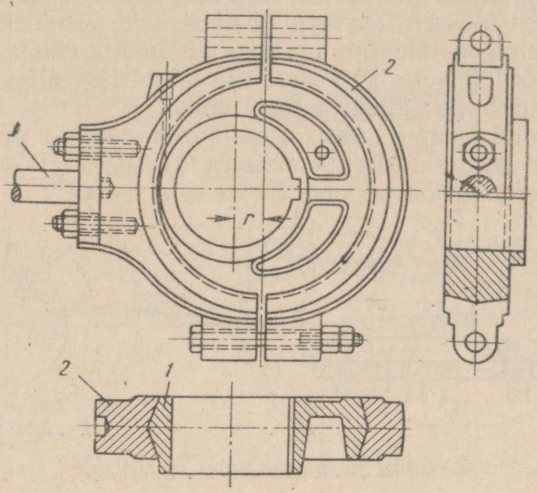
AURUMASINA AURUJAOTUS JA REGULEERIMINE

§ 142. SIIBERAURUJAOTUS

Töötava auru perioodiliseks sisselaskeks aurumasina silindrisse ja töötanud auru väljalaskeks kasutatakse aurujaotusmehhanismi.

Levinenuimaks on joonisel 159 näidatud siibriga aurujaotussüsteem. Karpsiibrile annab liikumise mööda siibrikarbi peegelpinda ekstsentrik, mille konstruktsioon on näidatud joonisel 170.

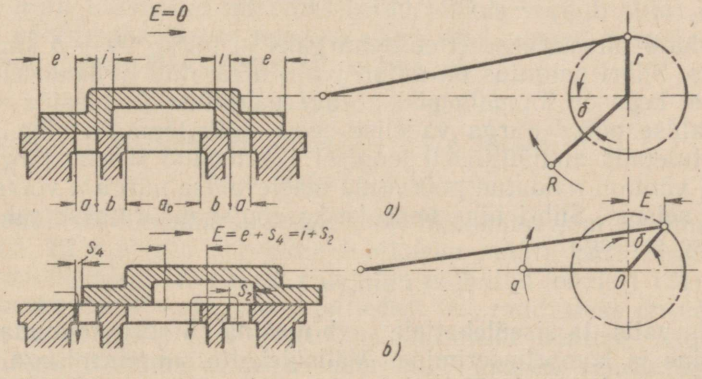
Väntvõllile on asetatud ekstsentriketas *1*. Ekstsentriketta ja võlli telg on üksteisest nihutatud suuruse *r* võrra, mida nimetatakse ekstsentrilisuseks. Ekstsentriketast ümbritsevad siibrivarrega *3* jäigalt



Joon. 170. Ekstsentrik:
1 — ketas; *2* — rangid; *3* — ekstsentriku tõmbits.

kinnitatud rangid *2*. Võlli pöörlemisel saavad ekstsentrirangid võnkuva liikumise, mis siibrivarre abil muudetakse siibri edasi-tagasiliikumiseks, ulatusega *r* mõlemale poole siibri keskasendist.

Selleks, et auru sisse- ja väljalase toimuks õigeaegselt, peab siibri liikumine olema kooskõlastatud kolvi liikumisega. Siibri liiku-



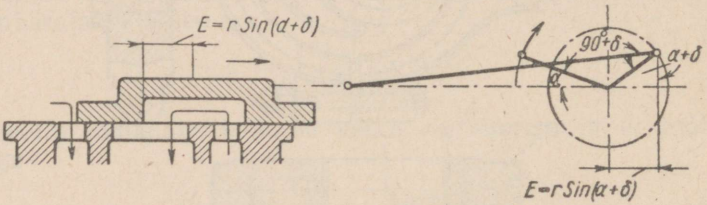
Joon. 171. *a* — siibri keskasend; *b* — siibri asend, kui masina kolb on surnud seisus.

mist on hakatud arvestama tema äärmiste asendite vahelisest keskseisust (joonis 171).

Keskseisus katab siiber auru sisselaskeaknad. Sel ajal toimub ühes silindri pooles töötava auru paisumine, teises pooles aga komprimeerimine. Selguse mõttes on ekstsenter skeemil asendatud vertikaalasendis oleva vändaga, mille raadius on r.

Siibri tööpind on pikendatud mõlemale poole üle aurukanalite: väljapoole välisülekatte e võrra ja sissepoole siseülekatte i võrra. Aurukanali laius on tähistatud tähega a. Masina vända ja ekstsentri üheaegsel pöördumisel algab sisselase silindrisse alles siis, kui siiber nihkub paremale välisülekatte e võrra.

Masina kolvi surnud seisus olles (joon. 171, *b*) peab auruaken olema avatud eelsisselaske s_4 ulatuses, millele vastab siibri nihkumine oma keskasendist pikkuse $E = e + s_4$ võrra.



Joon. 172. Siibri ja masina kolvi meelevaldne asend.

Silindri teises pooles peab samal ajal toimuma auru väljalase, milleks siibri sisemine serv peab olema auruakna avanud eelväljalaske suuruse võrra.

Et siiber võiks kirjeldatud asendit võtta, peab ta vänt aurumasina vända suhtes olema nihutatud nurga $90° + \delta$ võrra.

Sel juhul on siibri vända projektsioon siibri liikumissuunale võrdne siibri väljanihkumisega tema keskasendist

$$r \sin \delta = E = e + s_4.$$

Nurka δ nimetatakse ettetõttenurgaks ja nurka $90 + \delta$ kinnitusnurgaks. Siibri paigutus on antud juhul määratud ligikaudselt, eeldusel, et keps on lõpmata pikk. Siibri paigutuse ja masina vända meelevaldse pöördenurga vahelise seose võib lõpmata pika kepsu korral tuletada analüütiliselt joonisel 172 toodud skeemi järgi, kus masina vänt on näidatud pööratuna meelevaldse nurga α võrra oma surnud seisust. Siibri nihe tema keskasendist määratakse sel juhul järgmise seosega:

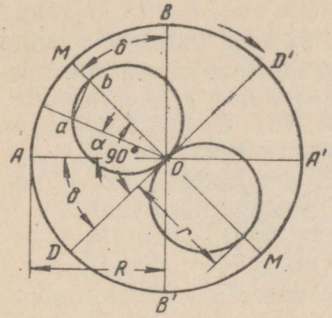
$$E = r \sin (\alpha + \delta).$$

Tänu välis- ja siseülekattele saab masina silindris toimuda auru paisumine ja komprimeerimine. Välisülekatte suurenemisega väheneb täiteaste, kuna siseülekatte suurenemisega suureneb surveaste. Juhul kui siibri liugepinnad vastaksid täpselt aurukanalite laiusele,

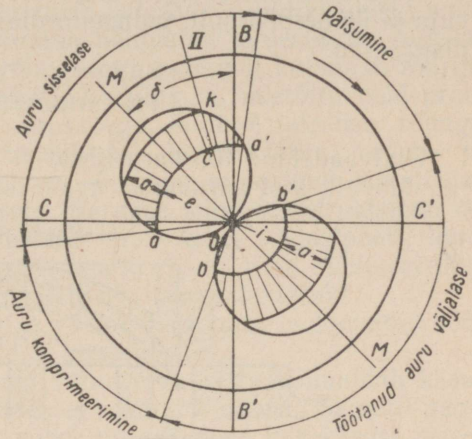
järgneksid auru sisselaske- ja väljalaskeprotsessid üksteisele ja masin töötaks ilma paisumiseta ning komprimeerimiseta. Masina ökonoomsus oleks sel juhul väga väike.

Siibri paigutuse näitlikumaks kujutamiseks ja auruakende lahtioleku suuruse määramiseks, sõltuvalt masina vända pöördenurgast, koostatakse siibridiagrammid.

Praktikas on enamlevinud joonisel 173 kujutatud siibri polaar-



Joon. 173. Siibridiagrammi ehitamine.



Joon. 174. Siibri polaardiagramm.

diagramm. Tõmbame masina vända raadiusega R joonestatud ringjoonele vertikaalse BB' ja horisontaalse diameetri AA'. Nurga δ all vertikaalsele diameetrile tõmbame vända pöörlemisele vastupidises suunas sirge MM, millele joonestame kaks ringjoont ekstsentrilisusele r võrduva diameetriga. Saadud ringjooni nimetatakse siibriringjoonteks. Läbi suure ringjoone keskpunkti siibriringjoonele nurga α all tõmmatud mistahes kõõlu pikkus võrdub siibri nihkele vända pöördumisel sama nurga α võrra oma surnud seisust.

Kolmnurgast Oab tõepoolest saame, et

$$Oa = Ob \sin \angle abO.$$

Pole raske märgata, et $\angle abO = \alpha + \delta$, järelikult

$$Oa = r \sin (\delta + \alpha) = E.$$

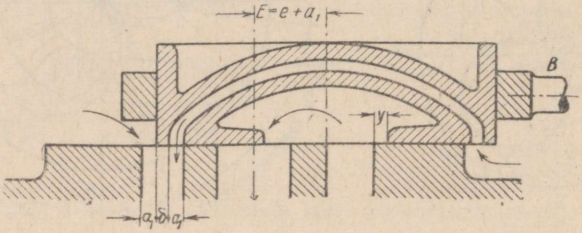
Saadud võrdus määrab seega siibri nihkumise suuruse oma keskasendist. Et määrata auruakna lahtioleku määra auru sisselaskel, tõmbame ülemisse siibriringi (nagu on näidatud joonisel 174) suure ringi keskpunktist kaks kaart, milledest ühe raadiuseks on välisülekate c, teisel aga $e + a$. Auruakna lahtioleku suuruse leidmiseks väljalaskel tõmbame alumisse siibriringi kaared raadiusega i ja $i + a$. Seega on masina vända meelevaldsel asendil $O—II$ siibri paigutus oma keskasendist määratud lõiguga KO ja akna lahtiolek

lõiguga *kc*. Kui masina vänt võtab asendi *Oa'*, lakkab auru sisselase ja algab paisumine. Alumisel ringil määratakse akna lahtioleku suurus väljalaskel. Auru väljalase algab masina vända jõudmisel asendisse *Ob'*, mil siiber on keskasendist nihkunud suuruse *i* võrra. Väljalase lõpeb vända asendis *Ob*. Vända pöördumisel punktist *b* punktini *a* toimub silindrisse jäänud auru komprimeerimine. Siibriringide viirutatud osa väljendab auruakende lahtioleku suurust.

Kasutades siibridiagrammi, võib määrata indikaatordiagrammi kuju ja ümberpöördult, indikaatordiagrammi abil võib ehitada siibridiagrammi.

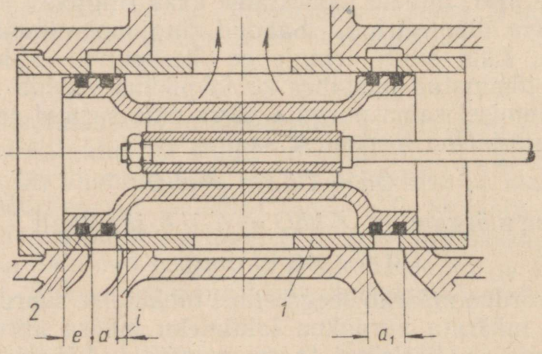
§ 143. SIIBRITE TÜÜPE

Ülalvaadeldud liht-karpsiibrid ei tööta väikese täiteastme puhul rahuldavalt, sest auruaknad avanevad siis tähtsusetul määral, mis-



Joon. 175. Auru kahekordse sisselaskega siiber.

tõttu toimub auru tugev drosseldamine. Palju täielikuma ning kiirema auru sissevoolu silindrisse tagavad kahekordse sisselaskega siibrid (joon. 175). Nimetatud siibritel on abikanal, mis võimaldab



Joon. 176. Silindrilise siibri konstruktsioon:
1 — hülss; *2* — rõngad.

ühesuuruse ekstsentrilisusega lihtsa karpsiibriga võrreldes saada kaks korda suuremat auru sisselaset. Vasakpoolse sisselaskekanali

avanemisel on abikanal parempoolel ületanud siibri peegelpinna äärmise ulatuse ja aur pääseb silindrisse üheaegselt kahel teel. Tulemusena kahekordistub auru sisselaskekanali avatud ristlõige ning väheneb auru drosseldamine sisselaskel.

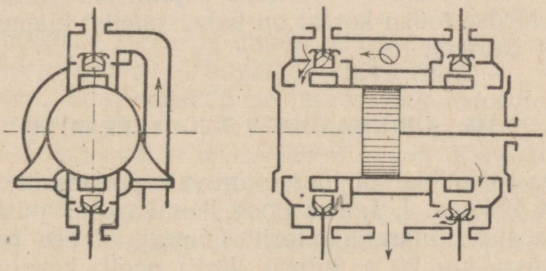
Kõik lamesiibrid, sõltumatult nende konstruktsioonist, on auru ühepoolse mõju all, mistõttu nad surutakse vastu siibri peegelpinda. Survejõud osutub seejuures küllaltki suureks ja võrdub siibri pinna ning siibrile väljast ja alt mõjuvate rõhkude vahe korrutisega. Koormatud siibri liikumapanemiseks tuleb kulutada küllaltki suurt jõudu. Ülekuumendatud auruga töötamine põhjustab lamesiibrite tugevat kaardumist, töötamine kõrge rõhuga aga tunduvat kulumist. Märgitud puudused piiravad lamesiibrite kasutamist, mistõttu neid praegusajal esineb vaid väikese võimsusega, kuni 8 ata-lise rõhuga niiske auruga töötavatel aurumasinatel. Lokomobiili-, veduri- ja statsionaarsetel aurumasinatel on kõige enam levinud silindrilise ehitusega tasakaalustatud siibrid. Sarnase siibri konstruktsioon on näidatud joonisel 176. Aur siseneb siibri karpi väljastpoolt; auru väljalase toimub keskmise kanali kaudu. Auru rõhu sümmeetrilise mõju tõttu võib siibrit lugeda täielikult tasakaalustatuks.

Silindrilisel siibril on sise- ja välisülekate ning ta sarnaneb töötamispõhimõttelt varemvaadeldud lamesiibritega.

Silindrilist siibrit on lihtsam valmistada ja ta võimaldab kasutada mistahes ülekuumendusastmega kõrgrõhuauru. Samuti nagu lamesiibri võib ka silindrilise siibri ehitada auru kahekordse sisselaskega läbi abikanali.

§ 144. KLAPPAURUJAOTUS

Siiber-aurujaotusmehhanismi puuduseks on: auru sisse- ja väljalase ühe ja sama akna kaudu; auru tunduv drosseldamine ja pikkadest aurukanalitest tingitud suur kahjulik ruum. Need puudused

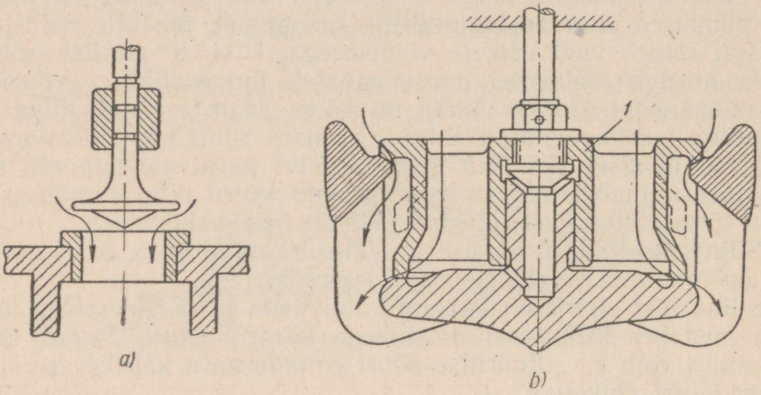


Joon. 177. Klappide asetuse skeem aurumasinal.

peaaegu puuduvad nelja aurukanaliga aurumasinatel ja otsevoolumasinatel, kus aurujaotusorganiteks on klapid, mõnikord aga ka silindrilised siibrid.

Nelja aurukanaliga masinates varustatakse kumbki silindripool

kahe, auru sisse- ja väljalaskeks ette nähtud klapiga. Silindri peale paigutatakse tavaliselt sisselaskeklapid, alla — väljalaskeklapid. Joonisel 177 on näidatud klappide paigutus nelja aurukanaliga masinal. Klappide käitamine, s. o. nende tõstmine ja langetamine toimub masina jaotusvõllile paigutatud ekstsentrikute või nukkide poolt. Konstruktsioonilt jaotatakse klapid üheistmelisteks, kaheistmelisteks, ja kolb- või siiberklappideks. Joonisel 178, *a* on näidatud üheistmelise klapi konstruktsioon. Ülalt mõjub klapile värske auru rõhk, mis pole altpoolt tasakaalustatud, ning seetõttu tuleb klapi tõstmiseks rakendada küllaltki suurt jõudu.



Joon. 178. Klappide konstruktsioone:
a — üheistmeline klapp; *b* — kaheistmeline klapp.

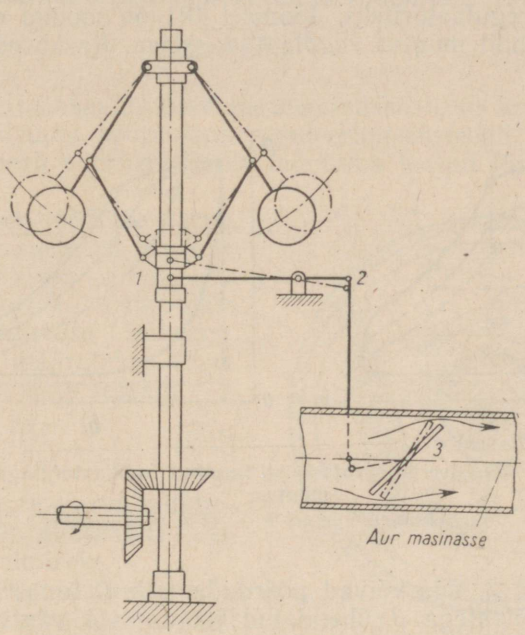
Kõige laialdasemalt on aurumasinatel levinud kaheistmelised klapid (joon. 178, *b*), mis kujutavad endast juhtpuksiga *1* ühendatud pöördkeha. Klapitaldriku tõusul voolab aur nooltega näidatud suundades üheaegselt läbi kahe ringpilu. Väikesest frontaalpinnast tingituna on säärase klapi tõstmiseks vajalik jõud väike. Üheistmelise klapiga võrdse tõusu korral on kaheistmelist klappi läbiv auruhulk 2 korda suurem.

§ 145. AURUMASINATE REGULEERIMINE

Esimesena rakendas masinas toimuvate protsesside automaatset reguleerimist 1765. a. I. I. Polzunov, kes kasutas püsiva veenivoo hoidmiseks katlas ujukregulaatorit. Olgugi, et see regulaator oli teise ülesandega kui 20 a. hiljem Watti poolt kasutusele võetud tsentrifugaalregulaator, sisaldas ta siiski kaasaegsete masinate ja mehhanismide reguleerimise üldideed ja printsiipe. Masinate reguleerimise inseneriteooria, mis moodustab omaette tehnilise distsipliini, töötati välja vene teadlaste I. A. Võšnegradski, N. J. Žukovski, N. I. Sidorovi jt. poolt. Aurumasinates on reguleerimise eesmärgiks masina antud kiirusrežiimi säilitamine muutlikul koormusel. Teiste

sõnadega peab reguleerimissüsteem automaatselt taastama hävinenud tasakaalu liikumis- ja takistusjõudude vahel.

Masina tööd reguleeritakse keskmise indikaatorrõhu muutmisega, drosseldades selleks silindrisse lastavat auru või muutes masina täiteastet. Joonisel 179 on näidatud drosselreguleerimine tsentrifugaalregulaatoriga. Pöörete arvu suurenemisel eemalduvad regulaatori raskused tsentrifugaaljõu mõjul teljest, tõstes seega



Joon. 179. Drosselreguleerimise skeem.

muhvi, mis hoobade süsteemi kaudu pöörab drosselklappi. Drosseldamise tagajärjel väheneb läbivoolava auru rõhk.

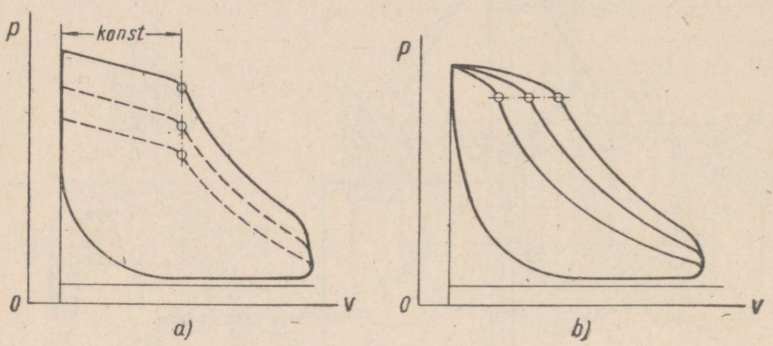
Muudatused, mis esinevad seejuures indikaatordiagrammil, on näidatud joonisel 180, *a*. Pidevajooneline diagramm iseloomustab masina tööd täiesti avatud drosselklapi korral. Kriipsjooned väljendavad diagrammi muutumist drosselklapi koomalenihutamisel. Keskmise indikaatorrõhu ja järelikult ka võimsuse vähenemine on antud juhul tingitud auru algparameetrite muutumisest püsiva täiteastme juures.

Auru tunduv drosseldamine madalatel koormustel põhjustab masina ökonoomsuse olulist langust. Kuid konstruktsiooni lihtsuse pärast kasutatakse drosselreguleerimist siiski mõnikord väikese võimsusega masinatel. Enamikul aurumasinatel toimub reguleerimine täite muutmisega.

Täite reguleerimisel ei muutu auru parameetrid peaaegu üldse,

järelikult jääb masina termiline kasutegur mistahes koormusel muutmatuks ja ökonoomiline kasutegur langeb koormuse vähenemisel vaid tähtsusetult. Täite reguleerimisega aurumasina indikaatordiagramm on näidatud joonisel 180, *b*.

Enamikul juhtudel saavutatakse täite muutmine siibriekstsentri asendi muutmisega regulaatori abil. Olemasolevaid tsentrifugaalkiirusregulaatoreid on hakatud liigitama nihutatava muhviga regulaatoriteks (joon. 179) ja ekstsentriku keskpunkti asendit muutvateks, nn. lameregulaatoriteks. Joonisel 181 on toodud ekstsentriku keskpunkti asendit muutva regulaatori skeem. Raskused *1* on ase-



Joon. 180. Reguleerimisprotsessist tingitud indikaatordiagrammi muutus:
a — drosselreguleerimine; *b* — täite reguleerimine.

tatud hoobadele *2*, mis võivad pöörduda telje *0* ümber. Hoobade otsad on tõmbitsatega *3* ühendatud jaotus- või väntvõllil asuva ekstsentrikuga. Pöörete arvu suurenemisel ületavad raskused *1* tsentrifugaaljõu mõjul vedrude pinge ja nihkuvad piirdele, pöörates seega tõmbitsate kaudu ekstsentrikut. Joonisel on hoobade ja raskuste asend maksimaalsel kõrvalekaldumisel näidatud kriipspunktjoonega. Vaadeldavates skeemides mõjuvad tsentrifugaalregulaatorid otseselt aurujaotusorganitele, mistõttu neid nimetatakse otsese mõjuga regulaatoriteks, erinevalt kaudse mõjuga regulaatoritest, kus aurujaotusmehhanismi ümberseadmine sünnib regulaatori toimimisjõudu suurendavate seadmete abil.

Olemasolevad kiirusregulaatorid pole võimelised säilitama konstantset pöörete arvu, nad vaid hoiavad pöörete arvu erinevatel koormustel mingites kindlates piirides.

Pöörete arvu muutumine saadakse muhvi ja kogu reguleerimise töömehhanismi uude asendisse ümberpaigutamise tulemusena. Süsteemi tasakaalustamiseks erinevates olekutes on tarvis ka erinevaid pöörete arve. Masina pöörete arvu sõltuvust ta võimsusest nimetatakse reguleerimise staatiliseks karakteristikuks. Joonisel 182 on staatiline karakteristik antud graafiku kujul. Kriipsjoon vastab siin

reguleerimissüsteemi töö teoreetilisele juhule, arvestamata hõõrdekadusid reguleerimisorganites. Koormuse lõpmata väikese muutuse korral muutub pöörete arv samuti lõpmata väikese suuruse võrra. Suhet

$$\delta_t = \frac{n_2 - n_1}{n_k} \qquad (224)$$

nimetatakse *masina käigu teoreetiliseks ebaühtluse astmeks*, kus

$$n_k = \frac{n_2 + n_1}{2}.$$

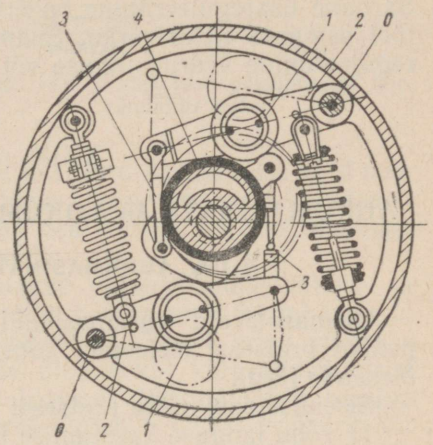
Et tegelik, tasakaalus olev reguleerimissüsteem hakkaks tegutsema, tuleb ületada hõõrdejõud reguleerimissüsteemi mehhanismides. Selleks peab pöörlemiskiirus muutuma teatud lõpliku suuruse võrra.

Minimaalset pöörete arvu, mis on vajalik süsteemi tasakaalust välja viimiseks ja seega ta liikuma panemiseks, määratakse regulaatori *tuimuse astmega*. Analüütiliselt määratakse regulaatori tuimuse aste seosega

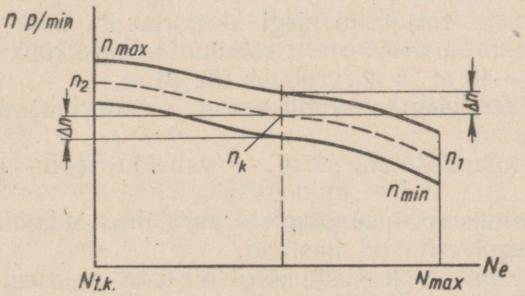
$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n_k}, \qquad (225)$$

kus $2\Delta n$ on pöörete arvu muutus, mis on tarvilik regulaatori tasakaalust väljaviimiseks.

Tuimuse aste sõltub kogu regulaatoris ja regulaatori poolt mõjutatavates aurujaotusorganites esinevatest hõõrdejõududest. Tuimuse aste kõigub piires 0,03—0,07 ja peab olema suurem hooratta ebaühtlusastmest.



Joon. 181. Lameregulaator:
0 — regulaatori hoobade telg; *1* — regulaatori raskused; *2* — regulaatori hoovad; *3* — regulaatori tõmbitsad; *4* — ekstsentrik.



Joon. 182. Regulaatori staatiline karakteristik.

Tavaliselt $\varepsilon = (1{,}8 - 2)\delta_h$. Pöörete arvu muutus sõltuvalt masina poolt arendatavast võimsusest määratakse tegelikes tingimustes seega kahe, graafikul reguleerimise staatilist karakteristikut kujutava pidevjoonelise kõvera kaasabil. Tühikäigu suurimate ja täiskoormuse vähimate pöörete arvu vahe jagatist keskmise pöörete arvuga nimetatakse masina täielikuks ebaühtluse astmeks

$$\delta = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_k}. \qquad (226)$$

Täieliku ebaühtluse astme suurus valitakse sõltuvalt masina ülesandest ning see on piires 0,03—0,12.

Olemasolevatel regulaatoritel on seadeldisi, mis võimaldavad muuta pöörete arvu antud koormusel, või ümberpöördult, muuta masina poolt arendatavat võimsust konstantse pöörete arvu juures. Sarnane lisareguleerimine on eriti vajalik mitme masina paralleeltööl samasse elektrivõrku. Enamikul juhul toimub niisugune lisareguleerimine vedru pinguse või hoobade pikkuse muutmisega.

XXIX peatükk

AURUMASINATE JA LOKOMOBIILIDE KONSTRUKTSIOON

§ 146. AURUMASINATE KLASSIFIKATSIOON

Olemasolevaid aurumasinaid klassifitseeritakse sisemise soojusliku protsessi iseloomu, konstruktiivsete iseärasuste ja masina ülesande järgi.

Sisemise soojusliku protsessi järgi liigitatakse aurumasinaid:

1) rõhu languse kasutamise järgi — ühekordse paisumisega ehk üheastmelised masinad ja mitmekordse paisumisega ehk mitmeastmelised masinad;

2) auru väljalaske järgi — kondensatsiooni-, atmosfääri- ja vasturõhumasinad. Vasturõhul töötamisel lastakse aur välja atmosfääri rõhust kõrgemal rõhul ja kasutatakse tavaliselt tehnoloogiliseks ja kütteotstarbeks;

3) kasutatava auru rõhu järgi — normaal-, kesk- ja kõrgrõhu aurumasinad; normaalseks auru rõhuks loetakse rõhku kuni 20 at, keskrõhuks 21—40 at ja kõrgrõhuks üle 40 at;

4) auru oleku järgi — küllastunud ja ülekuumendatud auruga töötavad masinad;

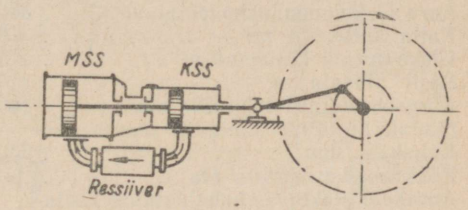
5) auru voolamissuuna järgi — vahelduvvoolu- ja otsevoolumasinad;

6) reguleerimismooduse järgi — auru drosseldamisega ja täite muutmisega reguleeritavad masinad.

Konstruktiivsete iseärasuste järgi liigitatakse aurumasinad:

1) auru rõhu järgi kolvile — ühepoolse ja kahepoolse rõhuga masinad;

2) silindrite arvu järgi — ühe- ja mitmesilindrilised masinad;
3) silindrite telje asendi järgi — lamavad, püst- ja kaldmasinad;
4) aurujaotusorganite konstruktsiooni järgi — klappidega, siibritega ja kraanaurujaotusega (harva kasutatav) aurumasinad;
5) silindrite vastastikuse asendi järgi — ühevändalised masinad, kus silindrite geomeetrilised teljed asuvad ühel sirgel (joon. 183), ja mitmevändalised masinad, kus silindrite teljed on üksteisega paralleelsed (joon. 167);
6) pöörlemissuuna järgi — ühesuunalise pöörlemisega ja reverseeritavad masinad;
7) pöörete arvu järgi — aeglasekäigulised (100—150 p/min), normaalpööretega (150—300 p/min) ja kiirekäigulised masinad (üle 300 p/min).



Joon. 183. Kahekordse paisumisega ühevändaline masin.

Ülesande järgi liigitatakse aurumasinad: statsionaarsed, veduri-, laeva-, lokomobiili- ja spetsiaalülesandelised masinad. Peale tavaliste aurumasinate, kus auru kasutatakse vaid soojuse muundamiseks mehaaniliseks tööks, on praegusajal laialdaselt levinud termofikatsioonmasinad, kus osa auru juhitakse masinast kütteks ja tehnoloogilisteks vajadusteks.

Termofikatsioonmasinad liigitatakse vasturõhumasinateks ja vaheltvõtuga masinateks. Esimesel juhul paisub aur 1,5 kuni 4 ata-ni ja juhitakse siis termofikatsiooni otstarbeks. Teisel juhul võetakse termofikatsiooniks vajalik aur selle üleminekul kõrgrõhusilindrist madalrõhusilindrisse (ressiivrist). Joonisel 183 näidatud masina korral on võimalik auru vaheltvõtt ressiivrist.

§ 147. LOKOMOBIILID

Lokomobiil kujutab endast aurujõuagregaati, kus aurumasin koos aurukatla ja abiseadmetega on ühendatud ühte tervikusse.

Enamikul juhul on lokomobiili kereks horisontaalne suitsutorukatel, millele on jäigalt kinnitatud aurumasin koos kõigi abiseadmetega.

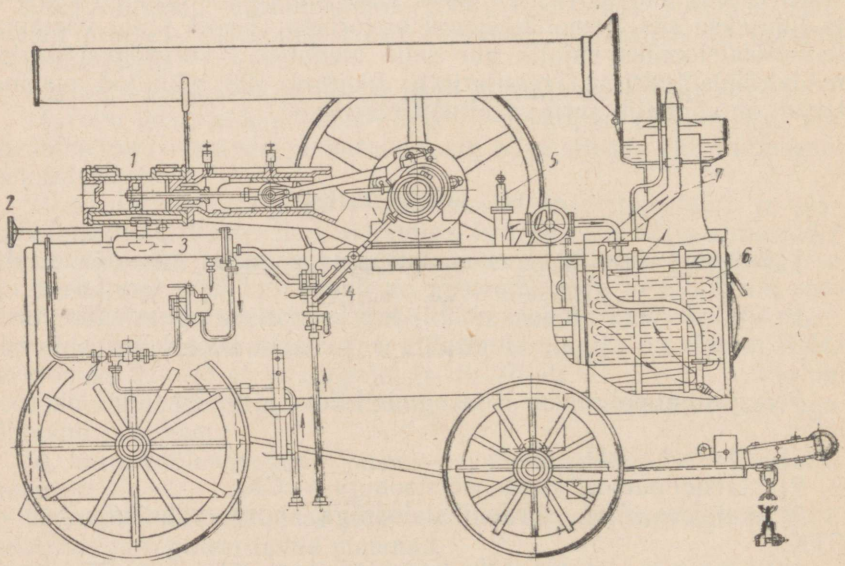
Praegusajal ehitatakse Nõukogude Liidus järgmist tüüpi lokomobiile:
1) liikuvad — П;
2) statsionaarsed, kondensatsiooniga — СК;
3) statsionaarsed, termofikatsiooniga, auru vaheltvõtuga — СТК;
4) statsionaarsed, termofikatsiooniga, vasturõhuga — СТ.

Tabelis 25 on antud erinevat tüüpi lokomobiilide tehnilised karakteristikud.

Tabel 25

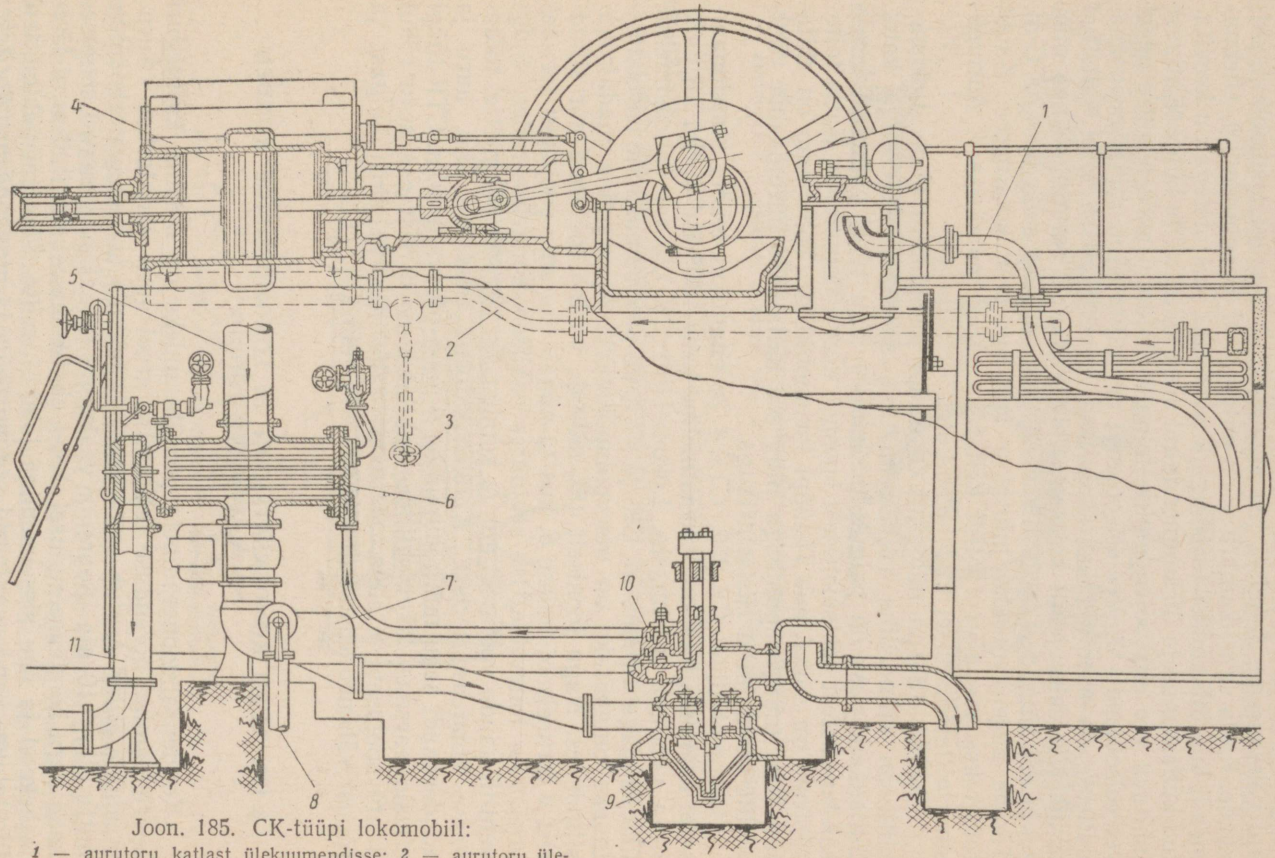
Lokomobiilide tehnilised karakteristikud

Näitaja	П-25	П-75	СК-125	СК-250	СТК-4	СТ-4
Normaalne võimsus HJ	25	75	125	250	350	250
Maksimaalne lühiaegne võimsus HJ	30	90	150	300	420	300
Pöörete arv minutis	300	280	280	187	187	250
Auru rõhk at	13	12	15	15	15	15
Auru ülekuumendustemperatuur °C	300	300	350	350	350	350
Katla küttepind m^2	8,35	21,7	22,9	49,2	72	72
Ülekuumendi küttepind m^2	3,47	10,0	23,6	46,6	61	61
Resti pindala m^2	0,53	0,88	1,04	1,35	2,18	2,18
Kõrgrõhusilindri läbimõõt mm	140	210	190	280	320	320
Madalrõhusilindri läbimõõt mm	—	—	370	560	640	—
Kolvikäik mm	230	340	360	470	520	480
Rõhk kondensaatoris ata	—	—	0,12	0,12	0,12	—
Aurukulu efektiivse hobujõutunni kohta kg/HJh_e	8,8	8	5,5	5,25	5,25	8,1
Kütusekulu ühe HJh kohta kg/HJh, kui $Q_t^k = 3000$ kcal/kg	2,8	2,6	1,8	1,75	1,75	2,6



Joon. 184. П-tüüpi lokomobiil:

1 — aurumasin; *2* — käivitusventiil; *3* — vee-eelsoojendi; *4* — plunžerpump; *5* — kaitseklapp; *6* — auruülekuumendi; *7* — töötanud auru väljalasketoru.



Joon. 185. CK-tüüpi lokomobiil:

1 — aurutoru katlast ülekuumendisse; *2* — aurutoru ülekuumendist masinasse; *3* — käivitusventiil; *4* — madalrõhusilinder; *5* — välja alasketoru; *6* — vee-eelsoojendi; *7* — kondensaator; *8* — jahutusvee juurdevoolutoru; *9* — märg-õhupump; *10* — toitepump; *11* — välja lasketoru atmosfääri.

Liikuvatel lokomobiilidel on ühesilindriline, atmosfääri töötav aurumasin. Mõnikord kasutatakse töötanud auru ka kütteotstarbeks. Sel juhul töötab masin vasturõhul 0,5—0,6 atü, mõnevõrra vähendatud võimsusega. Joonisel 184 on näidatud П-tüüpi lokomobiili üldvaade. Katla suitsukambrisse on paigutatud ülekuumendi *6*. Ülekuumendi kujutab endast torusiugude süsteemi, mis otstega on keevitatud küllastunud ja ülekuumendatud auru kollektorite külge. Katlasse juhitava vee ettesoojendamine toimub töötanud auru soojuse arvel vee-eelsoojendis *3*. Vee-eelsoojendi on kujundatud malmkorpusena, millesse on asetatud kaarekujulised, spetsiaalsesse resti valtsitud torud. Vee-eelsoojendi korpust läbiv töötanud aur annab osa oma soojusest siugudes voolavale veele, soojendades seda 60—70° C-ni. Tõmbe parandamiseks juhitakse töötanud aur korstnasse. Katelt toidetakse veega väntvõllilt käitatava plunžerpumbaga *4*. Aurumasina mittetöötamisel toidetakse katelt inžektoriga.

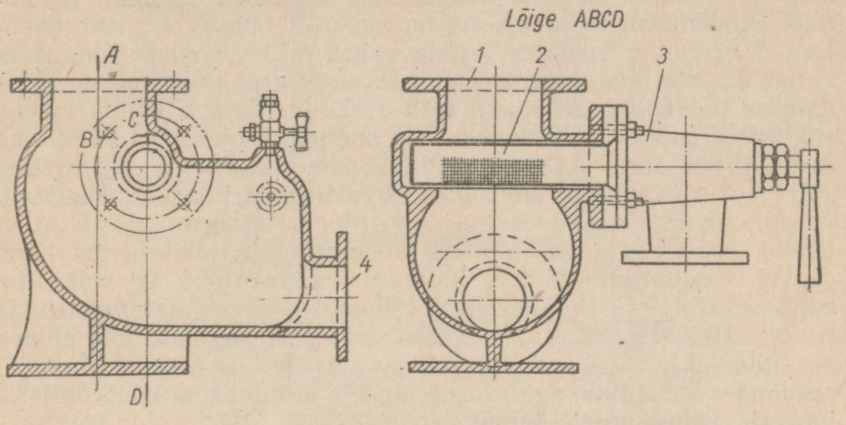
Joonisel 185 on näidatud СК-tüüpi lokomobiili lõige. Lokomobiilil on silindriline väljatõmmatava suitsutorusüsteemiga katel. Suitsukambrisse on paigutatud kambri kuju järgi painutatud, siksak-kujulistest sektsioonidest koosnev auruülekuumendi. Katla toitesüsteem on sama, mis П-tüüpi lokomobiililgi. Toitepump on ehitatud koos märgõhupumbaga ning see käitatakse aurumasina väntvõllile seadistatud ekstsentrikuga.

Lokomobiilidel СК-250, СТК-4 ja enamikul teistel statsionaarsetel lokomobiilidel on kaheastmeline kahe 180°-lise nurga all paikneva vändaga aurumasin. Lokomobiilil СК-125 on kaheastmeline ühe vändaga aurumasin. СК- ja СТК-tüüpi aurumasinate iseloomustavaks omapäraks on otsevoolupõhimõtte kasutamine madalrõhusilindrites. Nagu jooniselt 185 nähtub, voolab töötanud aur silindrist *4* torueelsoojendisse *6*, kus ta annab osa oma soojusest torudes voolavale toiteveele, ise seejuures osaliselt kondenseerudes. Sulgventiili kaudu voolavad aur ja kondensaat segamispõhimõttel töötavasse kondensaatorisse. Kondensaatorist imetakse õhu, auru ja kondensaadi segu märgõhupumba *9* poolt pidevalt välja. СТК-tüüpi statsionaarsetes lokomobiilides juhitakse ressiivrist osa auru rõhul 3 atü soojusetarbijatele. Sõltuvalt vaheltvõetava auru hulgast ja rõhust väheneb vastavalt aurumasina võimsus.

§ 148. AURU KONDENSATSIOON JA LOKOMOBIILIDE KONDENSAATORITE TÜÜBID

Kondensatsioonseadmete põhiülesandeks on masina kasuteguri suurendamine hõrenduse tekitamise arvel auru väljalaskel. Aurumasinate puhul osutub otstarbekaks kasutada kondensaatoris rõhke mitte alla 0,10 ata. Suurema vaakuumi korral suurenevad soojusekaod auru kondenseerumisel, kolvi ebatihedusest tingitud auru läbilaskekaod ja õhu sisseimemine läbi tihendite. Töötamispõhimõttelt liigitatakse kondensaatoreid *segamistüüpi* ja *pindkondensaatoriteks*.

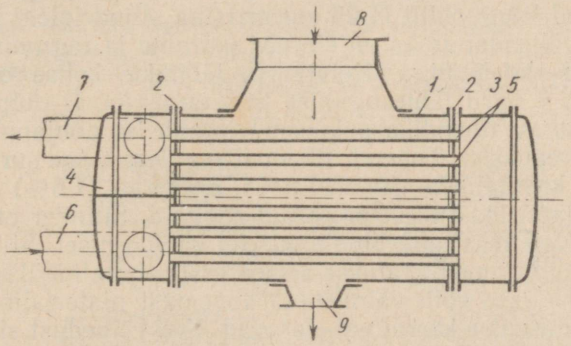
Segamiskondensaatorites puutub jahutusvesi otseselt kokku auruga. Pindkondensaatorites juhitakse soojus eemale konvektiivsel teel, s. o. toimub soojuseülekanne läbi pinna, mida ühelt poolt ümbritseb jahutusvesi, teiselt poolt aga kondenseeritav aur. Lokomobiilseadmetes



Joon. 186. Ljudinovi tehase segunemiskondensaator lokomobiilile CK-125:
1 — aurutoru; *2* — väikeste avadega toru; *3* — kraan; *4* — kondensaadi äravoolutoru.

kasutatakse kõige enam auru ja vee paralleelvooluga segamiskondensaatorit.

Joonisel 186 on näidatud lokomobiili CK-125 auru ja vee paral-



Joon. 187. Pindkondensaatori skeem:
1 — korpus; *2* — torulaud; *3* — torud; *4* ja *5* — veekambrid; *6* ja *7* — veetorud; *8* — aurutoru; *9* — kondensaaditoru.

leelvooluga segamiskondensaatori skeem. Aur siseneb kondensaatorisse toru *1* kaudu; vesi voolab torus *2*, läbib selle väikesi avasid ja piserdub, mille tulemusena ta seguneb hästi auruga ja kondenseerib seda. Sarnaste kondensaatorite põhilisteks eelisteks on ehituse lihtsus, töökindlus ja suhteliselt väike veekulu, mis tavaliselt ei

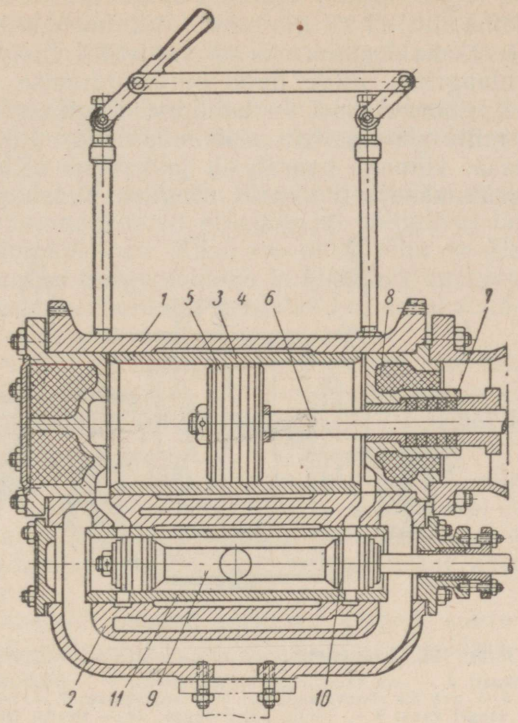
ületa 15—25 kg 1 kg auru kohta. Puudusteks on kondensaadi kvaliteedi halvenemine jahutusveega segunemise tõttu.

Neil juhtudel, kus toitevesi on sooladerikas ja kondensaati kasutatakse katla toitmiseks, segamiskondensaatorit ei soovitata kasutada. Nimetatud juhtudel kasutatakse tavaliselt pindkondensaatoreid. Pindkondensaatori skeem on toodud joonisel 187. Aur siseneb toru *8* kaudu ja voolates torude vahel, milles voolab jahutusvesi, annab ära osa oma soojusest ning kondenseerub. Kondensaat eemaldatakse pidevalt pumba abil toru *9* kaudu. Toru *6* kaudu kondensaatorisse voolav vesi muudab oma suunda, soojeneb ja väljub kondensaatorist toru *7* kaudu. Pindkondensaatoritega saavutatakse palju suurem vaakuum kui segamiskondensaatoritega, kuid nad vajavad tunduvalt suuremal hulgal jahutusvett. Viimase kulu sõltub vee temperatuurist kondensaatorisse voolamisel ja tekitatavast hõrendusest. Keskmiselt kulub 1 kg auru kohta 40—50 kg vett. Pindkondensaatorid on laialdaselt tarvitusel auruturbiinseadmetes. Iga kondensatsioonseadme vältimatuks osaks on pumbad, mis pidevalt eemaldavad kondensaati ning niiske auru ja õhu segu. Lokomobiilseadmetes kasutatakse selleks otstarbeks aurumasina väntvõllilt käitatavaid kolb-märgõhupumpi.

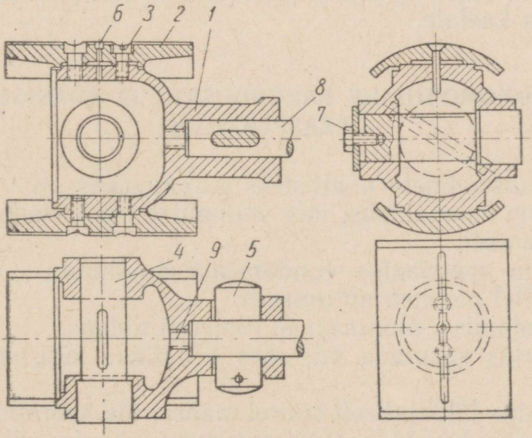
§ 149. LOKOMOBIILI AURUMASINA PEAMISED DETAILID

Lokomobiili aurumasina silinder valatakse koos siibrikarbiga, mis aurukanalite kaudu on ühendatud silindri pooltega. Joonisel 188 on näidatud lokomobiili П-25 aurumasina silindriploki lõige. Soojusekadude vähendamiseks on silindri eesmine ja tagumine kaas kaetud asbestisolatsiooniga. Kolvivarre läbimise kohas on esikaanes tihendikarp *7* auru läbitungimise takistamiseks. П-tüüpi lokomobiilidel kasutatav tihendikarp koosneb pronksist põhjapuksist, topendist ja survepuksist. Topendi tihedust reguleeritakse survemutritega. Topendiks kasutatakse tina (97,5%), antimoni (1,5%) ja inglistina (1,0%) sulami laastudest pressitud rõngaid. Silinder on varustatud kahe kraaniga masina läbipuhumiseks käivitamisel. Silindri ja siibrikarbi tööpind moodustatakse sissepressitud malmhülssidest. Sissepandavaid hülsse võib valmistada kõvemast materjalist kui korpus ja nad on kulumise korral vahetatavad. Kolvi tihedust silindris tagavad vetruvad rõngad *5*, mis asetsevad kolvi silindrilise pinna soontes. Rõngaste vetruvuse saavutamiseks valmistatakse nad silindri läbimõõdust pisut suurema läbimõõduga ja lõigatakse seejärel ühest küljest lahti.

Lokomobiili aurumasina väntmehhanismis ühendatakse kolvivars kepsuga šarniirliigendi — ristpea kaudu (joon. 189). Kolvivars ühendatakse ristpeaga kiilu *5* abil, keps aga poldiga *4*. Ristpea tugineb juhtpindadele malmist liuguritega *2*. Lokomobiilmasinate väntvõllid ehitatakse ühe ja kahe põlvega. Kahepõlvelistel väntvõllidel asetsevad vändad üksteise suhtes 180°-lise nurga all. Põlvede sää-

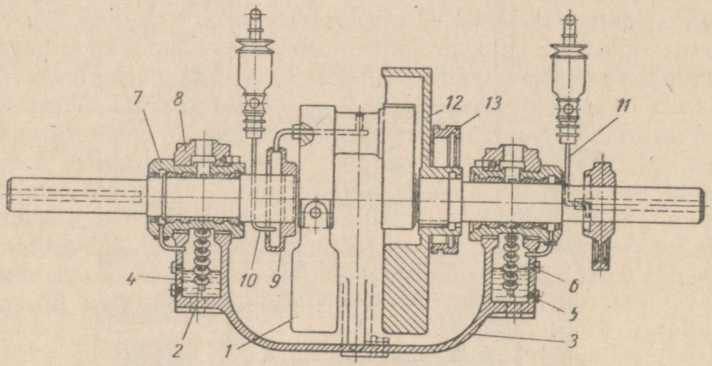


Joon. 188. Liikuva lokomobiili П-25 aurumasina silindriplokk:
1 — aurusilinder; *2* — siibrikarp; *3* — silindrihülss; *4* — kolb; *5* — kolvirõngad; *6* — kolvivars; *7* — tihenduskarp; *8* — silindri kaas; *9* — siiber; *10* — siibri rõngas; *11* — siibrihülss.



Joon. 189. Ristpea:
1 — ristpea korpus; *2* — liugur; *3* — liuguri kinnituspolt; *4* — ristpea polt; *5* — kiil; *6* — õlitamisava; *7* — stopperkruvi; *8* — kolvivars; *9* — ava kolvivarre väljasurumiseks pesast.

rane paigutus tagab masina suurema käiguühtluse. Joonisel 190 on näidatud lokomobiili П-25 väntvõll. Väntmehhanismis tekkivate inertsjõudude tasakaalustamiseks on väntvõllil vastukaalud *1*. Võll pöörleb raamlaagrites, mille liuad on hõõrdumise vähendamiseks tehtud antifriktsioonsulamist — babiidist. Tugilaagreid määritakse õlitusketiga, mille alumine osa asub määrdeõlis. Pöörlemisel kisub võll ketti kaasa; viimane haarab õli ja kannab selle võlli kaelale. Mõnikord kasutatakse keti asemel rõngast. Kepsu põlvlaagrit õli-



Joon. 190. Lokomobiili П-25 aurumasina väntvõll:

1 — vastukaal; *2* — ava raamlaagri kinnitamiseks; *3* — laagri korpus; *4* — õlituskett; *5* — ava õli sissevalamiseks; *6* — signaalava; *7* — laagri ülemine pool; *8* — laagri kaas; *9* — vända õlitusrõngas; *10* — toruke õli juhtimiseks rõngasse; *11* — toruke õli juhtimiseks toitepumba ekstsentrikule; *12* — regulaatori korpus; *13* — siibriekstsentrik.

tatakse tilkõlitaja abil, mis annab õli paiskrõngale *9*. Tsentrifugaaljõu mõjul surutakse määrdeõli torukese ja väntvõlli puuritud kanali kaudu vända kaelale.

§ 150. LOKOMOBIILIDE RAKENDUSALA JA EDASISE ARENGU PERSPEKTIIVID

Lokomobiilseadmete põhilisteks paremusteks on:

a) seadme kompaktsus, mis võimaldab vähendada kulutusi ehituste püstitamisel;

b) masina spetsiaalse vundamendi puudumine; vundamendiks on katel, millel paikneb aurumasin;

c) teenindamise, montaaži ja remondi lihtsus;

d) võimalus kasutada mistahes kohalikke kütuseid ja tootmisjäätmeid;

e) võimalus lühiajaliselt suurel määral üle koormata;

f) võimalus kasutada töötanud auru tehnoloogiliseks ja kütteotstarbeks.

Märgitud paremuste tõttu on lokomobiilid väga laialdaselt kasu-

tamisel kuni 1000 HJ üldvõimsusega jõuseadmetes. Ekspluateerimise kindlus ja võimalus kasutada kütteks tootmisjäätmeid lasevad lokomobiile edukalt konkureerida ökonoomsemate gaasigeneraatorseadmetega.

Eriti otstarbekaks osutub lokomobiili kasutamine elektrienergia ja soojuse kombineeritud tootmisel. Sel juhul võib seadme kasuteguri viia kuni 50—60%-ni.

Vastavalt partei ja valitsuse otsustele tehnika edasiseks juurutamiseks põllumajanduses on praegusajal põhjalikul läbivaatamisel lokomobiili tüübi küsimus. Käsil on auru rõhu ja ülekuumendustemperatuuri tunduv kõrgendamine ja üleminek vananenud, metallimahukatelt konstruktsioonidelt kergetele, veetorukateldega ja kiirekäiguliste aurumasinatega aurujõuseadmetele.

1953. a. alustasid Põllumajanduse Ministeeriumi tehased loomakasvatusfarmide kompleksseks mehhaniseerimiseks ja elektrifitseerimiseks ettenähtud kerge aurujõuseadme ЛПУ-1 ВИМ seeriaviisilist tootmist.

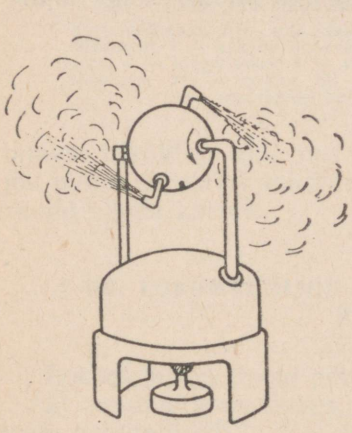
Nimetatud seadmel on 20 at rõhuga ja 380° C ülekuumendustemperatuuriga auru tootev veetorukatel. Aurumasin töötab vasturõhul ja arendab pööretel 1000 p/min maksimaalselt 40 HJ võimsust. Seadme kogukaal on 2020 kg. Töötanud aur kasutatakse termofikatsiooniks.

Lähematel aastatel peavad sarnased kerged, suure võimsusega aurujõuseadmed põllumajanduslikus tootmises leidma kõige laialdasemat kasutamist.

XXX peatükk

AURUTURBIINID

Auruturbiinideks nimetatakse masinaid, kus auru potentsiaalne energia muudetakse algul kineetiliseks energiaks ja viimane omakorda turbiinivõlli pöörlemise mehaaniliseks energiaks. Esimesi katseid auru kineetilise energia rakendamisel mehaanilise töö saamiseks tegi Heron Aleksandriast 150 aastat enne meie ajaarvamist. Joonisel 191 on kujutatud pöörlev õõneskera, millest painutatud torude kaudu voolab suure kiirusega välja auru. Kera pöörleb reaktiivjõu mõjul, mis on suunatud vastupidi auru väljavoolule. Venemaal valmistas auruturbiinide mudeleid Polikarp Salessov 1806.—1813. a. Suzinski tehases Altais.



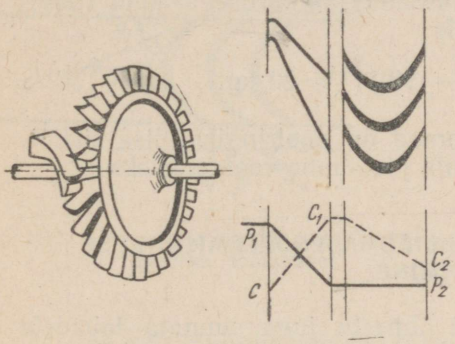
Joon. 191. Heroni turbiini mudel.

Praktiliseks otstarbeks hakati auruturbiine rakendama alles möödunud sajandi lõpul, pärast seda kui Laval oli kasutusele võtnud paisumisdüüsi, mis võimaldas potentsiaalset energiat täielikult muuta kineetiliseks energiaks. Auruturbiini eeliseks aurumasinaga võrreldes on ta kiirekäigulisus, suur suhteline ökonoomsus, ehituse lihtsus ja suurte võimsuste koondamine ühte agregaati. Nüüdisajal on auruturbiin soojuselektrijaamade põhiliseks masinatüübiks.

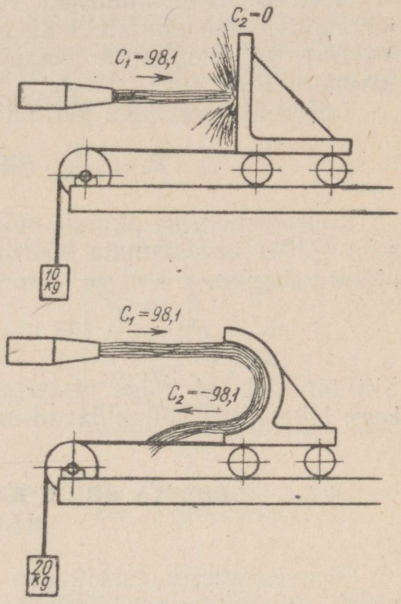
§ 151. AKTIIVTURBIINID

Aktiivturbiinideks nimetatakse turbiine, kus aur paisub lõplikult liikumatutes düüsides ja voolab siis töölabadele; mehaaniline energia saadakse aurujoa kiiruse ja suuna muutuse tõttu turbiini

rootori labadel. Töölabadele sissevoolul ja neist väljudes jääb auru rõhk muutumatuks, mistõttu aktiivturbiine mõnikord nimetatakse ka püsivrõhu turbiinideks. Joonisel 192 on näidatud lihtsa aktiivturbiini skeem koos düüsi ja töölabadel esineva auru rõhu ja absoluutse kiiruse muutuse graafikutega. Graafikust nähtub, et auru rõhk langeb düüsis väärtuseni p_2 ja jääb voolamisprotsessis mööda labasid konstantseks. Auru absoluutne kiirus suureneb düüsis c_1-ni ja väheneb seejärel labasid läbides c_2-ni. 1 kg auru teoreetiline kineetiline energia, mida on võimalik muuta tööks, määratakse kineetilise energia võrrandist:



Joon. 192. Aktiivturbiini skeem ja auru rõhu ning kiiruse muutumise graafik düüsis ja töölabadel.



Joon. 193. Aurujoa mõju skeem erineva kujuga pindadele.

$$l_a = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \text{ kgm/kg.}$$

Auru kineetilise energia täielikuks kasutamiseks tuleb püüda, et auru sissevoolukiirus labadele oleks suurim, absoluutne väljavoolukiirus läheneks aga nullile.

Auru poolt liikumatutele labadele avaldatava jõu võib määrata jõu impulsina, mis on võrdne liikumishulga geomeetrilise juurdekasvuga:

$$P\tau = \frac{G}{g}(c_1 - c_2),$$

kus τ on aurujoa mõjumise kestus sekundites;
G — düüsist aja τ vältel väljuv aurukogus kg;
c_1 — auru absoluutne sissevoolukiirus labadele;
c_2 — auru absoluutne väljavoolukiirus labadelt.

Kui $\tau = 1$ sek, avaldub valem kujul

$$P = \frac{G_1}{g}(c_1 - c_2), \qquad (227)$$

kus G_1 on aurukulu sekundis kg/sek.

Et selgitada laba kuju mõju turbiini tööle, vaatleme joa poolt joonisel 193 näidatud kahele liikumatule pinnale avaldatavat mõju.

Uurimise hõlbustamiseks võtame erijuhuna tingimuse, et ühes sekundis voolab pinnale 1 kg auru kiirusega 98,1 m/sek. Edasiselt oletame, et liikumatule tasapinnale mõjudes on auru lõppkiirus võrdne nulliga.

Tasapinnale mõjuva jõu määrame järgmisest avaldusest:

$$P_1 = \frac{1}{9{,}81} \cdot (98{,}1 - 0) = 10 \text{ kg}.$$

Kõverjoonelisele pinnale mõjuva aurujoa lõppkiiruse loeme võrdseks (jättes arvestamata hõõrdumiskaod) algkiirusega, kuid vastupidise märgiga, s. t. $c_2 = -c_1$. Siis

$$P_2 = \frac{1}{9{,}81}[98{,}1 - (-98{,}1)] = 20 \text{ kg}.$$

Siit järeldub, et kõige otstarbekamad on poolringikujulise ristlõikega labad, mis võimaldavad muuta joa suuna vastupidiseks.

§ 152. TÖÖRATTA KÕIGE KASULIKUMA PÖÖRLEMISKIIRUSE MÄÄRAMINE

Olemasolevates turbiinides ei õnnestu juga suunata labadele nende liikumissuunas. Tavaliselt moodustab juga labade liikumissuunaga teatud nurga. Auru kiirus turbiini labadel määratakse nii suuruse kui suuna poolest kiiruskolmnurkade ehitamisega (joon. 194).

Kiiruse w_1 suurus ja suund liikuva laba pinna suhtes määratakse laba ringkiiruse u geomeetrilise lahutamisega auru absoluutsest sisenemiskiirusest c_1 labadele. Auru suhtelise kiiruse ja tööratta tasapinna vahelist nurka β_1 nimetatakse sisenemisnurgaks. Auru löögituks sisenemiseks töölabadele peavad viimaste siseservad moodustama tööratta tasapinnaga nurga β_1.

Auru suhteline väljumiskiirus w_2 on tavaliselt suhtelisest sisenemiskiirusest väiksem, tingituna auruosakeste hõõrdumisest vastu labasid ning pööriste tekkimisest. Auru suhteline väljumiskiirus määratakse avaldusest

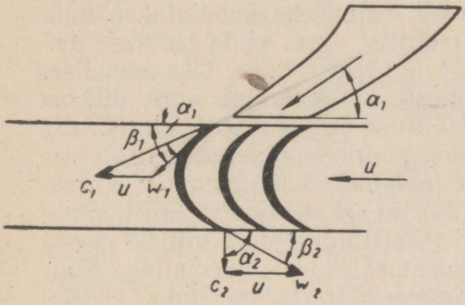
$$w_2 = \psi w_1,$$

kus ψ on kiiruskoefitsient, mis arvestab kahjulike takistuste mõju (võetakse võrdseks 0,7—0,9).

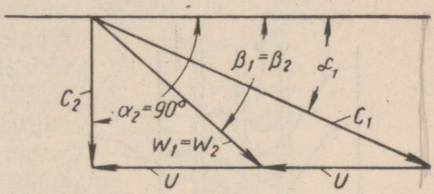
Auru absoluutne väljumiskiirus c_2 töölabadelt määratakse auru suhtelise kiiruse w_2 ja ringkiiruse u geomeetrilise liitmise teel.

Auru absoluutne väljumiskiirus iseloomustab turbiini labadel kasutamata jäänud kineetilise energia kogust. Maksimaalse töö saamiseks peab auru absoluutne väljumiskiirus lähenema nullile. Selleks antakse tööratta labade väljumispoolele säärane kuju, mille juures suhtelise kiiruse suund on vastupidine tööratta pöörlemiskiirusele.

Auru absoluutse väljumiskiiruse turbiini labadelt ja tööratta pöörlemiskiiruse vahelise sõltuvuse selgitamiseks liidame kiiruskolmnurgad eeldusel, et $\beta_1 = \beta_2$, jättes arvestamata suhtelise kiiruse kaod auru hõõrdumisest töölabadel (joon. 195). Paigutame kiiruskolmnurgad kokku nii, et kiirused w_1 ja w_2 langeksid ühte.



Joon. 194. Auru kiiruse muutus aktiivturbiini töölabadel.



Joon. 195. Üheastmelise aktiivturbiini kiiruskolmnurgad.

Saadud kujundit uurides tuleme järeldusele, et kiiruse c_2 vähim suurus saadakse $\alpha_2 = 90°$ juures. Sellele nurga α_2 väärtusele vastab täiesti kindlaksmääratud suurusega ringkiirus, mida väljendab järgmine seos:

$$2u = c_1 \cos \alpha_1,$$

või

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}. \qquad (228)$$

Olemasolevates aktiivturbiinides võetakse soodsaima $\frac{u}{c_1}$ suhtena 0,45—0,48. Tööratta kiiruse arvutamisel võetakse auru absoluutne sisenemiskiirus turbiini labadele võrdseks auru väljumiskiirusega düüsist, arvestades ühtlasi mehaanilistest takistustest tingitud kiirusekadusid.

Auru väljumiskiirus düüsist arvutatakse valemiga

$$c_1 = 91{,}53\, \varphi \sqrt{i_1 - i_2}, \qquad (229)$$

kus φ on kiiruskoefitsient, mis arvestab kiirusekadu düüsis (veeaurul $\varphi = 0{,}92—0{,}98$).

Näide. Arvutada üheastmelise aktiivturbiini tööratta pöörlemiskiirus, kui auru algrõhk on 30 ata, ülekuumendustemperatuur 400° C, rõhk kondensaatoris 0,05 ata, $\varphi = 0{,}95$ ja suhe $\frac{u}{c_1} = 0{,}45$.

Arvutame väljumiskiiruse valemiga (229):

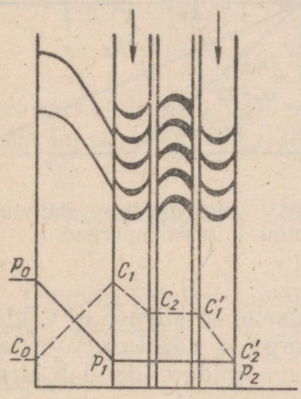
$$c_1 = 91{,}53\,\varphi\,\sqrt{i_1 - i_2} = 91{,}53 \cdot 0{,}95\,\sqrt{771{,}4 - 503} = 1424 \text{ m/sek.}$$

Ringkiiruse arvutame seosest

$$u = 0{,}45 c_1 = 0{,}45 \cdot 1424 = 641 \text{ m/sek.}$$

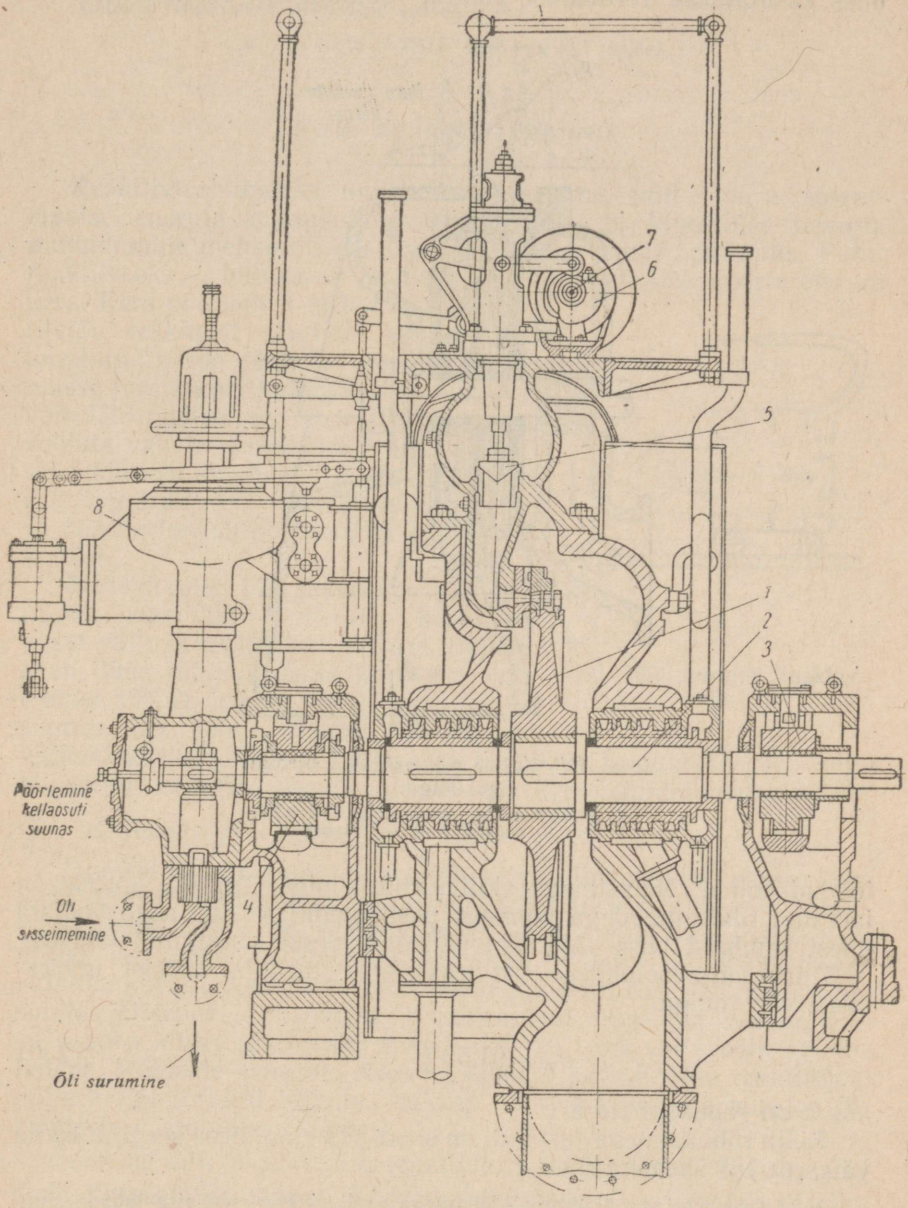
§ 153. AKTIIVTURBIINI KIIRUS- JA RÕHUASTMED

Auruturbiinseadmete ökonoomsuse tõstmiseks kasutatakse nüüdisaegsetes turbiinides kõrgeparameetrilist auru, mida lastakse paisuda kuni kondensaatori 0,05—0,04 ata-lise rõhuni. Üheastmelises aktiivturbiinis põhjustab soojuslanguse suurenemine auru düüsist väljumiskiiruse ja järelikult ka tööratta ringkiiruse suurenemist, mida piirab aga tööratta ja labade vastupidavus. Kiirustel üle 400 m/sek tekivad tööratastes niisugused tsentrifugaaljõud, millele ei pea vastu olemasolevad materjalid. Suur soojuslangus tööratta mõõduka pöörlemiskiiruse juures saavutatakse praegusaegsetes turbiinides kiirus- ja rõhuastmete kasutamisega. Joonisel 196 on näidatud kahe kiirusastmega aktiivturbiini läbivooluosa skeem koos rõhu ja kiiruse muutuse graafikuga turbiini düüsis ja labadel. Turbiini düüsides toimub auru täielik paisumine kuni rõhuni p_1, kusjuures absoluutne kiirus suureneb c_1-ni. Esimeses kiirusastmes kasutatakse auru kiirus vaid osaliselt. Edasi voolab aur kiirusega c_2 liikumatutesse juhtlabadesse, muudab seal oma suunda ja voolab teise astmesse, kus annab oma ülejäänud kineetilise energia pöörlevale töörattale.



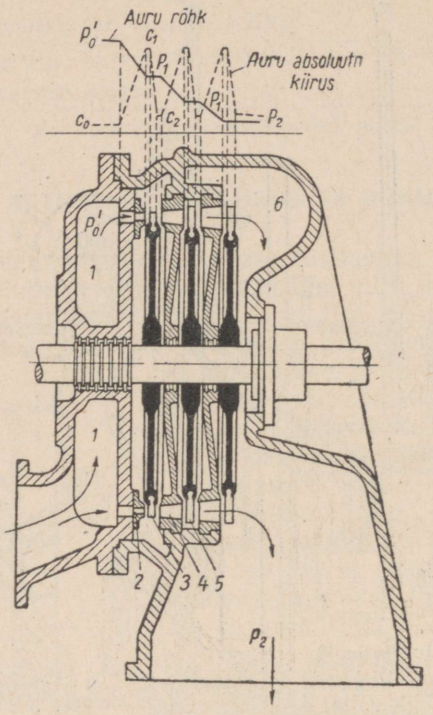
Joon. 196. Aktiivturbiini läbivooluosa skeem.

Kahe kiirusastme korral on tööratta pöörlemiskiirus 2 korda väiksem kui üheastmelisel turbiinil. Kiirusastmetega aktiivturbiini puuduseks on aga kineetilise energia suur kadu labadevahelisest hõõrdumisest. Ehituse lihtsuse ja töökindluse tõttu kasutatakse kiirusastmetega turbiine väiksemate ventilaatorite, turbokompressorite ja tsentrifugaalpumpade ajamina. Joonisel 197 on näidatud Leningradi Neeva tehase poolt toodetud kahe kiirusastmega aktiivturbiin. Aur voolab turbiini läbi reguleerimisklappide *5*, mida juhitakse võllile *7* kinnitatud nukkseibidega. Võlli pöördumisel avanevad klapid järgemööda, lastes auru üksikutesse düüside gruppidesse. Võll *7* pannakse pöörlema regulaatoriga *8* ühendatud servomootori poolt.



Joon. 197. Lenini-nimelise Neeva tehase kahe kiirusastmega auruturbiin:
1 — kaherealine tööratas; *2* — võll; *3* ja *4* — turbiini laagrid; *5* — reguleerimisklapp; *6* — nukkseib; *7* — jaotusmehhanismi võll; *8* — regulaator.

Viimasel ajal on laialdaselt levinud rõhuastmetega turbiinid, milles auru paisumisprotsess jaguneb rea astmete vahel, kusjuures igaühes kasutatakse võrdlemisi väikest rõhulangust. Joonisel 198 on



Joon. 198. Kolme rõhuastmega turbiini pikilõige:
1—6 — värske- ja töötanud auru kambrid; *2—4* — düüsid; *3—5* — töölabad.

toodud kolme rõhuastmega aktiivturbiini lõige. Turbiini korpus on jaotatud diafragmadega kolmeks üksikkambriks. Aur saab voolata ühest kambrist teise vaid läbi diafragmadesse kinnitatud düüside.

Auru väljavoolukiirus mitmeastmelise turbiini düüsist määratakse võrrandiga

$$c_1 = 91{,}53 \sqrt{\frac{i_1 - i_2}{z}}, \qquad (230)$$

kus z on rõhuastmete arv.

Nelja rõhuastmega turbiinil on soodsaim ringkiirus seega 2 korda väiksem kui üheastmelisel.

N ä i d e. Arvutada üheksa rõhuastmega aktiivturbiini tööratta labade ringkiirus, kui auru algrõhk on 15 ata, temperatuur 360° C, lõpprõhk 3 ata, suhe $\frac{u}{c_1} = 0{,}45$ ja $\varphi = 0{,}96$. Auru väljumiskiiruse arvutame valemiga (230):

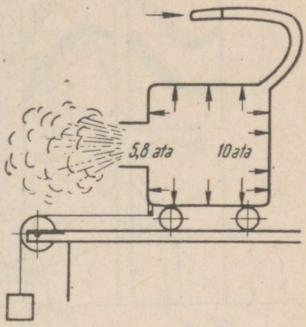
$$c_1 = 91{,}53\sqrt{\frac{i_1 - i_2}{z}} = 91{,}53 \cdot 0{,}96\sqrt{\frac{756{,}8 - 665}{9}} = 280{,}3 \text{ m/sek.}$$

Labade ringkiiruse arvutame seosest

$$u = c_1 \cdot 0{,}45 = 280{,}3 \cdot 0{,}45 = 126{,}1 \text{ m/sek.}$$

§ 154. REAKTIIVTURBIINID

Reaktiivturbiinideks nimetatakse turbiine, milles auru potentsiaalse energia muundumine kineetiliseks ja kineetilise energia muundumine mehaaniliseks toimub ühes ja samas aparaadis. Puhtreaktiivseks turbiiniks on joonisel 191 näidatud Aleksandria Heroni kera. Kera pöörlemist esile kutsuva reaktiivjõu tekkimist selgitab joonisel 199 kujutatud näide. Ratastel asuvasse anumasse juhitakse 10 ata rõhuline aur. Aur võib läbi tagaseinas oleva silindrilise ava voolata vabalt atmosfääri. Väljavoolamisel tekib ava suudmes 5,8 ata-ga võrdne kriitiline rõhk. Esi- ja tagaseinale mõjuva rõhu erinevus põhjustabki anuma liikumist.



Joon. 199. Aurujoa reaktiivmõju.

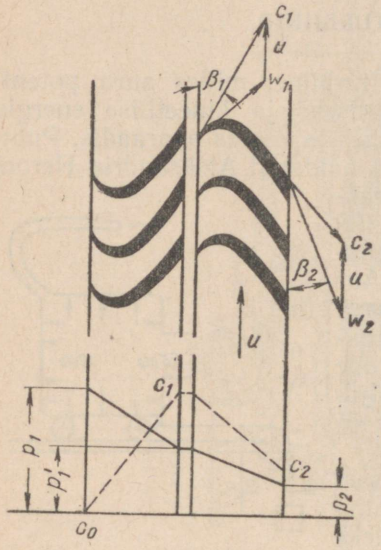
Maksimaalse töö saavutamiseks sarnasest masinast peab ära kasutama avast väljuva auru kogu kiiruse. Selleks peab düüs liikuma sama kiirusega, mis temast väljuv jugagi, kuid vastupidises suunas. Sel juhul muutub absoluutne väljumiskiirus võrdseks nulliga ja järelikult kasutatakse ära kogu kineetiline energia. Olemasolevatel reaktiivturbiinidel võetakse suhe $\frac{u}{c_1}$ tavaliselt 0,90—0,94.

Joonisel 200 on näidatud reaktiivastme läbivoolu osa skeem koos auru rõhu ja kiiruse muutuse graafikuga. Auru juhtimiseks pöörlevatele töölabadele on reaktiivturbiin varustatud düüsaparaadiga, milles aur osaliselt paisudes saavutab töölabadele sisenemiseks vajaliku kiiruse. Reaktiivturbiini labad moodustavad auru väljavoolu suunas kitsenevaid kanaleid. Kitsenemisest tingituna kasvab paisuva auru kiirus tunduvalt, samal ajal kui rõhk väljavoolu suunas langeb. Rõhkude erinevus tööratta labadel kutsub esile reaktiivjõu, mille mõjul turbiini tööratas hakkab pöörlema väljuva aurujoa liikumisele vastupidises suunas.

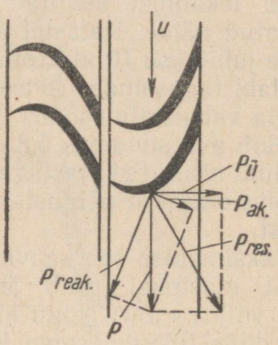
Joonisel 201 on näidatud reaktiivturbiini labadele mõjuvate jõudude lihtsustatud skeem. Koos reaktiivjõuga $P_{reak.}$ mõjub turbiini labadel alati düüsist suure kiirusega väljuva aurujoa poolt tekitatud aktiivjõud $P_{ak.}$ Tööratast pöörlema paneva jõu P suurus määratakse töölabadel mõjuva aktiiv- ja reaktiivjõu geomeetrilise liitmise teel.

Reaktiivturbiini iseärasuseks on rõhu erinevus mõlemal pool labasid $P_ü$; seepärast nimetatakse reaktiivturbiine ülerõhuturbiinideks. Telgrõhu vähendamiseks ei kinnitata reaktiivturbiini labasid ketastele, vaid trumlikujulisele rootorile. Mõningatel turbiinidel kasutatakse telgjõu vähendamiseks spetsiaalseid tasakaalustuskolbe. Turbiini reaktiivsus määratakse reaktsiooniastmega ϱ, mille all mõistetakse turbiini labadel adiabaatilisest paisumisest tingitud soojuslangu suhet üldisesse soojuslangu:

$$\varrho = \frac{h_{0_2}}{h_{0_1} + h_{0_2}},$$



Joon. 200. Reaktiivsete rõhuastmete skeem koos rõhu ja kiiruse muutuse graafikuga.



Joon. 201. Reaktiivturbiini labadele mõjuvate jõudude lihtsustatud skeem.

kus h_{0_1} on düüsides või juhtaparaatides kineetiliseks energiaks muunduv soojuselang;

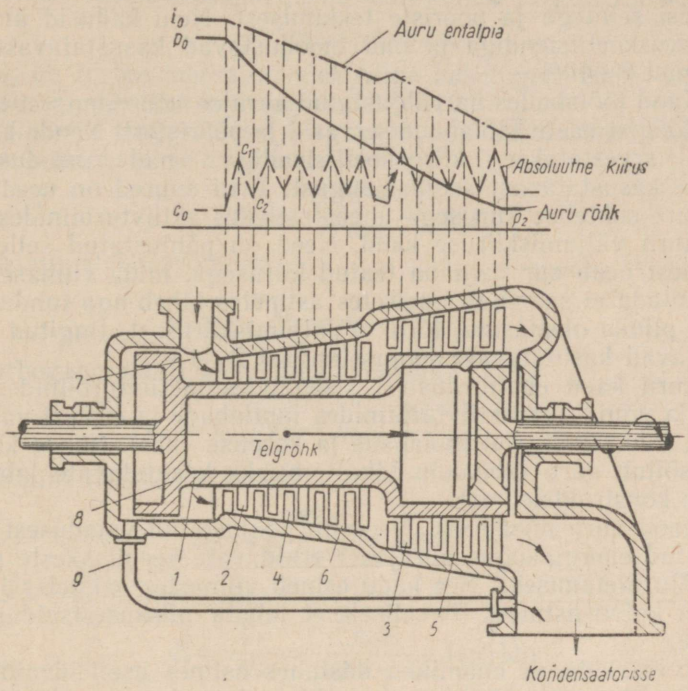
h_{0_2} — töölabades kineetiliseks energiaks muunduv soojuselang.

Astmeid, kus reaktsiooniaste on üle 0,4, nimetatakse reaktiivseteks. Enamike aktiivturbiinide töölabades esineb auru osaline paisumine, mistõttu ka need turbiinid on teatava reaktiivsusega.

Tuleb märkida, et auruga katlast kaasa võetud soolade sadenemise tõttu kitsenevad labade vahelised kanalid, millega kaasub reaktsiooniastme märgatav suurenemine. Enamikul mitmeastmelistel aktiivturbiinidel kõigub reaktsiooniaste 0,05 kuni 0,25. Joonisel 202 on näidatud mitmeastmelise reaktiivturbiini skeem koos rõhu, absoluutkiiruse ja entalpia muutuse graafikuga.

Auru absoluutkiiruse suurenemine juhtlabadel on tingitud osalisest paisumisest. Töölabadel väheneb auru kiirus kineetilise energia ülekande tõttu rattale. Telgjõu vähendamiseks on turbiinil tasakaalustuskolb *8*. Tasakaalustuskolvi ees olev ruum on ühendatud auru-

toru *9* abil turbiini väljalasketoruga, mille tagajärjel kujuneb kolvile ühel pool suurem rõhk kui teisel pool. Ülerõhk tasakaalustab töölabadele mõjuva telgjõu. Reaktiivturbiini iseloomustavaks konst-



Joon. 202. Mitmeastmelise reaktiivturbiini skemaatiline lõige:
1 — rootori trummel; *2* ja *3* — töölabad; *4* ja *5* — juhtlabad; *6* — silinder; *7* — värskeauru ringkamber; *8* — tasakaalustuskolb; *9* — ühendav aurutoru.

ruktiivseks tunnuseks on liikumatud, otseselt turbiini korpusesse kinnitatud juhtlabad ja tööratta ketaste puudumine. Aktiivturbiinidel, nagu selgus jooniselt 198, on üksikute tööketaste vahel diafragmad, mis jagavad korpuse üksikosadeks.

§ 155. KAOD AURUTURBIINIS, KASUTEGUR JA AURUKULU

Auru potentsiaalse energia turbiini võlli mehaaniliseks tööks muundumise tööprotsessiga kaasub rida vältimatuid, kasutegurit vähendavaid mehaanilisi ja soojuslikke kadusid.

Kõik need kaod võib jaotada kahte gruppi: sisemised, s. o. auru oleku muutust mõjutavad kaod, ja välised, s. o. kaod, mis ei ole seotud auru oleku muutusega.

Sisemised kaod on järgmised.

1) Sisenemiskaod auru drosseldamisest reguleerimisorganites ja

väljumiskaod kondensaatori ees oleva väljalasketoru takistustest. Nimetatud kaod vähendavad kasustatavat soojuselangu 1—2% võrra.

2) Kineetilise energia kadu düüsides, tingituna auru hõõrdumisest düüsi seintega ja pööriste tekkimisest. Neid kadusid arvestatakse kiiruskoefitsiendiga ja nad moodustavad kasustatavast soojuselangust 8—10%.

3) Kaod töölabades on põhjustatud aurujoa hõõrdumisest labade pinnal, löögist vastu töölabade servasid ja pööristest. Nende kadude suurust arvestatakse kiiruskoefitsiendiga; nad moodustavad 10—25% kasustatavast soojuselangust. Eriti suured on need kaod auru suure suhtelise kiirusega üheastmelistes aktiivturbiinides.

4) Auru väljumiskiiruse kaod. Need on põhjustatud sellest, et töölabadest peab aur väljuma teatud kiirusega, mida viimases astmes kasutada ei saa. Vahepealsetes astmetes läheb aga tunduv osa kaduma pilude olemasolu tõttu. Väljumiskiirusest tingitud kaod moodustavad kasutatavast soojuselangust 2—4%.

5) Auru kaod ebatihedustest sisepiludes: aktiivturbiinides diafragma ja võlli, — reaktiivturbiinides juhtlabade ja rootori vahel ja mõlemat liiki turbiinidel töölabade ja korpuse vahel. Nende kadude suurus sõltub auru läbivoolu tõkestamiseks kasutatavate labürinttihendite konstruktsioonist.

6) Kaod auru niiskusest. Need on põhjustatud vajadusest kulutada teatud energiakogus aurujoast eralduvate veepiisakeste pidurdava mõju ületamiseks. See kadu esineb viimastes astmetes ja sõltub auru kuivusastmest. Tavaliselt ei lubata niiskusesisaldust üle 10—14%.

Tuleb märkida, et enamikku mistahes astmes asetleidvaid sisemisi kadusid saab hõõrdumisel eraldunud soojuse arvel osaliselt kompenseerida turbiini järgmistes astmetes. Seetõttu osutuvad ökonoomseimateks auru mitmekordse paisumisega turbiinid.

Välised kaod seisnevad tugilaagrite takistuste ületamise, õlipumba ajami ja reguleerimissüsteemi energia kulus. Välisteks kadudeks arvatakse ka auru kaod läbi võlli välistihendite. Väliste kadude suurust arvestatakse mehaanilise kasuteguriga, mis 100—300 kW võimsusega väiketurbiinidel on $\eta_m = 0{,}94 - 0{,}96$, suurtel, üle 3000 kW võimsusega turbiinidel aga $\eta_m = 0{,}98—0{,}99$.

Turbiini sisemisi soojusekadusid arvestatakse sisemise suhtelise kasuteguriga (η_{oi}).

Mitmeastmeliste kondensatsioon-suurturbiinide $\eta_{oi} = 0{,}85 - 0{,}88$, liht-üheastmeliste, ilma kondensaatorita töötavate 5—50 kW võimsusega turbiinide $\eta_{oi} = 0{,}25—0{,}45$.

Kõiki kadusid turbiinides arvestatakse efektiivse suhtelise kasuteguriga, mis kujutab endast turbiini võllilt saadud tegeliku võimsuse N_e suhet ideaalse, kadudeta töötava turbiini teoreetilise võimsusega N_T:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_T}. \qquad (231)$$

Auru tunnine ja erikulu määratakse enamikul juhul turbogeneraatori võimsuse järgi, mis arvestatakse generaatori poolt toodetud elektrienergia hulga järgi. Seejuures peab teadma generaatori suhtelist elektrilist kasutegurit, mis määratakse järgmisest avaldusest:

$$\eta_{0,el} = \eta_{0i}\eta_m\eta_g, \tag{232}$$

kus η_g on turbogeneraatori elektriline kasutegur; 2000—50 000 kW võimsusega generaatoritel $\eta_g = 0{,}94 \div 0{,}97$.

Rankine'i ringprotsessi järgi töötava auruturbiini teoreetiline võimsus määratakse avaldusest

$$N_T = \frac{D_e(i_1 - i_2)}{632} \text{ HJ};$$

turbiini efektiivvõimsus

$$N_e = \eta_{0e}N_T = \eta_{0e}\frac{D_e(i_1 - i_2)}{632} \text{ HJ}; \tag{233}$$

turbogeneraatori elektriline võimsus

$$N_{el} = \eta_{0,el}N_T = \eta_{0e}\eta_g\frac{D_e(i_1 - i_2)}{860} \text{ kW}; \tag{234}$$

turbiini täielik aurukulu

$$D_e = \frac{632\,N_e}{\eta_{0e}(i_1 - i_2)} \text{ kg/h}; \tag{235}$$

auru erikulu turbiinile

$$d_e = \frac{D_e}{N_e} = \frac{632}{\eta_{0e}(i_1 - i_2)} \text{ kg/HJh}; \tag{236}$$

auru erikulu turbogeneraatorile

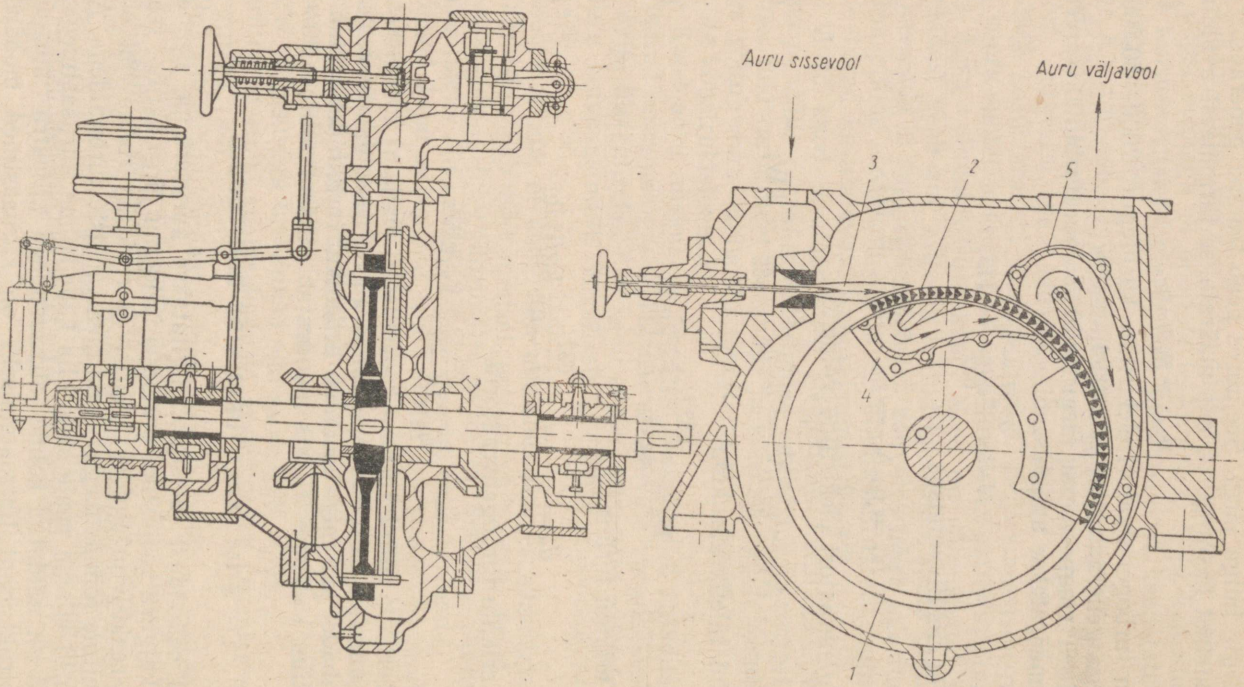
$$d_{el} = \frac{860}{\eta_{0e}\eta_g(i_1 - i_2)} \text{ kg/kWh}. \tag{237}$$

Auru erikulu sõltub turbiini koormusest. Madalal koormusel auru erikulu suureneb, sest kasvavad kaod auru drosseldamisest, hõõrdumisest labadel ja ventilatsioonist. Enamikul turbiinidel vastab soodsaim režiim koormusele, mis moodustab nimikoormusest 80—90%.

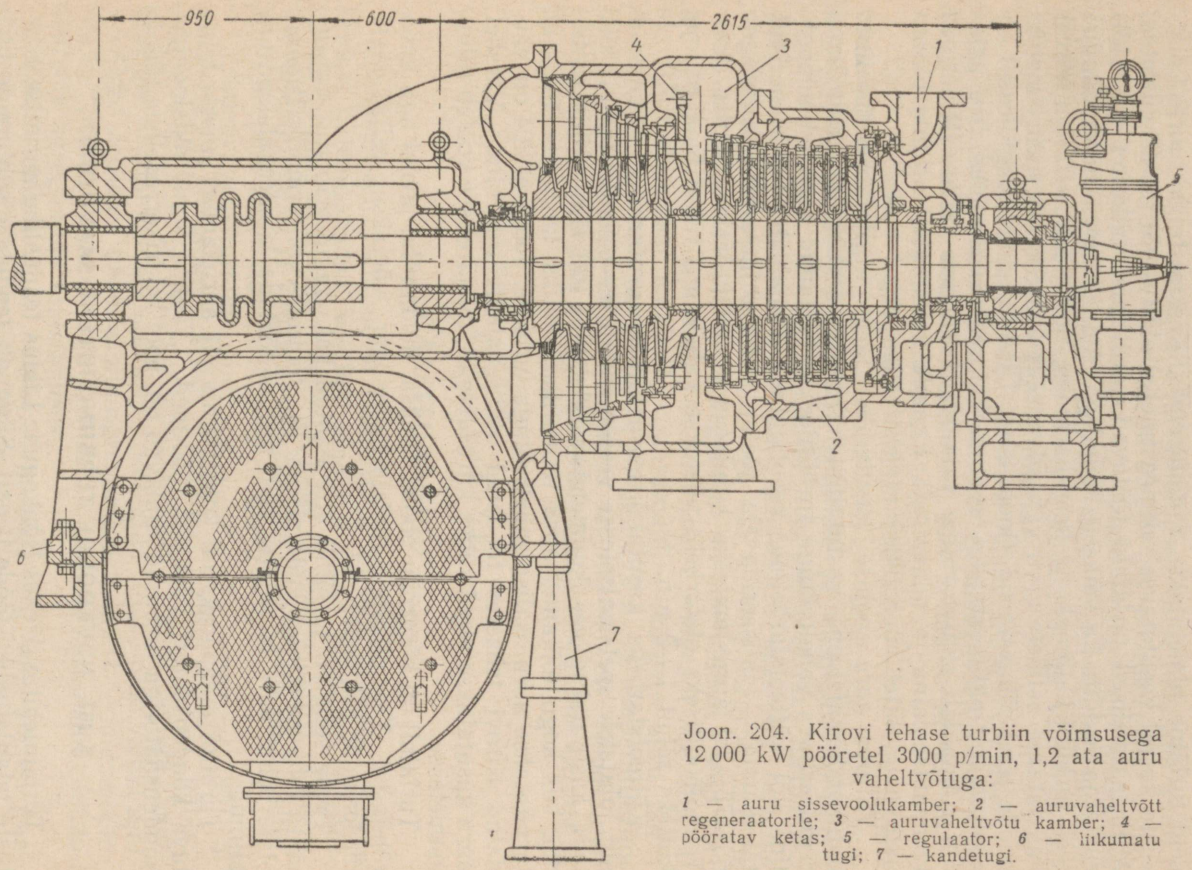
§ 156. AURUTURBIINIDE PÕHITÜÜBID

Nagu eeltoodust järeldub, liigitatakse auruturbiine nende töölabades kulgeva soojusliku protsessi iseloomu järgi aktiiv-, reaktiiv- ja aktiiv-reaktiivturbiinideks. Aktiiv- ja reaktiivturbiine võib ehitada ühe ja mitme rõhuastmega — mitmeastmeliste turbiinidena. Aktiivrõhuastmed võivad peale selle olla kahe-kolme kiirusastmega. Joonisel 203 on näidatud kolme kiirusastmega „Elektra" auruturbiin.

Konstruktsiooni lihtsustamiseks on kiirusastmed moodustatud töörattal *1* asuvas ühes töölabade pöias. Düüsist *3* väljuv aur läbib töölabad *2* ja voolab juhtkanalisse *4*, kus muudab oma suunda ja



Joon. 203. Kolme kiirusastmega radiaalturbiin „Elektra".



Joon. 204. Kirovi tehase turbiin võimsusega 12 000 kW pööretel 3000 p/min, 1,2 ata auru vaheltvõtuga:

1 — auru sissevoolukamber; *2* — auruvaheltvõtt regeneraatorile; *3* — auruvaheltvõtu kamber; *4* — pööratav ketas; *5* — regulaator; *6* — liikumatu tugi; *7* — kandetugi.

voolab uuesti töölabadele, sealt juhtkanalisse 5, muudab uuesti oma suunda ja satub jällegi töölabadele. Erinevalt tavalistest *aksiaalturbiinidest* on aurul selles turbiinis radiaalne suund, mistõttu sarnaseid turbiine nimetatakse *radiaalseteks*. Keskmiste ja suurte võimsuste korral kasutatakse mitmeastmelisi aktiiv- või reaktiivturbiine. Mitmeastmelised turbiinid töötavad võrdlemisi väikestel auru kiirustel ja seetõttu ka väikeste kadudega. Astmete arvu suurendamine teeb turbiini kallimaks ja keerulisemaks. Suure soojuselangu korral kasutatakse astmete arvu vähendamiseks kahte-kolme kiirusastet ja nende järel rõhuastmeid (joon. 204). Ühel ja samal ringkiirusel on soojuselang aktiivastmetes suurem kui reaktiivastmetes. See asjaolu võimaldab aktiivturbiine valmistada vähema arvu astmetega, kompaktsemaina ja odavamalt. Enamik kodumaisi turbiine töötab aktiivpõhimõttel või väikese reaktsiooniastmega.

Väljuva auru soojuse kasutamise järgi liigitatakse turbiine: puhtkondensatsioon-, vasturõhu-, halvendatud vaakuumiga ja auru reguleeritava vaheltvõtuga turbiinideks. Töötanud auru tehnoloogiline või kütteotstarbeline kasutamine võimaldab soojusenergiat täielikumalt realiseerida ja tõsta auruturbiinseadme kasutegur 65—75%-ni aurustamiseks kulutatud soojuse ärakasutamise teel. Tehnoloogiliseks otstarbeks võetakse vaheltauru rõhul 5—6 atü ja kütteks rõhul 1—2 atü.

Kütteotstarbeks kasutatakse vasturõhu-auruturbiine. Töötanud aur juhitakse spetsiaalsetesse veesoojendajatesse (boileritesse), kus teda kasutatakse vee kuumendamiseks 90—100° C-ni. Neil juhtudel, kus kogu töötanud auru termofikatsiooniks kasutada ei saa, tarvitatakse auru osalise vaheltvõtuga turbiine. Joonisel 204 on näidatud Kirovi tehastes toodetud aktiiv-vaheltvõtuturbiin. Värsket auru kasutatakse algul kahes kiirusastmes, misjärel see voolab rõhuastmetesse.

Turbiinil on kõrgrõhu poolel üheksa, madalrõhu poolel aga kuus rõhuastet. Termofikatsiooniotstarbeline aur võetakse välja peale üheksandat rõhuastet.

Peale selle on turbiinil ette nähtud kaks reguleerimatut vaheltvõttu toitevee ettesoojendamiseks. Kui tootmis- või termofikatsiooniotstarbelist auru ei vajata, võib turbiin töötada kondensatsioonturbiinina.

Turbiini omapäraks on konstruktiivselt aurukambri juurde kuuluva kondensaatori väikesed mõõtmed. Taolise konstruktsiooniga kondensaatoriga turbiinid kuuluvad nn. pool-keldrikorruseliste tüüpi.

§ 157. NÕUKOGUDE TURBIINIEHITUSE SAAVUTUSI

Turbiiniehitus areneb Nõukogude Liidus teadusliku uurimise asutuste laiaulatuslike tööde baasil. Sügavalt teaduslik suhtumine turbiinide projekteerimisse ja tootmisse võimaldas meie tööstusel lühikese aja vältel anda maale auruturbiine, mis oma ekspluatatsioonilistelt ja tehnilistelt omadustelt tunduvalt ületavad välismaiseid.

Seoses elektrienergia ja soojuse kombineeritud tootmise määratute eelistega, pööratakse meie maal suurt tähelepanu termofikatsioonturbiinide tootmisele.

1933. a. lasti Leningradi Metallitehases välja maailma suurim termofikatsioonturbiin võimsusega 25 000 kW pööretel 3000 p/min, ning vaheltvõetava auru rõhuga 1,2—2 ata. Praegusajal toodetakse 50 000 kW võimsusega auru reguleeritava vaheltvõtuga turbiine. Nõukogude turbiiniehitus läks otsustavalt üle kõige täiuslikumate kiirekäiguliste turbiinide väljalaskmisele.

Kiirekäiguliste turbiinide ehitamine nõuab suure vastupidavusega metallide rakendamist, täiuslikke konstruktiivseid vorme ja kõrgekvaliteedilist detailide töötlemist, mis annab tunnistust kodumaise tööstuse kõrgest tehnilisest tasemest.

1937. a. laskis Leningradi Metallitehas ЛМЗ välja võimsaima ühevõllilise kahekorpuselise turbiini pöörlemiskiirusega 3000 p/min ja võimsusega 100 000 kW, mis tehniliste ja ekspluatatsiooniliste omaduste poolest oli maailma turbiiniehituse praktikas ületamatu. 1947. a. riikliku standardi kohaselt toodetakse keskrõhu turbiine auru rõhuga 35 at ja temperatuuriga 435° C ning kõrgrõhuturbiine vastavalt 90 ata ja 480° C. Praegusajal on ette nähtud veelgi kõrgemate parameetritega auru rakendamine. Leningradi Metallitehases ЛМЗ ehitatakse maailma võimsamaid, ülikõrgete auru parameetritega töötavaid auruturbiine rõhuga 170 at ja temperatuuriga 580° C. Iga säärase turbiini võimsus on 150 000 kW. Soodsaimal töörežiimil on sääraste auruturbiinseadmete ökonoomiline kasutegur 36—38%.

XXXI peatükk

GAASITURBIINID

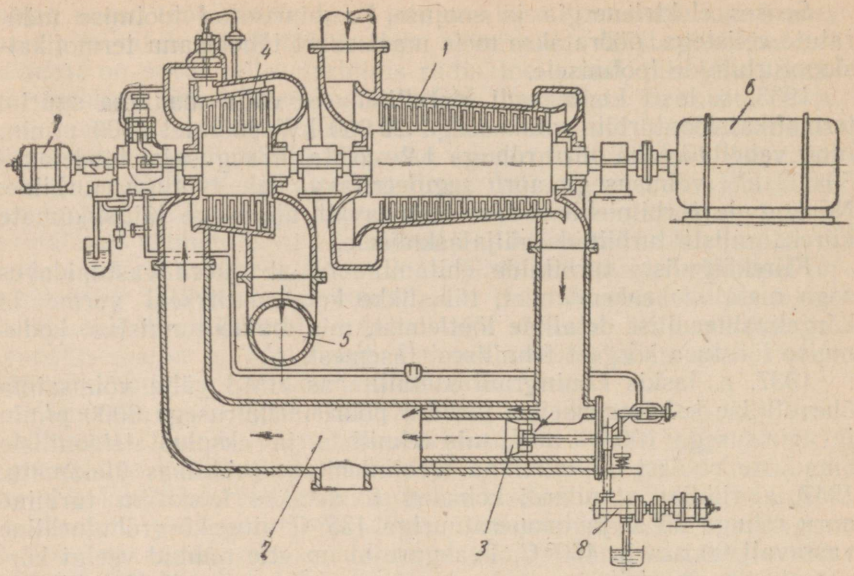
Erinevalt auruturbiinidest kasutatakse gaasiturbiinides töötava kehana põlemissaadusi või kuumendatud õhku. Võrreldes auruturbiinidega on gaasiturbiinil eeliseid, kuna ta ei vaja kallist ja keerulist katelagregaati ja kondensatsioonseadet. Peale selle on gaasiturbiin kiiremini käivitatav ja lihtsamini teenindatav.

Esimene gaasiturbiin maailmas valmistati Venemaal 1897. a. insener P. D. Kuzminski poolt. Kuzminski turbiin oli ette nähtud väikesele kaatrile ja töötas põlemissaadustе ja auru seguga. Suurt tööd gaasiturbiinide täiustamiseks on tehtud Nõukogude võimu ajal.

Algul arendati gaasiturbiin-agregaatide tootmist lennukimootorite kompressorseadmetele ja viidi läbi laialdane uurimistöö statsionaarsete agregaatide täiustamiseks.

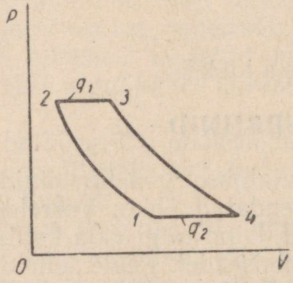
1939. a. ehitati V. M. Makovski projekti järgi maa-alusest gaasistamisest saadavale gaasile kohandatud katse-gaasiturbiin.

Joonisel 205 on näidatud konstantsel rõhul töötava gaasiturbiinseadme skeem. Õhk imetakse atmosfäärist aksiaalkompressoriga *1*, surutakse kokku ja juhitakse 5—8 at rõhu juures põlemiskamb-

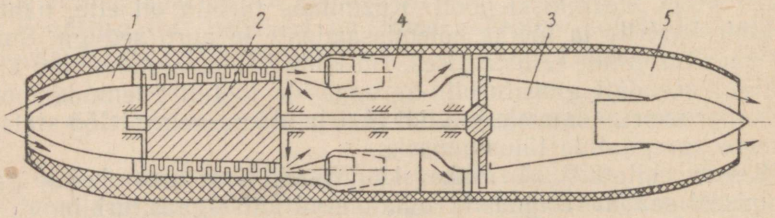


Joon. 205. Kütuse konstantrõhulise põlemisega gaasiturbiinseadme lihtsustatud skeem:

1 — kompressor; *2* — põlemiskamber; *3* — pihusti; *4* — gaasiturbiin; *5* — väljalasketoru; *6* — elektrigeneraator; *7* — käivitus-elektrimootor; *8* — kütusepump.



Joon. 206. Soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega gaasiturbiini ringprotsess.



Joon. 207. Lennuki turboreaktiivmootori skeem:

1 — difuusor; *2* — aksiaalne turbokompressor; *3* — gaasiturbiin; *4* — põlemiskamber; *5* — reaktiivdüüs.

risse *2*. Kütus antakse pumbaga *8* läbi pihusti *3* põlemiskambrisse, kus ta põleb komprimeeritud õhu keskkonnas. Põlemissaadused voolavad 600—700° C juures gaasiturbiini *4*. Gaasiturbiiniga ühel võllil on mehaanilist energiat elektrienergiaks muundav elektrigeneraator *6*. Turbiin käivitatakse elektrimootoriga *7*.

Kirjeldatud gaasiturbiini ringprotsess on kujutatud joonisel 206. Õhu komprimeerimine toimub adiabaadi *1—2* järgi. Põlemisprotsessi kujutab isobaar *2—3*. Punktis *3* lõpeb soojuse juurdejuhtimine ja algab adiabaatiline paisumine joone *3—4* järgi.

Soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega gaasiturbiini ringprotsess erineb sisepõlemismootori analoogilisest ringprotsessist seega, et soojuse eemalejuhtimine jahutajasse toimub isobaariliselt, mitte aga isohooriliselt.

Adiabaatilise paisumise tingimusil sõltub gaasiturbiini termiline kasutegur rõhutõusust, ning määratakse võrrandist

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}},$$

kus $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ on rõhutõus.

Valemist nähtub, et mida suurem on rõhutõus, seda kõrgem on ka turbiini kasutegur. Lõpprõhu suurendamist piirab siiski turbiinilabade lubatud töötemperatuur.

Lähtudes materjalide vastupidavusest, arvutatakse statsionaarseadmed temperatuurile 600—650° C, lennukiturbiinid aga kõrgematele temperatuuridele.

Arvutused näitavad, et gaaside 800° C-lise temperatuuri juures võib gaasiturbiinseadme kasutegur ulatuda 36—38%-ni.

Saavutused gaasiturbiinide ehitamise alal võimaldasid luua praegusaegsed lennukite turboreaktiivmootorid. Väljuvate gaaside reaktsiooni kasutamise idee tõmbejõu tekitamiseks avaldati esmakordselt Venemaal 1882. a. Kibaltšitši poolt. Edasi arendas seda kuulus vene teadlane K. E. Tsiolkovski, kes on turboreaktiivmootorite teooria rajajaks. Nüüdisaegsed turbopropeller- ja turboreaktiivmootorid vastavad täielikult K. E. Tsiolkovski poolt esitatud skeemidele. Nende mootorite arvutusmeetodid põhinevad tema töödel.

Joonisel 207 on näidatud lennuki turboreaktiivmootori skeem. Õhk voolab difuusori *1* kaudu turbokompressorisse *2*, komprimeeritakse seal ning juhitakse edasi põlemiskambrisse *4*. Viimasesse juhitakse ka vedelkütus, mis põleb komprimeeritud õhu keskkonnas konstantsel rõhul. Põlemissaadused, läbides gaasiturbiini suure kiirusega, paiskuvad düüsi *5* kaudu välja ja tekitavad reaktiivjõu. Toodud näites paneb gaasiturbiin *3* pöörlema kompressori. Turbopropellermootorites paneb turbiin üheaegselt pöörlema ka propelleri.

Nüüdisaegsete turboreaktiivmootorite võimsus ületab 7000 HJ. Selliste mootoritega varustatud lennukid on võimelised arendama kiirusi üle 1000 km/h.

SISEPÕLEMISMOOTORID

Sisepõlemismootoriteks nimetatakse kolb-soojusjõumasinaid, milles kütus põletatakse otseselt töösilindris.

Töötavaks kehaks säärastes mootorites on põlemissaadused. Esimesed katsed sisepõlemismootori loomiseks kuuluvad 1678.—1688. a., millal Denis Papin üritas ehitada püssirohuga töötavat masinat.

Möödunud sajandi 70-ndatel aastatel ilmusid neljataktilisel põhimõttel töötavad gaasimootorid. 1879. a. vene mereväekapten O. S. Kostovitš tegi ettepaneku ja ehitas 80 HJ elektrisüütega bensiinimootori. See oli maailmas esimeseks vedelkütusega töötavaks mootoriks.

1899. a. ehitati Peterburgi tehases „Russki dizel" esimene kompressioonsüütega mootor. Mootor töötas toornaftal ja arendas pööretel 193 p/min võimsust 20 HJ.

Taolisi mootoreid hakati hiljem nimetama diisliteks, vaatamata sellele, et nad tööprotsessi iseloomult ja konstruktsioonilt erinesid R. Dieseli poolt 1897. a. ehitatud mootorist. Diesel püüdis võimalikult täielikult reprodutseerida Carnot ringprotsessi ning suunas seepärast kõik oma pingutused soojuse juurdejuhtimisele konstantsel temperatuuril, mille tõttu ta mootor oli vesijahutuseta.

Vesijahutuse puudumine tegi mootori praktiliselt tarvitamiskõlbmatuks.

1901. a. ehitas vene insener G. V. Trinkler Putilovi tehases (praegune Kirovi-nimeline tehas) kompressioonsüütega mootori, millel puudus kompressor. Mootor töötas sega- ehk Trinkleri ringprotsessil. Hiljem hakati kompressorita kompressioonsüütega mootorit nimetama kompressorita diisliks ehk pumppihustusega diisliks.

Suur ökonoomsus, ekspluatatsioonikindlus, võimalus tarvitada toornaftat ja masuuti, kindlustasid kompressioonsüütega mootoritele laialdase leviku tehnika kõigis harudes. 1903. a. ehitati Sormovo tehases esimene mootorlaev „Vandal", mis oli varustatud kolme neljataktilise 120 HJ mootoriga.

Tuntud leidur J. V. Mamin ehitas 1910. a. kompressioonsüütega mootori ratastraktorile. See oli esimene diiseltraktor.

Uute täiuslike sisepõlemismootorite loomiseks aitasid tunduval

määral kaasa vene teadlaste V. I. Grinevetski, E. K. Mazingi, N. R. Brillingi, A. S. Orlini jt. teoreetilised tööd.

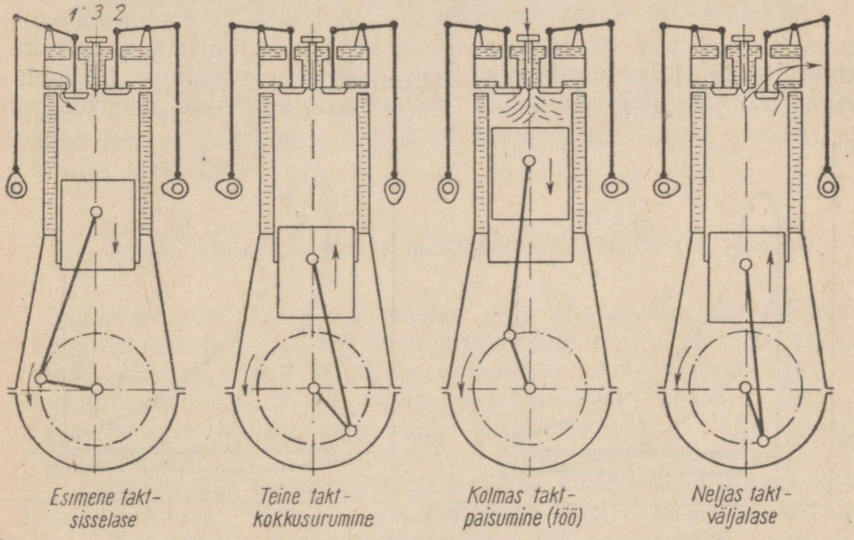
Võrreldes aurumasinatega on sisepõlemismootorite põhilisteks eelisteks: suur ökonoomsus, väikesed gabariidid ja kaal, väikene veevajadus ja kiire käivitatavus. Märgitud eelised põhjustasid sisepõlemismootorite eriti laialdast levikut transportseadmetel ja lennuasjanduses.

XXXII peatükk

SISEPÕLEMISMOOTORITE TÖÖPROTSESS

§ 158. NELJATAKTILINE PROTSESS

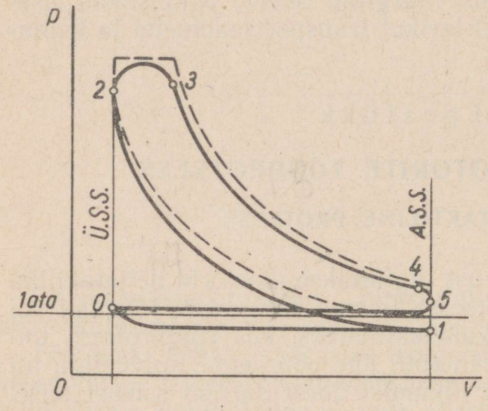
Sõltuvalt kolvi käikude arvust liigitatakse mootorid neljataktilisteks, kus tööprotsess (ringprotsess) toimub kolvi nelja käiguga või väntvõlli kahe pöördega, ja kahetaktilisteks, kus ringprotsess toimub kolvi kahe käiguga või väntvõlli ühe pöördega. Kolvikäigu all mõistetakse antud juhul kolvi liikumist ühest surnud seisust teise. Joonisel 208 on näidatud neljataktilise kompressioonsüütega moo-



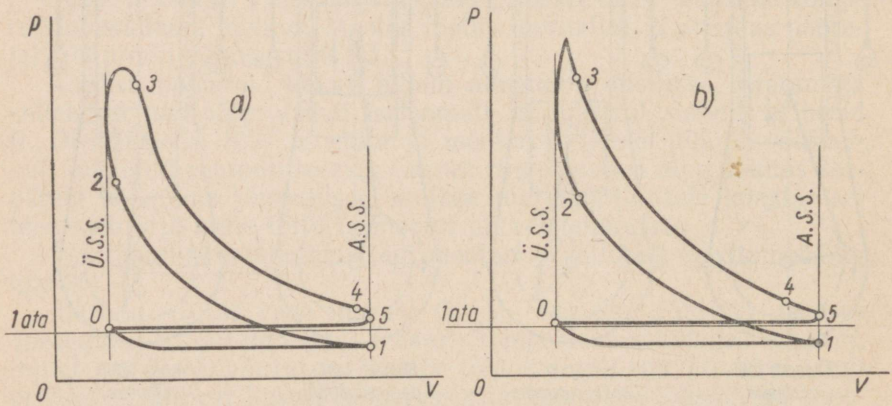
Joon. 208. Neljataktilise kompressioonsüütega mootori töötamise skeem.

tori tööskeem, milles soojuse juurdejuhtimine toimub konstantsel rõhul. Sisse- ja väljalaskeorganiteks on mootoril spetsiaalse mehhanismi abil avatavad taldrikklapid. Nagu joonisel näidatud, avaneb esimesel taktil, mil kolb liigub alla, sisselaskeklapp *1* ja silindrisse imetakse õhku. Silindri õhuga täitumise protsess kulgeb torustikus ja klappides esinevate takistuste tõttu allpool atmosfäärirõhku.

Silindrisse imetud õhu või töösegu hulga suhet teoreetiliselt võimalikku hulka nimetatakse mootori täiteastmeks ja tähistatakse η_v. Aeglasekäigulistel mootoritel $\eta_v = 0{,}87 \div 0{,}90$, kiirekäigulistel $\eta_v = 0{,}78 - 0{,}83$. Indikaatordiagrammil (joon. 209) on täiteprotsess kujutatud joonega *0 — 1*. Teine takt algab kolvi liikumisel alumisest surnud seisust (a. s. s.) üles. Teise takti vältel on mõlemad klapid suletud ja õhk komprimeeritakse rõhuni 30—35 at. Komprimeerimisprotsessi vältel esineb soojusevahetus, mille määr sõltub töötava keha ja silindri seinte temperatuuri vahest ning soojust ülekandva pinna suurusest. Seoses asjaoluga, et vaadeldaval protsessil töötava keha ja silindri seina, mille läbi toimub soojusevahetus, temperatuurid muutuvad, kujutab komprimeerimine endast pidevalt muutuva astendajaga polütroopilist protsessi. Astendaja keskmine väärtus on



Joon. 209. Soojuse konstantrõhulise juurdejuhtimisega neljataktilise mootori ideaalne (kriipsjoon) ja tegelik diagramm.



Joon. 210. Neljataktiliste mootorite indikaatordiagrammid:
a — soojuse segaprotsessil juurdejuhtimisega (Trinkleri ringprotsess); *b* — soojuse konstantmahulise juurdejuhtimisega.

1,32 ÷ 1,39. Temperatuur komprimeerimise lõpul tõuseb 600—700° C-ni, mis kindlustab kütuse isesüttimise. Indikaatordiagrammil on komprimeerimisprotsess kujutatud kõveraga *1 — 2*.

Teise takti lõpul, mil kolb jõuab ülemisse surnud seisu (ü. s. s.), pritsitakse silindrisse läbi pihusti *3* (joon. 208) kütust, mis segune-

des kuuma õhuga osaliselt aurustub ja süttib. Kolmanda takti algul, mil kolb liigub alla, põlemine jatkub. Joonisel 209 on põlemisprotsess kujutatud kõveraga *2—3*.

Paisumisprotsessi nimetatakse töökäiguks ehk töötaktiks. Kuna soojusevahetuse tingimused töötava keha ja silindri seinte vahel muutuvad, muutub protsessi vältel pidevalt ka polütroobi astendaja. Astendaja *n* keskmine väärtus on 1,28 ÷ 1,30. Kolmanda käigu lõpul avaneb väljalaskeklapp *2* (joon. 208) ja põlemissaaduste rõhk langeb. Neljanda käigu vältel jääb väljalaskeklapp avatuks ja põlemissaadused tõrjutakse kolvi poolt silindrist välja. Tingituna väljalaskeklapi ja torustiku takistusest ei lange gaaside rõhk silindris atmosfäärirõhuni, vaid on 1,05—1,20 ata. Silindrist lahkuvate gaaside temperatuur on tavaliselt 450—600° C. Diagrammil on väljalaskeprotsess kujutatud kõveraga *4—5—0*.

Joonisel 210 on toodud neljataktilise sundsüütega mootori, milles soojuse juurdejuhtimine toimub konstantsel mahul, ja segaprotsessil töötava mootori indikaatordiagrammid. Viimastest selgub, et sõltumatult põlemisprotsessist on kõikidel neljataktiliste mootorite indikaatordiagrammidel pindala *1—0—5—1*, mis väljendab silindri tühjendamiseks ja laadimiseks kulutatavat tööd.

Esitatud diagrammid erinevad üksteisest vaid komprimeerimis- ja põlemisprotsesside kulgemiselt.

Sundsüütega mootorites komprimeeritakse õhu ja vedelkütuse või õhu ja gaasilise kütuse segu rõhuni, mille juures ei teki ennetavat plahvatust ehk detonatsiooni. Kompressioonsüütega mootorites peab komprimeerimise lõpptemperatuur kindlustama sisse pritsitud kütuse isesüttimise.

§ 159. NELJATAKTILISE MOOTORI GAASIJAOTUSE FAASID

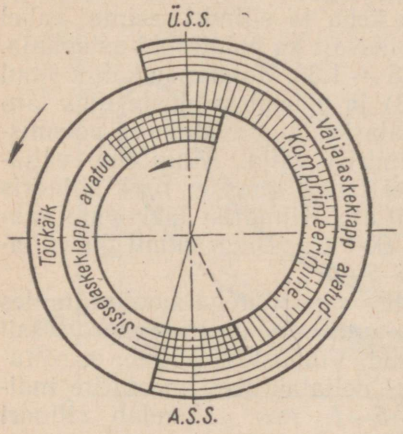
Vastastikust seost sisselaske- ja väljalaskefaaside, põlemise, komprimeerimise ja paisumise protsesside ning väntvõlli asendite vahel võib näitlikult kujutada polaardiagrammil (joon. 211), mis kujutab endast väntvõlli vända poolt läbitavat ringjoont. Gaasijaotuse faasid kantakse ringjoonele spiraali mööda. Nagu jooniselt nähtub, avaneb sisselaskeklapp enne kolvi jõudmist ü. s. s.

Eelsisselaske eesmärgiks on tekitada sisselaske alguseks küllaldase ristlõikega kanal värske küttesegu vabaks sissevooluks silindrisse. Sisselaskeklapi sulgumine pärast a. s. s. on põhjustatud samuti püüdest parandada silindri täitumist küllaldase avatud ristlõike säilitamisega kolvi käigu lõpul. Peale selle kasutatakse seejuures sisselastava gaasivooluse inertsi.

Statsionaarsetel diiselmootoritel ulatub sisselaskeklapi avamise ettetõte 10 kuni 30°-ni ja sulgumise hilinemine 20° kuni 35°-ni.

Väljalaskeklapi varajane avamine peab tekitama tingimused silindri efektiivseks puhastamiseks gaasidest viimaste vaba väljavoolamise teel silindri ja väliskeskkonna rõhkude vahe arvel. Teisest

küljest väheneb varajase väljalaskega gaaside rõhk ja järelikult ka gaaside väljatõrjumise energiakulu. Eelväljalaske suurus sõltub mootori kiirekäigulisusest ja ulatub statsionaarsetel mootoritel 30 kuni 50°-ni. Et tagada silindrist väljavoolavatele gaasidele väljalasketakti lõpul küllaldast väljavoolu ristlõiget, suletakse väljalaskeklapp tavaliselt pärast ü. s. s.



Joon. 211. Neljataktilise mootori gaasijaotuse polaardiagramm.

Väljalaskeklapi sulgemise hilinemine võimaldab ühtlasi kasutada väljalasketorus liikuvate gaaside inertsi. Väljalaskeklapi sulgemise hilinemise ja sisselaskeklapi avanemise ettetõtte tulemusena tekib niinimetatud klappide ülekate. Ülekate võimaldab silindri läbipuhumist sissevoolava värske õhuga, s. t. ta puhastamist töötanud gaasidest. Statsionaarsetes mootorites suletakse väljalaskeklapid tavaliselt 10—20° pärast ü. s. s.

§ 160. KAHETAKTILINE PROTSESS

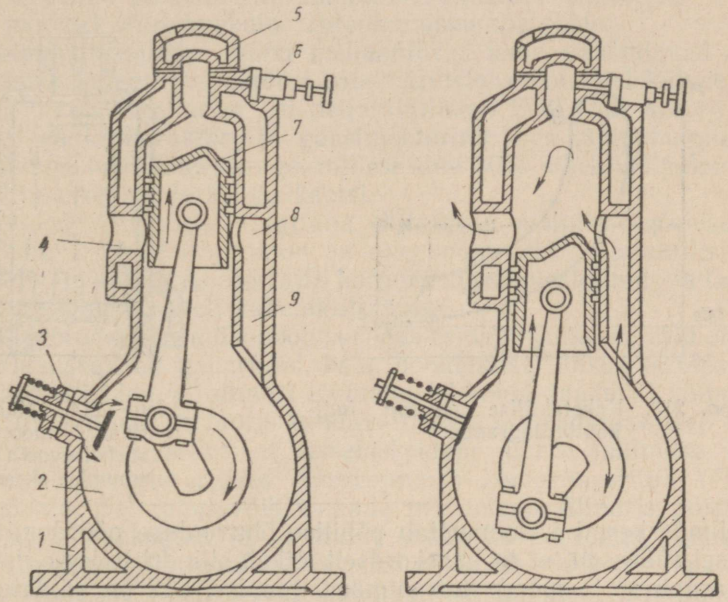
Neljataktilistel masinatel on kolvi neljast käigust vaid kaks täiesti vajalikud kasuliku töö saamiseks ja nimelt: komprimeerimis- ja töökäik.

Sisselaske- ja väljalaskekäik on seejuures abistavateks käikudeks. Kahetaktilistes mootorites asenduvad abistavad käigud silindri läbipuhumisega. Läbipuhumiseks nimetatakse põlemissaaduste eemaldamise protsessi mootori silindrist nende väljatõrjumise teel värske põlevsegu või õhuga.

Läbipuhumine algab töökäigu lõpul ja lõpeb kolvi ülesliikumise alguses, mille järel algab komprimeerimisprotsess. Viimase ajal täidetakse silinder õhuga või tööseguga spetsiaalse läbipuhumispumba abil. Väikese võimsusega mootorites kasutatakse läbipuhumispumbana peamiselt karterit (joon. 212). Kolvi 7 ülesliikumisel tekib karteris hõrendus, mille tagajärjel läbi automaatklapi *3* voolab karterisse õhku. Kolvi vastupidisel käigul surutakse karterisse imetud õhk kokku. Õhu komprimeerimine kestab seni, kuni kolb oma allaliikumisel avab algul väljalaskeakna *4* ja edasi läbipuhumisakna *8*, mille järel komprimeeritud õhk voolab kanali *9* kaudu mootori silindrisse, tõrjudes välja sinna jäänud põlemissaadused. Silindri läbipuhumise parandamiseks varustatakse kolvi pea erilise deflektoriga, mis juhib läbipuhumisõhujoa külgedele ja silindri ülemisse ossa.

Töötanud gaaside eemaldamine ja silindri täitmine ei lõpe kolvi esimese, allakäigu ajal, vaid jatkub ka teisel, tagasikäigul seni, kuni

kolb pole veel sulgenud läbipuhumisaknaid. Pärast seda, kui kolb katab väljalaskeaknad, mis tavaliselt on läbipuhumisakendest kõrgemad, algab silindris komprimeerimisprotsess ja karteris hõrenduse tekitamine. Komprimeerimiskäigu lõpul süttib kütus. Paisuvad gaasid rõhuvad kolvile ja sunnivad selle alla liikuma.



Joon. 212. Karterläbipuhumisega kahetaktilise mootori skeem:
1 — mootori karter; *2* — karteri kamber; *3* — automaatne sisselaskeklapp; *4* — väljalaskeaknad: *5* — kalorisaator; *6* — pihusti; *7* — kolb; *8* — läbipuhumisaknad; *9* — läbipuhumiskanal.

Joonisel 213 on kujutatud soojuse konstantsel rõhul juurdejuhtimisega kahetaktilise mootori indikaatordiagramm. Komprimeerimisprotsess *1—2*, põlemine *2—3* ja paisumine *3—4* ei erine neljataktilise mootori samadest protsessidest. Paisumisprotsessi lõpul punktis *4* avanevad väljalaskeaknad, lõigus *4—5* toimub aga töötanud gaaside väljalase.

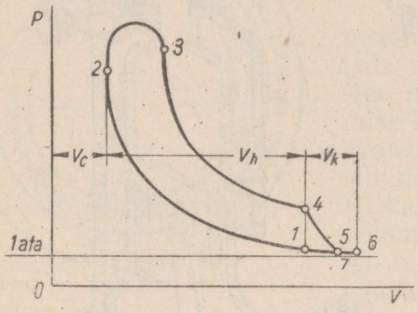
Punktis *5* avanevad läbipuhumisaknad ja lõigus *5—6—7* toimub silindri läbipuhumine õhuga.

Läbipuhumisprotsessil tõrjutakse töötanud gaasid silindrist välja värske kütteseguga, mis ise seejuures osaliselt seguneb töötanud gaasidega, s. t. silindri puhastamine töötanud gaasidest toimub enamikul juhul ebatäielikult.

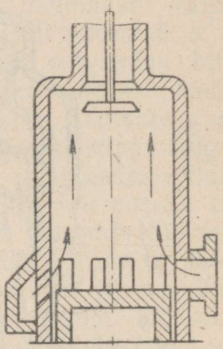
Punktis *7* sulguvad läbipuhumisaknad ja lõigus *7—1* tõrjub ülesliikuv kolb välja silindrisse püsima jäänud töötanud gaase ja osalt ka õhku. Punktis *1* suleb kolb väljalaskeaknad ja algab komprimeerimine. Läbipuhumis- ja väljalaskeprotsessile kulub kahetaktilises mootoris teatud osa kolvi kasulikust käigust. Silindri mahu seda

osa, mis vastab kolvi käigu ulatusele, kus on avatud sisselaske- ja väljalaskeaknad, nimetatakse kaomahuks ja tähistatakse V_k.

Kahetaktilistes mootorites kasutatavad läbipuhumise skeemid liigitatakse läbipuhutava õhu liikumistrajektoori järgi silindris *silmus-* ehk *kontuur-* ja *otsevoolu* läbipuhumiseks.



Joon. 213. Kahetaktilise mootori indikaatordiagramm.



Joon. 214. Kahetaktilise mootori silindri otsevoolu läbipuhumise skeem.

Silmusskeemi iseloomustab põhilise õhuvooluse pöördumine liikumisel sääraselt, et ta kahekordselt lõikab silindri teljega risti olevat tasapinda ja moodustab silmuse. Joonisel 212 on näidatud silmussüsteemi läbipuhumisega mootor.

Otsevoolu läbipuhumist iseloomustab põhilise õhuvooluse otsesuund silindri sisemuses.

Otsevoolu skeemidel siseneb õhk silindrisse ühest otsast, kuna põlemissaadused väljuvad teisest. Joonisel 214 on näidatud otsevoolu läbipuhumisega silindri skeem. Otsevoolu läbipuhumissüsteem on täiuslikumaid, kuna ta kindlustab silindri parimat puhastamist töötanud gaasidest. Seepärast, vaatamata gaasijaotusmehhanismi mõningal määral keerulisemale konstruktsioonile, on enamik praegusaegseid kompressioonsüütega kahetaktilisi mootoreid seda tüüpi läbipuhumisega.

§ 161. NELJA- JA KAHETAKTILISE PROTSESSI VÕRDLUS

Kahetaktilises mootoris sooritatakse täielik töötsükkel kolvi kahe käiguga, mille tõttu ta teoreetiline võimsus peaks olema kaks korda suurem kui sama silindri läbimõõduga, kolvikäiguga ja pöörete arvuga neljataktilisel mootoril.

Praktiliselt kujuneb siiski mõnevõrra teistsugune vahekord. Kahetaktilise mootori tegelik võimsus tavaliselt ei ületa mõõdetelt

ja pööretelt samasuguse neljataktilise mootori võimsust rohkem kui 50—70%.

Peamised võimsuse languse põhjused on järgmised:

a) silindri mahu vähenemine väljalaske- ja läbipuhumisakende tõttu;

b) töötanud gaaside mittetäielik eemaldamine silindrist;

c) mootori võimsusekulu läbipuhumispumba tööle.

Läbipuhumispumba ajami mehaanilised kaod vähendavad ökonoomilist kasutegurit, mistõttu kahetaktilistel mootoritel kütuse erikulu on tavaliselt suurem kui neljataktilistel. Eriti suur kütuse erikulu esineb karburaator- ja gaasimootoritel, kus läbipuhumine ei toimu õhuga vaid põlevseguga, millest kuni 30% läheb läbipuhumise ajal väljalaskeakende kaudu kaotsi.

Ökonoomsusnõudeist tingituna ehitatakse enamik keskmise ja suure võimsusega karburaator- ja diiselmootoreid neljataktilistena. Väikese võimsusega mootorratta karburaatormootorid, auto ja laevadiislid ehitatakse sageli kahetaktilistena.

Neil juhtudel ei ole ökonoomsusnõue esmajärguliseks, vaid otsustava tähtsusega on gabariidid, kaal, hooldamise lihtsus ja töökindlus. Tuleb märkida, et silindri töömahu 1 l kohta saadavat võimsust võib neljataktilises mootoris tunduvalt tõsta ülelaadimise teel. Ülelaadimine seisneb selles, et sisselaskeklapi juurde juhitakse õhk, mis eelnevalt on erilises survepumbas komprimeeritud rõhuni 1,4—1,6 ata. Sel juhul võib samade mõõdetega silindris põletada suuremat kütusekogust ja järelikult saada ka suuremat võimsust. Ülelaadimisega võib mootori võimsust tõsta 50—60% ja viia neljataktilise mootori liitrivõimsus kahetaktilise mootori liitrivõimsuse tasemele. Ülelaadimismeetod kui vahend võimsuse suurendamiseks on laialdaselt kasutamisel lennuki- ja laevamootorites.

§ 162. KÜTTESEGU SÜÜTAMISE MOODUSED JA PÕLEMINE

Küttesegu süütamise mooduse järgi liigitatakse sisepõlemismootorid sundsüütega ja kompressioonsüütega mootoriteks. Sundsüütega mootorites on silinder survekäigu lõpul täidetud teatud rõhuni komprimeeritud õhu ja aurustunud või gaasilise kütuse seguga. Enamikul juhul süüdatakse segu põlemiskambris oleva süüteküünla elektroodide vahel tekitatava sädemega.

Esimesena maailmas kasutati elektrilist süüdet esimese bensiinimootori ehitaja, vene mereväekapteni O. S. Kostovitši poolt.

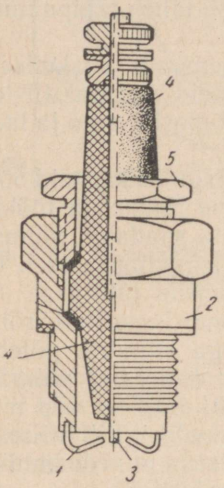
Joonisel 215 kujutatud elektriline süüteküünal koosneb keermetatud korpusest, mille sisse kinnitatakse mutri *5* abil portselanisolaator *4* koos keskelektroodiga *3*. Küünla korpusesse on pressitud väliselektroodid *1*. Keskelektrood ühendatakse voolujuhtmega ja väliselektroodid korpuse kaudu mootori massiga. Voolu läbimisel tekib elektroodide *1* ja *3* vahel säde. Elektroodide vahe on tavaliselt 0,3—0,6 mm.

Kindla süüte tagamiseks juhitakse küünlasse mitmetuhande voldilise pingega elektrivoolu. Vooluallikaks on kas eriline kõrgepinge generaator-magneeto või akumulaatorpatarei, millest saadavat voolu transformeeritakse.

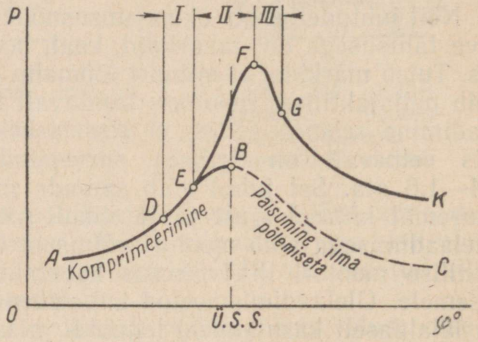
Teiseks sundsüüte mooduseks on küttesegu süütamine hõõgpeakalorisaatori abil. Kalorisaatormootorites (joon. 232) juhitakse kütus silindrisse pihusti kaudu enne kolvi jõudmist ü. s. s. ja süüdatakse survekäigu lõpul kuumenenud õhu ja kalorisaatori hõõguvate seinte koosmõjul. Kuumendatud kalorisaator üksi ei taga kütuse süttimist, kuna ta temperatuur ei ületa 300—600° C.

Kalorisaatormootori silindrisse kütuse eelsissepritsimise ülesandeks on jämedalt pihustatud kütuse aurustamine ja selle hea segamine õhuga.

Kompressioonsüütega mootorites voolab



Joon. 215. Süütekünal:
1 — väliselektrood; *2* — korpus; *3* — tsentraalelektrood; *4* — isolaator; *5* — mutter.



Joon. 216. Rõhu muutuse diagramm vastavalt vända pöördenurgale.

tolmpeeneks pihustatud kütus komprimeerimiskäigu lõpul silindrisse ja süttib pärast kuumenemist ja osalist aurustumist kuumas õhus.

Sõltumatult segu valmistamise moodusest, kujutab kütuse süttimine endast niisuguse intensiivsusega oksüdeerumisreaktsiooni, mille juures eralduv soojus kutsub esile leegi.

Süttimismomendile eelneb alati väiksema intensiivsusega oksüdeerumisreaktsioon. Tingituna ettevalmistava oksüdeerumisperioodi madalast temperatuurist, pole see periood indikaatordiagrammil nähtav. Aega sädeme tekkimisest või kütuse sissepritsimisest kuni indikaatordiagrammil märgatava rõhutõusu alguseni, nimetatakse isesüttimisviiviseks.

Joonisel 216 on toodud kütuse põlemisperioodi rõhu muutuse diagramm vastavalt väntvõlli pöördenurgast. Üldisel kujul võib dia-

gramm kuuluda nii sundsüütega kui ka kompressioonsüütega mootorile. Joon *AB* vastab komprimeerimisprotsessile (ilma et järgneks põlemist), joon *BC* — paisumisele samal juhul.

Punkt *D* vastab sädeme ülehüppamise algusele sundsüütega mootorites ja kütuse sisse pritsimise algusele kompressioonsüütega mootorites.

Joon *DE* vastab isesüttimisviivisele, punkt *E* — nähtava põlemise algusele. Joon *EF* iseloomustab nähtava ehk kiirpõlemise protsessi.

Põlemise teist faasi nimetatakse mõnikord leegi mahuliseks levimisfaasiks. Joon *FG* vastab järkjärgulisele põlemisperioodile.

Kolmas periood algab kompressioonsüütega mootorites momendist, kus temperatuur ja rõhk on tõusnud niivõrd, et kütuse osakesed põlevad viivituseta. Rõhk võib kolmandal perioodil langeda või tõusta, sõltuvalt kütuse juurdeandmise ja mahu suurenemise suhtest.

Sundsüütega mootorites vastab kolmas periood küttesegu järelpõlemisprotsessile. Põlemisprotsessile olulise tähtsusega on rõhu tõusu iseloom olenevalt väntvõlli pöördenurgast. Selle suhte maksimaalne väärtus iseloomustab mootori töö jäikuse astet. Praegusaegsetes kiirekäigulistes diiselmootorites on rõhu tõusu kiirus 4—6 kg/cm² piires väntvõlli pöördumise 1° kohta. Kui rõhu tõusu kiirus ületab 6 kg/cm² väntvõlli pöördumise 1° kohta, põhjustab see väntmehhanismi kiiret kulumist.

§ 163. INDIKAATOR- JA EFEKTIIVVÕIMSUS

Neljataktilistes sisepõlemismootorites kulutatakse osa indikaatortööst gaaside sisseimemis- ja väljatõrjumistakistuste ületamiseks. Seepärast tuleb mootori võimsuse määramisel arvesse võtta indikaatordiagrammi negatiivse, s. o. abistava osa mõju.

Selle pindala suurust tema väikeste mõõdete tõttu ei arvutata, kuid ta mõju võetakse arvesse mootori mehaaniliste kadudega.

Gaaside töö ringprotsessi vältel määratakse järgmise avaldusega:

$$L = Fp_i s,$$

kus F on kolvi pindala m²;

p_i — keskmine indikaatorrõhk kg/m²;

s — kolvikäik m.

Kolvi pindala ja kolvikäigu korrutis kujutab endast silindri töömahtu ehk litraaži:

$$V_h = Fs \text{ m}^3.$$

Kahetaktilise mootori ühes silindris arendatav võimsus ehk indikaatorvõimsus määratakse valemiga

$$N_i = \frac{V_h p_i n}{60} \text{ kgm/sek},$$

kus n on pöörete arv minutis.

Väljendades võimsuse hobujõududes, saame

$$N_i = \frac{V_h p_i n}{60 \cdot 75} = \frac{V_h p_i n}{4500} \text{ HJ.}$$

Neljataktilises mootoris toimub üks töötakt väntvõlli kahe pöörde kohta. Järelikult on töökäikude arv ja võimsus silindri sama mahu juures kaks korda väiksem:

$$N_i^{(4)} = \frac{V_h p_i n}{9000} \text{ HJ.}$$

Üldkujul võib mitmesilindrilise mootori võimsust arvutada valemiga

$$N_i = \frac{V_h p_i n Z}{k} \text{ HJ,} \qquad (238)$$

kus Z on silindrite arv;

k — koefitsient, kahetaktilisel mootoril $k = 4500$, neljataktilisel $k = 9000$.

Kasulikku võimsust, mida mootor arendab väntvõllil ja mida võib anda jõuülekandele (elektrigeneraatorile, traktori või auto transmissioonile) nimetatakse efektiivvõimsuseks.

Efektiivvõimsuse määramiseks tuleb indikaatorvõimsus korrutada mehaanilise kasuteguriga:

$$N_e = \frac{V_h p_i n Z}{K} \eta_m \text{ HJ,} \qquad (239)$$

kus η_m on mehaaniline kasutegur, mis arvestab võimsuse kadu võlli hõõrdumisel laagrites, kolvi hõõrdumisel silindris, abimehhanismide töösse rakendamiseks, läbipuhumispumbale (kahetaktilises mootoris), imemisele ja väljalaskele neljataktilises mootoris.

§ 164. SISEPÕLEMISMOOTORI KASUTEGURID

Mootoris põletatud kütuse soojuse kasutamise astet iseloomustatakse teoreetilises protsessis termilise kasuteguriga, tegelikus protsessis aga indikaatorkasuteguriga. Indikaatorkasutegur näitab soojuse kasutamise määra silindris. Ta kujutab endast indikaatortöö soojusekvivalendi suhet kütusega kulutatud soojusesse ja määratakse võrrandiga

$$\eta_i = \frac{632 N_i}{Q_t^k B}, \qquad (240)$$

kus B on tunnis tarbitud kütusekogus kg.

Mootoris tegelikult kasutatud soojust hinnatakse efektiivse või ökonoomilise kasuteguriga, mis määratakse indikaatorilise ja mehaanilise kasuteguri korrutisena

$$\eta_e = \eta_i \eta_m, \tag{241}$$

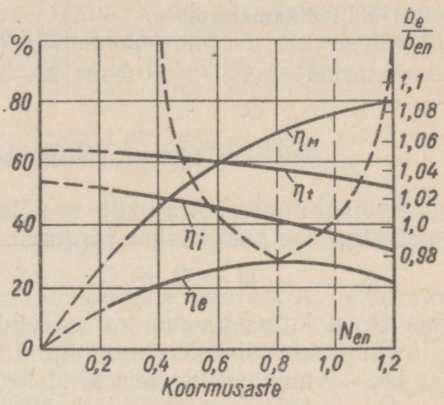
või analoogselt valemiga (240)

$$\eta_e = \frac{632 N_e}{Q_t^k B}. \tag{242}$$

Indikaatorilise ja mehaanilise kasuteguri väärtus sõltub mootori koormusest. Sisemise segu moodustamisega mootorites suureneb koormuse suurenemisel üheks ringprotsessiks silindrisse surutav kütusekogus, kuna silindrisse imetav õhukogus jääb endiseks. Tunduval ülekoormusel kutsub see esile ebatäieliku põlemise ja järelikult indikaatorkasuteguri vähenemise.

Mootoritel põlemisega konstantsel rõhul põhjustab koormuse kasv eelpaisumisastme ϱ suurenemist ja järelikult ka termilise kasuteguri vähenemist.

Joonisel 217 on näidatud kompressioonsüütega mootori kasutegurite η_t, η_i, η_e ja η_m sõltuvus koormusest. Abstsissteljele on kantud koormusastmed, s. t. mistahes koormuse suhe nimi- (tehase poolt soovitatud) koormusesse.



Joon. 217. Mootori kasuteguri ja kütuse erikulu muutuse graafik sõltuvalt koormuse muutusest.

Graafikust nähtuv mehaanilise kasuteguri langus koos koormuse langusega on esile kutsutud sisemiste takistuste ületamiseks kuluva soojuse osakaalu suurenemisest.

Mootori tühikäigul, kus kogu soojus kulutatakse sisetakistuste ületamiseks, osutub mehaaniline kasutegur võrdseks nulliga.

Suurim ökonoomsus, mida määrab väikseim kütuse erikulu ja suurim efektiivkasutegur, vastab koormusele, mis moodustab 80 kuni 90% nimikoormusest.

Joonisel 217 on punktiirjoonega näidatud kütuse erikulu b_e muutus nimikulu $b_{e,n}$ suhtes. Nimikoormusel suhe $\frac{b_e}{b_{e,n}} = 1$. Tabelis 26 on antud mitmesuguste mootorite töönäitajate keskmised väärtused.

Tabel 26

Mitmesuguste mootorite töönäitajate keskmised väärtused

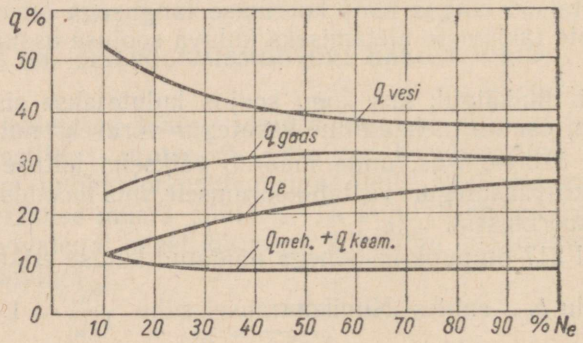
Mootori tüüp	Surve-aste ε	η_i%	η_m%	η_e%	b_e g/HJ$_e$h	p_i kg/cm^2
Neljataktilised, kütuse pumppihustusega diislid	13—16	42—48	78—85	32—40	155—180	6,8—7,2
Kahetaktilised, kütuse pumppihustusega diislid	13—16	42—46	72—80	31—35	180—220	5,5—6,3
Neljataktilised, kütuse pneumaatilise pihustusega diislid	13—14	40—45	74—78	30—35	185—210	7—7,2
Kalorisaatormootorid	5—8	22—36	70—75	16—28	250—400	2,5—4,0
Neljataktilised karburaatormootorid	4,5—8	22—28	80—90	18—24	250—350	5—10
Gaasimootorid	6—9	25—32	78—82	20—27	—	5,0—7,0

§ 165. MOOTORI SOOJUSBILANSS

Soojusbilanss näitab kütuse põlemisel eraldunud soojuse jagunemist ning see määratakse järgmise võrrandiga:

$$Q = Q_e + Q_m + Q_g + Q_v + Q_k \text{ kcal/h}, \qquad (243)$$

kus Q on kütusega mootorisse viidud soojus;
Q_e — efektiivtööks muundunud soojus;
Q_m — mehaanilistele kadudele kulutatud soojus;
Q_g — töötanud gaasidega lahkuv soojus;
Q_v — jahutusveega eemale juhitud soojus;
Q_k — põlemise keemilisest ebatäielikkusest ja soojuse kiirgamisest tingitud soojusekadu.



Joon. 218. Karburaatormootori ЗИС-5 soojusbilanss sõltuvalt koormusest n = konst. juures.

Kui soojusekaod võtta protsentides kütusega mootorisse viidud kogusoojusest, avaldub soojusbilanss kujul

$$100\% = q_e + q_m + q_g + q_v + q_k. \qquad (244)$$

Mootori soojusbilanss sõltub koormusest. Koormuse suurenemisega suureneb kasulikuks tööks muundunud soojuse protsent ja väheneb kaoprotsent hõõrdumisele ja jahutusveele. Joonisel 218 on kujutatud karburaatormootori soojusbilanss.

Nagu esitatud graafik näitab, läheb tunduv osa soojusest (60—70%) kaotsi töötanud gaasidega ja jahutusveega. Jõuseadme ökonoomsust võib märgatavalt tõsta nende kadude vähendamisega.

Lihtsaimaks ökonoomsuse tõstmise menetluseks on väljuva jahutusvee soojuse kasutamine kuumveevarustuseks ja tehnoloogiliseks otstarbeks.

Kõige täielikumalt võib jahutusvee soojust kasutada veesoojenduskateldes-utilisaatorites, kus vee temperatuur tõstetakse jahutusvee soojuse arvel 90—95° C-ni. Utilisatsioonkatelde kasutamisega tõuseb jõuseadme ökonoomiline kasutegur 15—20% võrra.

§ 166. MOOTORITE PEAMÕÕDETE ARVUTAMINE

Sisepõlemismootorite peamõõdete arvutamiseks määratakse keskmise indikaatorrõhu suurus soojusarvutuse teel, mille esimesena esitas prof. V. I. Grinevetski.

Soojusarvutus seisneb termodünaamiliste võrrandite süsteemi lahendamises, mis võimaldavad määrata töötava keha olekut neis iseloomustavates punktides, mille järgi ehitatakse indikaatordiagramm. Indikaatordiagrammi pindala planimetreerimise või arvutamisega määratakse teoreetiline indikaatorrõhk.

Hinnates ette tegeliku protsessi ebatäiuslikkuse astme, leiame keskmise tegeliku indikaatorrõhu osana teoreetilisest.

Eelnevateks arvutusteks võib keskmise indikaatorrõhu määrata tabeli 26 järgi. Mootori võimsus, pöörete arv minutis, taktide ja silindrite arv ning mehaanilise kasuteguri väärtus peavad olema antud. Sel juhul arvutatakse silindri töömaht valemiga

$$V_h = \frac{N_e k}{p_i \eta_m n z} \text{ m}^3. \qquad (245)$$

Ette andes kolvikäigu s ja silindri läbimõõdu D suhte, mis kiirekäigulistel mootoritel võetakse 1,25—1,85 ja suurendatud kiirekäigulisuse korral 1—1,3, määratakse silindri läbimõõt:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{m\pi}},$$

kus m on suhe $\frac{s}{D}$.

Ümberkujundades saame

$$D = \sqrt[3]{\frac{4kN_e}{\pi p_i \eta_m n z m}} m. \qquad (246)$$

Näide. Määrata 140 HJ, $n = 300$ p/min neljasilindrilise neljataktilise kompressorita diiselmootori peamõõted.

Kasutades tabelit 26, võtame $\eta_m = 0{,}80$; $p_i = 6$ kg/cm²; $m = 1{,}5$.

Silindri läbimõõdu arvutame valemiga (246):

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 9000 \cdot 140}{\pi \cdot 6 \cdot 0{,}80 \cdot 300 \cdot 4 \cdot 1{,}5 \cdot 10^4}} = \sqrt[3]{0{,}0182} = 0{,}262 \text{ m}.$$

Võtame $D = 260$ mm. Sel juhul $s = 1{,}5$ $D = 1{,}5 \cdot 260 = 390$ mm.

XXXIII peatükk

SISEPÕLEMISMOOTORITE KONSTRUKTSIOON

§ 167. SISEPÕLEMISMOOTORITE KLASSIFIKATSIOON

Sisepõlemismootorite uurimise hõlbustamiseks liigitatakse neid järgmiste tunnuste järgi:

1. Töötsükli teostamisviisi järgi — kahe- ja neljataktilised mootorid.

2. Küttesegu ettevalmistamisviisi järgi — välise segumoodustamisega mootorid, kus töösegu moodustatakse väljaspool töösilindrit (karburaator- ja gaasimootorid) ja sisemise segumoodustamisega mootorid, kus töösegu moodustatakse töösilindris (diiselmootorid, kalorisaatormootorid).

3. Silindri täitmisviisi järgi värske laenguga — kompressorita mootorid, kus töösegu või õhk antakse silindrisse väliskeskkonna tingimusil, ja ülelaadimisega mootorid, kus töösegu või õhk antakse silindrisse spetsiaalse survepumbaga. Kahetaktilised mootorid puhutakse läbi kõrgendatud rõhuga õhu abil.

4. Küttesegu süütamisviisi järgi — sundsüütega ja kompressioonsüütega mootorid. Sundsüüde omakorda võib toimuda elektrisädemega või hõõgpea-kalorisaatoriga.

5. Kütuse liigi järgi — kergeõlimootorid (bensiin, ligroiin ja petrooleum), raskeõlimootorid (diiselkütus, masuut) ja gaasimootorid.

6. Põlemise iseloomu järgi — kiirpõlemismootorid, mis töötavad põlemisega konstantsel mahul ($V = \text{konst.}$), järkjärgulise põlemisega mootorid, mis töötavad põlemisega konstantsel rõhul (p — konst.) ja segaringprotsessil töötavad mootorid.

7. Kiirekäigulisuse ehk kolvi keskmise kiiruse järgi liigitatakse mootorid aeglasekäigulisteks, kolvi keskmise kiirusega alla 6,5 m/sek, ja kiirekäigulisteks, kolvi keskmise kiirusega üle 6,5 m/sek.

Kolvi keskmine kiirus määratakse valemiga

$$c_m = \frac{2sn}{60} = \frac{sn}{30} \text{ m/sek,} \qquad (247)$$

kus s on kolvikäik m;

n — väntvõlli pöörete arv minutis.

8. Konstruktiivse kujunduse järgi võib mootoreid iseloomustada terve rea tunnuste järgi.

Silindrite arvu järgi liigitatakse mootoreid ühe- ja mitmesilindrilisteks. Silindrite asendi järgi püst-, lamav-, täht- ja *V*-mootoriteks.

Kepsu-kolbmehhanismi grupi järgi liigitatakse ristpeata mootoriteks, kus väntmehhanismi juhtmehhanismiks on kolb ja ristpeaga mootoriteks, kus juhtivaks seadmeks on spetsiaalne ristpea.

9. Kasutamiseesmärgi järgi liigitatakse mootoreid statsionaarseteks, laeva-, auto-, traktori, lennuki, mootorveduri- ja eriotstarbelisteks mootoriteks.

Mootori tüübid ja peamõõted võib määrata riiklikes standardites ette nähtud ühtse markeeringu järgi. Näiteks võetakse statsionaarsete ja laeva kompressorita diiselmootorite tähelised ja numbrilised tähistused ГОСТ 4393-48 järgi.

Vastavalt sellele standardile tähendavad üksikud tähed:

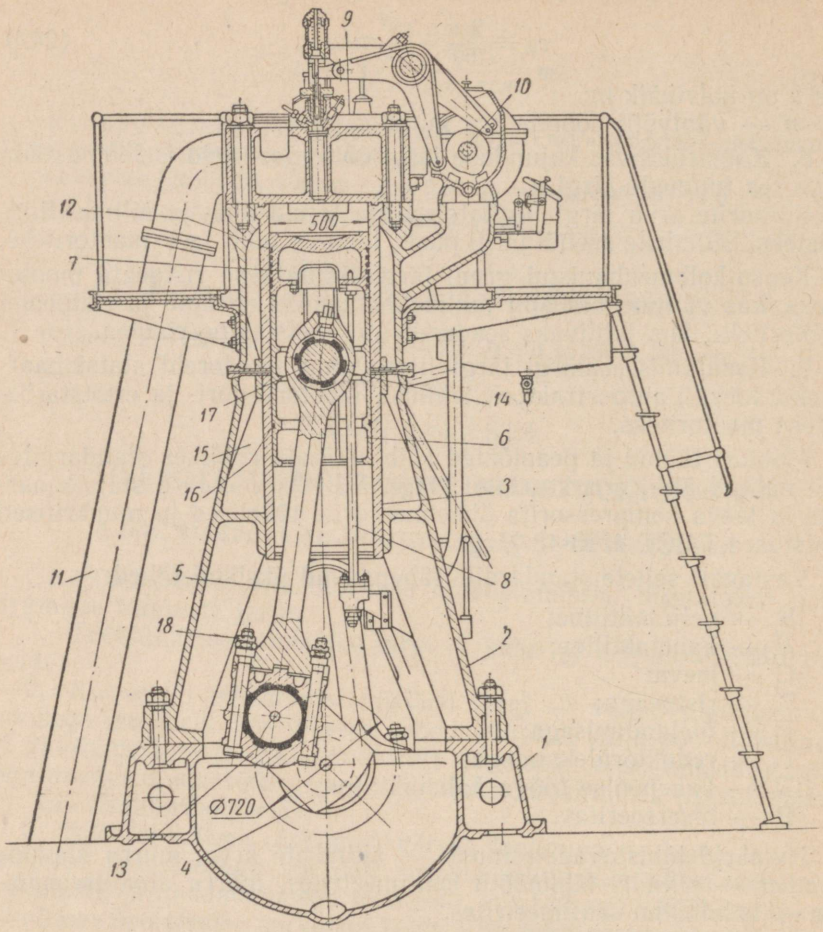
Ч — neljataktiline;
Д — kahetaktiline;
С — laeva;
К — ristpeaga;
Н — ülelaadimisega;
П — reduktorülekandega;
ДД — kahepoolse tööga kahetaktiline;
Р — reverseeritav.

Numbrid tähistavad: esimene — silindrite arvu, murru ülemine number — silindri läbimõõtu sentimeetrites, murru alumine number — kolvikäiku sentimeetrites.

Näide. Diisel $4ДК \frac{60}{100}$ — neljasilindriline, kahetaktiline, ristpeaga, mittereverseeritav, silindri läbimõõt 600 mm, kolvikäik 1000 mm.

§ 168. MOOTORITE PÕHIOSAD

Sisepõlemismootorite mehhanisme ja sõlmi kujundavaid detaile ja üksikosasid grupeeritakse nende ülesande järgi. Liikumatud osad moodustavad mootori niinimetatud kere. Mootori kere juurde kuuluvad alusraam, tugipukk, silindrid ja silindrikaaned. Mootoris mõjuvaid jõude vastuvõtvad ja edasiandvad detailid kujundavad põhilise töömehhanismi. Siia kuuluvad kolvid, kolvirõngad, ja -sõrmed; kepsud, väntvõll koos rihmaratta või siduriga ja hooratas.



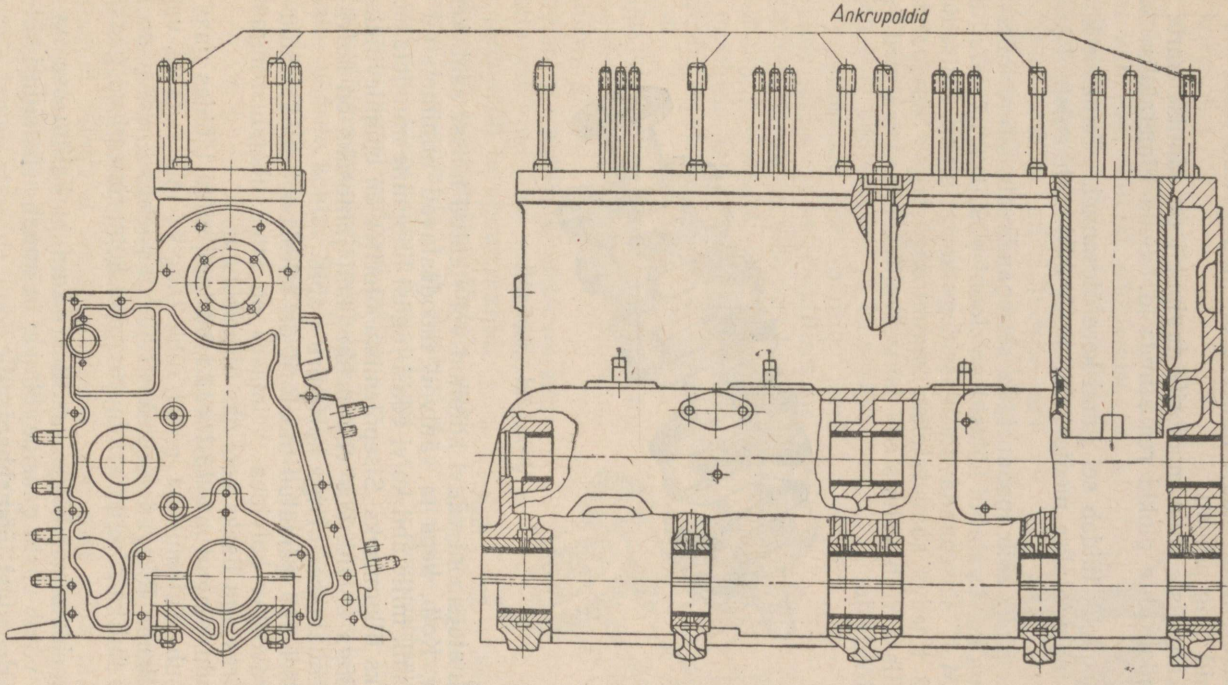
Joon. 219. Tehase „Dvigatel revoljutsii" kahetaktilise diisli $N = 600$ HJ ristlõige: *1* — alusraam; *2* — tugipukk; *3* — töösilindri hülss; *4* — väntvõll; *5* — keps; *6* — kolb; *7* — kolvi pea; *8* — teleskooptoru; *9* — silindri kaas; *10* — jaotusvõll; *11* — väljalasketoru; *12* — kolvirõngad; *13* — kepsu alumine pea; *14* — kepsu ülemine pea; *15* — veesärk; *16* — õlitusrõngas; *17* — kolvisõrm; *18.* — kepsu poldid.

Detailid, mille abil toimub klappide avamine ja sulgemine, moodustavad gaasijaotusmehhanismi. Peale selle on sisepõlemismootoritel õlitus, jahutus, süüte, pöörete arvu reguleerimise ja kütuse etteandmise ehk toitesüsteemi ühendatud detailid ja sõlmed.

Statsionaarmootori aluseks on alusraam, mis paigutatakse vundamendile ja kinnitatakse sellele ankrupoltide abil.

Joonisel 219 on näidatud lõige tehase „Dvigatel revoljutsii" statsionaardiislist, millel on kõige levinumat tüüpi alusraam.

Alusraamil *1* on väljalõiked antifriktsioonsulamiga kaetud raamlaagrite paigutamiseks. Raamile toetuvad *A*-kujulised töösilindrite



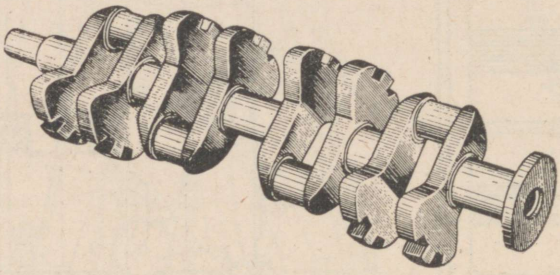
Joon. 220. Diiselmootori M-17 karteriplokk.

tugipukid *2*. Silindri hülss *3* on pressitud tugipukki. Tugipuki seinte ja hülsi vaheline ruumala moodustab veesärgi *15*. Tugipuki peale kinnitatakse silindri kaas, millesse on monteeritud sisse- ja väljalaskeklapid ning pihusti.

Kiirekäiguliste diiselmootorite tugipukil on kinnise karbi kuju, mis ühendab ühte plokki rea silindreid. Seda nimetatakse karterplokiks.

Karter-plokk täidab sel juhul kere ülesannet. Temasse kinnitatakse ja mahutatakse mootori mitmesugused mehhanismid ja agregaadid.

Karter-ploki võib moodustada sissepandavate silindrihülssidega või plokiga koos valatud hülssidega. Joonisel 220 on näidatud diiselmootori M-17 sissepandavate hülssidega karter-plokk. Hülsside alumise vöö tihedus saavutatakse kummirõngastega. Sissepandavaid silindrihülsse võib valmistada kõrgekvaliteedilisest malmist ja termiliselt töödelda.



Joon. 221. Väntvõll.

Ekspluatatsiooni vältel kulunud või rikutud hülsse saab kergesti vahetada. Kolb, keps ja väntvõll moodustavad niinimetatud väntmehhanismi, mille abil kolvi edasi-tagasi liikumine muudetakse võlli pöörlevaks liikumiseks. Sisepõlemismootorites on enamlevinuks ühepoolse tööga kolvid, kus väntmehhanismi juhtosaks on kolvi keha. Keps ühendatakse kolviga kolvisõrme abil.

Joonisel 219 näidatud mootoril on teleskooptoru *8* kaudu jahutatav, äravõetav kolvipea. Viimases on kuus tihendusrõngast, all, kolvi sääres aga lisaks veel üks õlitusrõngas.

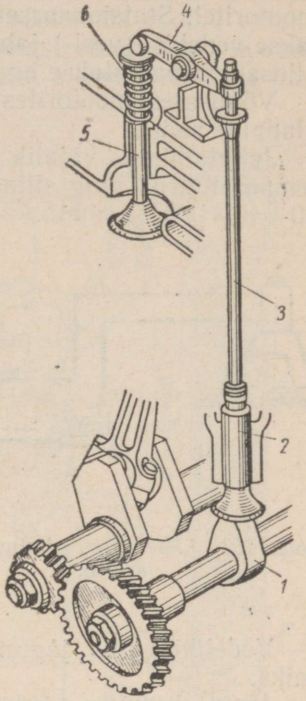
Tihendusrõngad moodustavad labürindi, mida läbides gaas pidevalt paisub. Tulemusena gaasi rõhk langeb, mis tagabki vajaliku hermeetilisuse. Rõngad surutakse tihedalt vastu silindri seinu nende elastsuse kui ka rõnga soonde tunginud komprimeeritud gaasi rõhu arvel.

Väntmehhanismi kõige vastutusrikkam ja kallim osa on väntvõll, mis võtab vastu gaaside rõhujõu ja annab selle siduri või rihmratta kaudu edasi töömehhanismile.

Joonisel 221 on näidatud neljasilindrilise diisli vastukaaludega varustatud väntvõll.

Väntvõlli kuju ja väntade asend sõltub silindrite arvust ja paigutusest, ning see valitakse süüdete ühtlase vaheldumise ja kolvi edasitagasi liikumisel tekkivate inertsjõudude tasakaalustamise tingimuste kohaselt.

Et akumuleerida abistavate käikude sooritamiseks vajalikku energiat, kindlustada väntvõlli ühtlast pöörlemist ja väntmehhanismi surnud seisudest üleviimist, kinnitatakse väntvõlli lõppu hooratas. Mida suurem on silindrite arv, seda ühtlasemalt kantakse jõud kolbidelt väntvõllile ning seda väikesem võib olla hooratas. Ühesilindrilises neljataktilises mootoris esineb töökäik väntvõlli kahe pöörde järel, neljasilindrilises — väntvõlli 180° pöörde järel ja kuuesilindrilises — väntvõlli 120° pöörde järel. Töökäikude järjekord neljataktilises neljasilindrilises mootoris võib olla 1 — 3 — — 4 — 2 või 1 — 2 — 4 — 3; kuuesilindrilises mootoris kasutatakse kõige sagedamini tööjärjekorda 1 — 5 — 3 — 6 — — 2 — 4.



Joon. 222. Jaotusvõlli alumise paigutusega neljataktilise mootori gaasijaotusmehhanism.

Neljataktilise mootori gaasijaotus toimub joonisel 222 näidatud gaasijaotusmehhanismi abil.

Mehhanismi põhidetailideks on sisse- ja väljalaskeklapid koos vedrudega, nukkidega jaotusvõll ja ajamidetailid.

Jaotusvõlli pöörlemisel tõstab nukk *1* tõukurit *2*, mis varda *3* ja nookuri *4* kaudu mõjudes klapi säärele *5* avab klapi. Klapp liigub tagasi vedru *6* mõjul.

Neljataktilises mootoris peab iga klapp avanema üks kord väntvõlli kahe pöörde kohta. Seetõttu pöörleb jaotusvõll väntvõllist 2 korda aeglasemalt, mis saavutatakse sobivalt valitud hammasrataste abil.

§ 169. JAHUTUSSÜSTEEMID

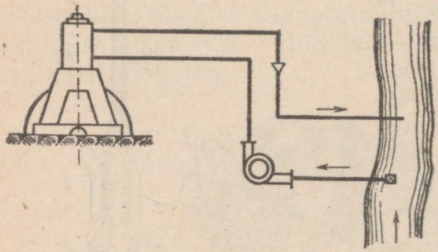
Kütuse põlemisprotsessil tõuseb temperatuur silindris 1800—2000° C-le ja põhjustab silindrite, kolvide ja teiste detailide tugevat kuumenemist. Kõrgetel temperatuuridel võib aset leida määrdeõli vedeldumine ja ärapõlemine ning üksteisega vastastikuses liikuvuses olevate detailide paisumine ja sööbimine.

Kõrgete temperatuuride poolt ohustatud detailide jahutamiseks ja soodsaima temperatuuri hoidmiseks mootori silindris kasutatakse jahutussüsteemi.

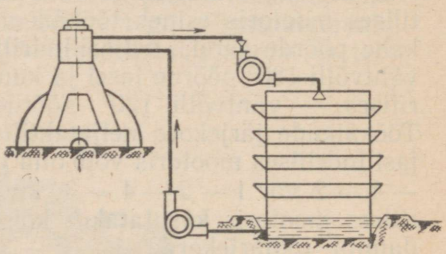
Jahutussüsteemid jagunevad õhkjahutuseks ja vedelikjahutuseks. Õhkjahutuse korral varustatakse mootori silindrid ja nende kaaned ribidega, mida uhutakse ventilaatorist saadava õhuga. Õhkjahutussüsteemi kasutatakse mootorratastel ja väikestel lennukimootoritel. Statsionaarsetel, laeva- ja auto-traktormootoritel eelistatakse vedelik- (vesi-) jahutust. Jahutusvesi juhitakse kohale silindri allosas, eemaldatakse aga ülalt, silindri kaane kaudu.

Võimsates mootorites jahutatakse ka kolvi pead ja väljalaskeklappide sääri.

Jahutamiseks vajalik veekogus sõltub sisse- ja väljavoolava vee temperatuurist ning silindris põletatud kütusehulgast, moodustades 20—45 l l HJh kohta.



Joon. 223. Läbivoolu jahutussüsteemi skeem.



Joon. 224. Sundringvooluga, gradiiriga jahutussüsteemi skeem.

Vedelikjahutus jaguneb *läbivoolu-* ja *ringvoolu*-jahutussüsteemiks.

Joonisel 223 on näidatud läbivoolu-jahutussüsteemi skeem. Läbivoolusüsteemi korral läbib jahutusvesi mootorit üks kord. Väikemootoritele võib jahutusveeallikana kasutada olemasolevat veevõrku. Kuumenenud vesi lastakse sel juhul kanalisatsiooni.

Veevähesuse või liiga kareda vee korral kasutatakse ringvooluehk suletud jahutussüsteemi. Viimases juhitakse mootoris kuumenenud vesi erilisse jahutusseadmesse — gradiiri, piserdusbasseini või radiaatorisse, kus ta jahutatakse ja uuesti suunatakse mootorisse. Joonisel 224 on kujutatud gradiiriga ringvoolujahutussüsteem.

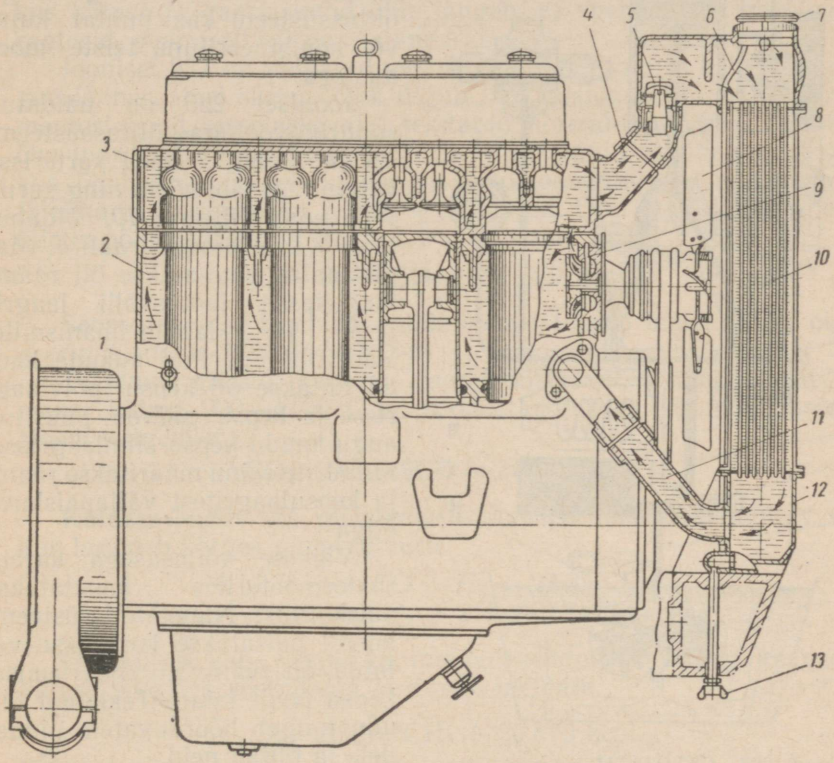
Vesi piserdatakse gradiiris väikesteks joakesteks ja jaotatakse ühtlaselt kogu ristlõikele puitlattide ja plankude abil. Parema tõmbe saavutamiseks kujundatakse gradiiri ülaosa tõmbekorstnana. Vee jahtumine toimub väikeste veepiiskade õhuga kokkupuutest ja jahutusvee osalise aurustamise arvel.

Transport- ja mõnikord ka statsionaarseadmetes kasutatakse jahutajana radiaatorit, mis kujutab endast õhuga jahutatavat torude süsteemi.

Joonisel 225 on näidatud radiaatoriga ringvoolujahutussüsteem. Kuumenenud vesi voolab radiaatori ülemisse paaki ja läbides torusid *10* jahtub ventilaatori *8* poolt tekitatud õhuvooluses. Jahtunud

vesi voolab alumise toru *11* kaudu veesärki. Tsentrifugaalpump *9* kiirendab vee ringvoolu süsteemis.

Väikese võimsusega mootorites kasutatakse termosifoonjahutussüsteemi, kus vee ringvool tekib kuumenenud ja radiaatoris jahtunud vee erikaalude erinevuse tõttu. Selles süsteemis voolab silindri veesärgis kuumenenud vesi radiaatori ülemisse reservuaari ja radiaatoris jahtunud vesi alumisest reservuaarist silindri veesärki ilma pumba kaasabita.



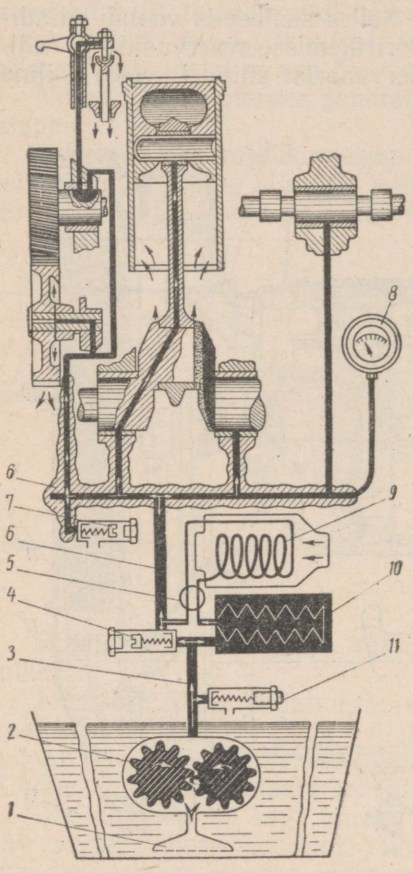
Joon. 225. Traktor СХТЗ-НАТИ mootori sundringvooluga, radiaatoriga jahutussüsteem:

1 — väljalaskekraan; *2* — silindriploki veesärk; *3* — silindrikaane veesärk; *4* — ülemine ühendustoru; *5* — termostaat; *6* — kontrolltoru; *7* — radiaatori kork; *8* — ventilaator; *9* — veepump; *10* — radiaatori jahutustorud; *11* — alumine ühendustoru; *12* — alumine paak; *13* — tühjendustoru.

§ 170. MOOTORITE ÕLITUSSÜSTEEMID

Hõõrdumise vähendamiseks tekitatakse vastastikku liikuvate detailide vahele õlikiht, mille tõttu metalli pindade vaheline hõõrdumine asendub õliosakeste vahelise vedelikhõõrdumisega. Hõõrdumiskaod vähenevad seejuures tunduvalt.

Vedelikhõõrdumise koefitsient on 0,002—0,004, samal ajal kui terase ja babiidi hõõrdekoefitsient on 0,12—0,18. Peale selle kindlustab pidev õli juhtimine hõõrduvate pindade vahele hõõrdumisprotsessis eralduva soojuse eemalejuhtimist. Silindrite õlitamine parandab ka komprimeerimist. Praegusaegsetes kiirekäigulistes mootorites on kõige enam levinud sundringvooluga õlitussüsteem kas puhtal kujul või kombineerituna teiste moodustega.



Joon. 226. СТЗ-НАТИ mootori õlitusskeem:

1 — sõelfilter; *2* — hammasrataspump; *3* — õli pealejuhtimise kanal; *4* — möödavooluklapp; *5* — õlijahutaja töösse lülimise kraan; *6* — õlimagistraal; *7* — tagasilaske klapp; *8* — manomeeter; *9* — õlijahutaja; *10* — riidefilter; *11* — kaitseklapp.

Joonisel 226 on näidatud sundringvooluga õlitussüsteemi skeem. Pump *2* imeb karterisse valatud õli läbi sõela ning surub selle edasi filtrisse *10*, õlijahutisse *9* ja peamagistraali *6*. Magistraalist suunatakse õli raamlaagritesse, jaotusvõlli laagritesse ja klappmehhanismile. Väntvõlli puuritud aukude kaudu antakse õli kepsu põlvlaagrisse ja kepsu säärde puuritud augu kaudu kepsu silmlaagrisse. Silindrite seinu määritakse raamja kepsulaagritest väljapaiskuva õliga.

Väikese võimsusega karburaatormootorites kasutatakse paiskõlitust. Nimetatud süsteemi korral paisatakse karterisse valatud õli väntvõlli pöörlemisel kepsu poolt laiali. Tekkinud õliudu langeb hõõrduvatele pindadele ja õlitab neid.

§ 171. TAHKETE KÜTUSTE GAASISTAMINE

Täiesti ebaratsionaalne, transporti koormav ja toodetava energia omahinda tõstev on vedelkütuse vedamine kaugete vahemaade taha statsionaarsete jõuseadmete kütteks, kus võiks kasutada kohalikke kütuseid. Lisaks sellele põhjustas autotranspordi ja lennuasjanduse kiire areng vajaduse võtta tarvitusele spetsiaalsed abinõud vedelkütuste säästmiseks rahvamajanduse mitmesugustes harudes nende maksimaalse asendamise teel kohalike kütustega.

Sisepõlemismootorites võib kohalikke kütuseid kõige hõlpsamini kasutada neid eelnevalt gaasistades. Tahkete kütuste gaasistamise all mõistetakse nende põlevosa gaasiks muundamise protsessi põletamisel hapniku puudujäägiga. Gaasigeneraatorseadmetes on liigõhutegur 0,40—0,45.

Gaasistamise menetluse järgi liigitatakse praegusaegsed gaasigeneraatorid kolme gruppi: a) vastuvoolu- ehk otsese protsessiga gaasigeneraatorid, kus kütuse ja saadava gaasi liikumine on vastupidine; b) pärivoolu ehk pööratud protsessiga gaasigeneraatorid, kus kütuse ja gaasi suund ühte langeb; c) spetsiaalsed gaasigeneraatorid, peamiselt kiirgaasistamiseks.

Joonisel 227 on näidatud vastuvoolu, pärivoolu ja kahe tsooniga gaasigeneraatori skeem. Õhk liigub läbi gaasigeneraatori tavaliselt mootori poolt sisselaske ajal tekitatud hõrenduse toimel. Kütusele õhu juurdejuhtimise kohas kujuneb niinimetatud oksüdeerimistsoon, kus õhuhapnik ühineb kütuse põlevkomponentidega, moodustades täieliku ja mittetäieliku põlemise saadused. Ühe mooli kohta võetud täielik põlemisprotsess väljendub valemiga:

$$C + O_2 = CO_2 + 97\,650 \text{ kcal.}$$

Seoses soojuse tunduva eraldumisega tõuseb temperatuur oksüdeerimistsoonis 1200—1500° C-ni.

Tekkinud gaasid, sattudes taandamistsooni, kuumendavad viimases kütust 900—1100° C-ni, soodustades seega taandamisreaktsiooni kulgemist:

$$CO_2 + C = 2CO - 38\,790 \text{ kcal.}$$

Kütuses leiduv või spetsiaalselt oksüdeerimistsooni juhitav veeaur laguneb kõrges temperatuuris:

$$C + H_2O = CO + H_2 - 28\,380 \text{ kcal;}$$
$$C + 2H_2O = CO_2 + 2H_2 - 17\,970 \text{ kcal.}$$

Osa kütuse vaba vesinikku, mis pole seotud hapnikuga, reageerib kütuse hõõguva süsinikuga ja annab metaani:

$$C + 2H_2 = CH_4 + 20\,870 \text{ kcal,}$$

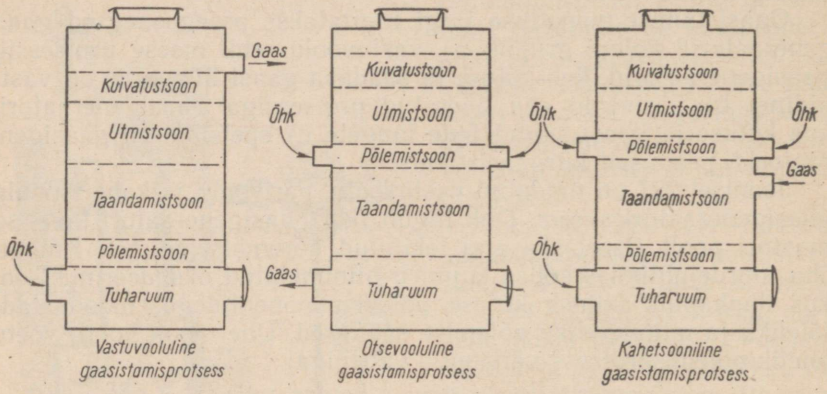
või

$$2CO + 2H_2 = CH_4 + CO_2 + 59\,000 \text{ kcal.}$$

Kütuse gaasistamise skeemil näidatud oksüdeerimis- ja taandamistsooni eraldamine ei vasta täielikult tegelikkusele ja on seega tinglik. Nagu näitavad Mezini, Grodzovski ja Tšuhhanovi uurimused, võivad oksüdeerimis- ja taandamisreaktsioonid kulgeda paralleelselt. Oksüdeerimisreaktsioonide tulemusena saadakse süsinikuhapniku kompleks, mis lagunedes annab üheaegselt süsinikoksüüdi ja süsihappe. Peale aktiivtsooni on gaasigeneraatorites veel utmis- ja kuivatustsoon.

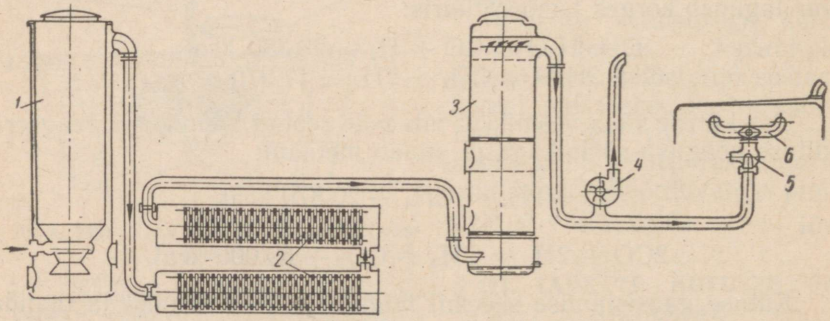
Utmistsoonis, temperatuuril 300—600° C eralduvad lendosad ja tõrvad. Kuivatustsoonis eraldub niiskus. Gaasistamise tulemusena

tekib gaaside mehaaniline segu, mis sisaldab põlevosas süsinikoksüüdi (20—30%), metaani (1—3%), vesinikku (10—16%) ja mittepõlevas osas lämmastikku (50—60%), süsihapugaasi (4—9%) ja veeauru (0—5%).



Joon. 227. Gaasistamisprotsesside skeemid.

Generaatorgaasi kütteväärtus kõigub piires 1100—1500 kcal/nm³. Vastuvooluprotsessiga gaasigeneraatorites segunevad utmisproduktid ja veeaur gaasistamisproduktidega, vähendades generaatorgaasi kütteväärtust ning saastades seda tõrvaproduktidega. Seetõttu kasutatakse vastuvooluprotsessi vaid vähese tõrvasisaldusega niiskusevabade kütuste korral.



Joon. 228. Auto gaasigeneraatorseadme skeem:
1 — gaasigeneraator; *2* — jämepuhastusfilter; *3* — rõngastega täidetud peenfilter; *4* — elektriventilaator; *5* — segisti; *6* — mootori sisselasketoru.

Tõrvade ja niiskuserikaste kütuste (puit, turvas, pruunsüsi) korral tarvitatakse kas pärivoolu või kahetsoonilise gaasistamisprotsessiga gaasigeneraatoreid.

Utmissaadused ja veeaur lagunevad sel juhul aktiivtsooni läbides ja moodustavad põlevgaasi. Sõltumatult gaasigeneraatori tüü-

bist on väljuv gaas alati saastatud kütuseosakestest, tuhast ja mõningatel juhtudel sisaldab ka suuremal hulgal tõrva ja veeauru.

Generaatorist väljuva gaasi ebapuhtuse ja kõrge temperatuuri tõttu ei saa seda mootoris efektiivselt kasutada ja tuleb eelnevalt puhastada ning jahutada. Statsionaarseadmetes toimub puhastamine ja jahutamine märgpuhastites — skrubberites. Auto- ja traktorseadmetel kasutatakse vähemtäielikku kuivpuhastust. Joonisel 228 on näidatud pärivooluprotsessil töötava auto gaasigeneraatorseadme skeem. Puhastussüsteem koosneb jämepuhastitest, mis kujutavad endast rida avadega vaheseinu, ja peenpuhastist, mis enamikul juhul on täidetud metallrõngastega. Jämepuhastis muudab gaas mitmekordselt oma liikumissuunda, mille juures tolmuosakesed eralduvad ning gaas jahtub. Samale põhimõttele rajanevad ka peenpuhastid, mida kasutatakse peamiselt jämepuhastites püüdmata jäänud tõrva ja niiskuse sadestamiseks.

Peale generaatorgaasi võib mootorites kasutada ka maa-alustest leiupaikadest saadavat looduslikku gaasi. Looduslikud gaasid kujutavad endast mitmesuguste süsivesinikühendite segu, millest peamine on metaan. Looduslike gaaside küttevääртus on tunduvalt kõrgem generaatorgaasi küttevääртusest, ulatudes 7000—13 000 kcal/nm^3; gaasi ja õhu segul on see 850—860 kcal/nm^3.

Transportseadmetes kasutatakse looduslikke gaase komprimeeritud või vedelal kujul. Enne mootorisse andmist vähendatakse gaasi rõhku ligikaudu atmosfäärirõhuni.

§ 172. GAASIMOOTORID

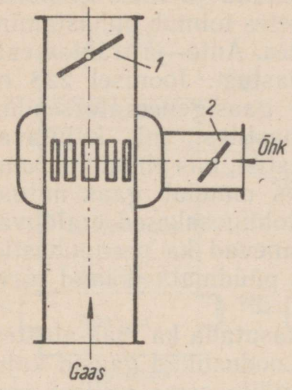
Olemasolevad gaasimootorid on enamikul juhul välise segumoodustamisega ja sundsüütega. Kompressioonsüütega gaasimootorite kasutamist piirab gaasiliste kütuste kõrge isesüttimistemperatuur, mis ületab vedelkütuste oma 200—300° C võrra, ja raskused, seoses mootori töötamisest lahjendatud seguga madalal koormusel.

Gaasi-õhu segu võib süüdata elektrisädemega, kalorisaatori hõõgkehaga või süütekütuse leegiga. Kõige levinenumaks on elektriline süütemeetod komprimeerimistakti lõpul süüteküünla elektroodide vahel tekitatava elektrisädemega. Kalorisaatorsüüdet kasutatakse väikese võimsusega kahetaktilistes mootorites. Gaasisegu süütamist juurdeantava vedelkütusega tarvitatakse kõrgendatud surveastmega mootorites ja see on laialt kasutamisel gaasküttele üleviidud pumppihustusega diiselmootorites.

Viimasel juhul imetakse sisselaskeperioodil silindrisse gaasi-õhu segu, mis ei sütti surveastmel $\varepsilon = 11—13$. Komprimeerimisprotsessi lõpul pritsitakse silindrisse vähesel määral süütekütust, mis põlema plahvatades süütab silindris oleva segu. Sissepritsitava kütuse kogus moodustab tavaliselt 5—10% üldisest soojusekulust. Tühikäigul viiakse säärased mootorid üle vedelkütusele.

Gaasi ja õhu segu paremaks põletamiseks peavad need olema

hästi segunenud. Mootori antud tööreŽiimil peab gaasi ja õhu suhte segus hoidma konstantsena. Gaasimootori maksimaalne ökonoomsus saadakse $\alpha = 1{,}05 \div 1{,}15$ juures. Maksimaalse võimsuse saavutamiseks liigõhutegurit mõnevõrra vähendatakse.



Joon. 229. Ristuvate voolustega gaasisegisti skeem.

Joonisel 229 on näidatud gaasi ja õhu ristuva voolusega gaasisegisti skeem. Silindrisse voolava segu kogust reguleeritakse klapiga *1*. Segu koostist reguleeritakse õhukanalis oleva klapiga *2*.

Generaatorgaasil töötavate gaasimootorite liitrivõimsus on tavaliselt väiksem karburaatormootorite liitrivõimsusest, tingituna generaatorgaasi ja õhu segu väiksemast kütteväärtusest.

Bensiini-õhu segu kütteväärtus on 850—890 kcal/nm³, generaatorgaasi ja õhu segul aga 560—600 kcal/nm³. Peale selle vähendab gaasigeneraatorseadme liitrivõimsust suurem sisselasketakistus. Liitrivõimsuse suurendamiseks tõstetakse gaasimootorite termilist kasutegurit surveastme suurendamisega 8—9-le ja mootori ülelaadimisega.

Surveastme tõstmine on võimalik gaasi-õhu segu kõrgema isesüttimistemperatuuri tõttu. Mõningatel juhtudel saavutatakse liitrivõimsuse suurenemine, lisades gaasile mõningal määral vedelkütuse aurusid. Mootori töötamisel kõrge kütteväärtusega looduslike gaasidega ta liitrivõimsus peaaegu ei lange. Tavaliselt karburaatormootorid võivad loodusliku gaasiga töötada ilma eriliste ümberehitusteta.

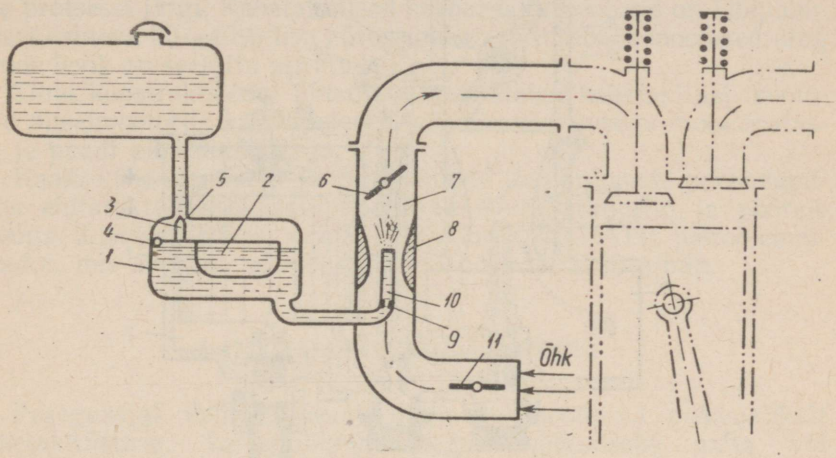
§ 173. KARBURAATORMOOTORID

Karburaatormootoriteks nimetatakse välise segumoodustamisega mootoreid, milles põlevsegu vedelkütuse aurudest ja õhust valmistatakse eriseadmes — karburaatoris.

Karburaatormootorites kasutatakse kergestiaurustuvaid vedelkütuseid, nagu bensiini, ligroiini ja petrooleumi. Karburaatori tööprintsiip põhineb kütuse pihustamisel suure kiirusega liikuvas õhujoas. Joonisel 230 on näidatud elementaarse karburaatori skeem. Karburaatori peamisteks osadeks on ujukikamber *1* koos kütuse konstantset taset hoidva mehhanismiga, segunemiskamber *7* koos pihustiga *10*, segukoonus *8* ja seguklapp *6*. Düüsiks *9* nimetatakse väljavoolava kütuse hulka määravat kalibreeritud ristlõiget. Selleks, et kütus pihustist üle ei voolaks, hoitakse kütuse nivoo ujukikambris pihusti suudmest 1—1,5 mm madalamal. Kütuse konstantset nivood hoiab ujuk *2*, mis kütuse väljavoolamisel ujukikambrist langeb koos nõelklapiga *3* (telje *4* ümber pöördudes), avades kütuse juurdevoolu

paagist ujukikambrisse. Kambri täitumisel tõuseb ujuk üles ja suleb sissevooluava *5* nõelklapiga, mille tagajärjel kütuse juurdevool lakkab.

Imemistakti ajal voolab karburaatori õhutorusse õhk. Tingituna õhukoonuse ristlõike sujuvast vähenemisest ja järgnevast avardumisest tekib koonuses õhu voolamisel alarõhk, mida kasutatakse kütuse väljaimemiseks pihustist. Pihustist suure kiirusega mööduv õhk haarab kütuseosakesed ja pihustab need üliväikesteks piisakesteks, mis õhuga hästi segunevad. Osa kütusest aurustub, osa aga viiakse silindrisse hõljuvas olekus.



Joon. 230. Elementaarse pulverisaator-karburaatori skeem.

Aurustamise parandamiseks kasutatakse petrooleumiga ja ligroiiniga töötavates mootorites karburaatorist tuleva segu ettesoojendamist. Silindrisse voolava segu kogust reguleeritakse seguklapiga *6*, mis on ühendatud pöörete arvu regulaatoriga.

Õhuklapi *11* ülesandeks on segu rikastamine käivitamisel. Käivitamise ajal on väntvõlli pöörete arv väike ja hõrendus segukoonuses mittepiisav kütuse väljaimemiseks pihustist. Sulgedes sel juhul õhuklapi, tekitatakse kunstlikult hõrendus, mis kutsub esile kütuse intensiivse väljavoolu pihustist ja segu rikastumise.

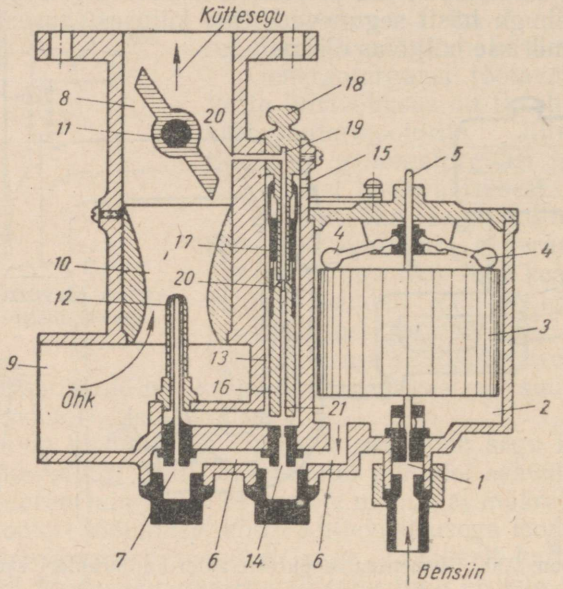
Ühe pihustiga elementaarne karburaator ei taga segu vajalikku koostist koormuse muutusel. Koormuse vähenemisel suleb seguklapp kanali ja hõrendus segukambris väheneb. Seejuures väheneb pihustist väljavoolav kütusekogus suuremal määral õhu kogusest, mistõttu segu lahjeneb. Seguklapi avamisel segu rikastub. Selleks, et säilitada kõikidel koormustel segu nõutud koostist, on karburaatoril rida lisakanaleid ja abinõusid segu rikastamiseks mootori väikestel pööretel ning lahjendamiseks koormuse suurenemisel.

Joonisel 231 on näidatud „Zenith"-tüüpi karburaatori skeem. Küttesegu nõutud koostise kindlustamiseks mistahes koormustel on

karburaatoril peale peapihusti *7* veel lisapihusti, milleks on peapihustit *7* kontsentriliselt ümbritsev kompensatsioonipihusti *12*.

Kütus voolab kompensatsioonipihustisse ujukikambrist läbi kalibreeritud ava *14*.

Väikestel pööretel töötab kompensatsioonipihusti paralleelselt peapihustiga ja rikastab küttesegu. Seguklapi avamisel suureneb



Joon. 231. Karburaator „Zenith":

1 — bensiini sissevool; *2* — ujukikamber; *3* — ujuk; *4* — nõelklapi raskused; *5* — nõelklapi nõel; *6* — kanal peadüüsi juurde; *7* — peapihusti; *8* — segutoru; *9* — õhu sissevool; *10* — difuusor; *11* — seguklapp; *12* — kompensatsioonipihusti; *13* — kompensatsioonikaev; *14* — kalibreeritud ava; *15* — õhuava; *16* — tühikäigudüüs; *17* — hülss; *18* — kork; *19* — reguleerimistoru; *20* — tühikäigupihusti.

peapihustist läbivoolav kütusekogus, kuna kompensatsioonipihusti samal ajal annab peaaegu ühe ja sama, juurdevoolava õhukoguse suhtes tähtsusetu kütusekoguse, mille tõttu segu lahjeneb.

Kütuse konstantset juurdeandmist tagab õhu vool läbi kompensatsioonikaevuse ava *15*. Tänu õhu juhtimisele kompensatsioonikaevusesse, valitseb seal tähtsusetu hõrendus ja kütus voolab läbi kalibreeritud ava vaid kaevuse ja ujukikambri nivoode vahe tõttu. Seega võimaldab kahe düüsi kasutamine hoida segu koostis peaaegu konstantne.

Töösegu moodustamiseks mootori väikeste pöörete korral, kus seguklapp on peaaegu suletud ja hõrendus ei kandu pea- ja kompensatsioonipihustile, kasutatakse tühikäigudüüsi *16*. Seguklapi *11* taga tekkiva hõrenduse mõjul imetakse kompensatsioonikaevusest

tühikäigupihusti kaudu kütuse ja õhu rikastatud segu. Õhk voolab tühijooksukanalisse reguleeritava ava *15* kaudu.

Palju keerulisema ehitusega on automootorite karburaatorid. Nad on tavaliselt varustatud ökonomaiseriga, mis võimaldab segu rikastada täiesti avatud seguklapi juures mootori maksimaalvõimsuse saavutamiseks kütuse teatud ülekulu arvel.

Kõige laialdasemalt on karburaatormootorid levinud autodel, traktoritel, lennuasjanduses ja põllumajanduses. Kergete kütuste kõrge hinna tõttu karburaatormootoreid statsionaarseadmetena peaaegu ei kasutata. Enamik karburaatormootoreid töötab neljataktilise protsessi järgi. Kahetaktilised karburaatormootorid on läbipuhumisel esineva 30—40%-lise küttesegukao tõttu ebaökonoomsed ning nende levik on seetõttu piiratud.

Tänu konstruktsiooni lihtsusele kasutatakse kahetaktilisi mootoreid diiselmootorite käivitamiseks, väikese võimsusega mootorratastel ja paadi päramootoritena.

Kaalu vähendamiseks ja dünaamiliste tööţingimuste parandamiseks ehitatakse karburaatormootoreid suure silindrite ja pöörete arvuga. Joonisel 225 on näidatud traktori СТЗ-НАТИ petrooleumimootor, mis arendab võimsust 52 HJ pööretel 1250 p/min.

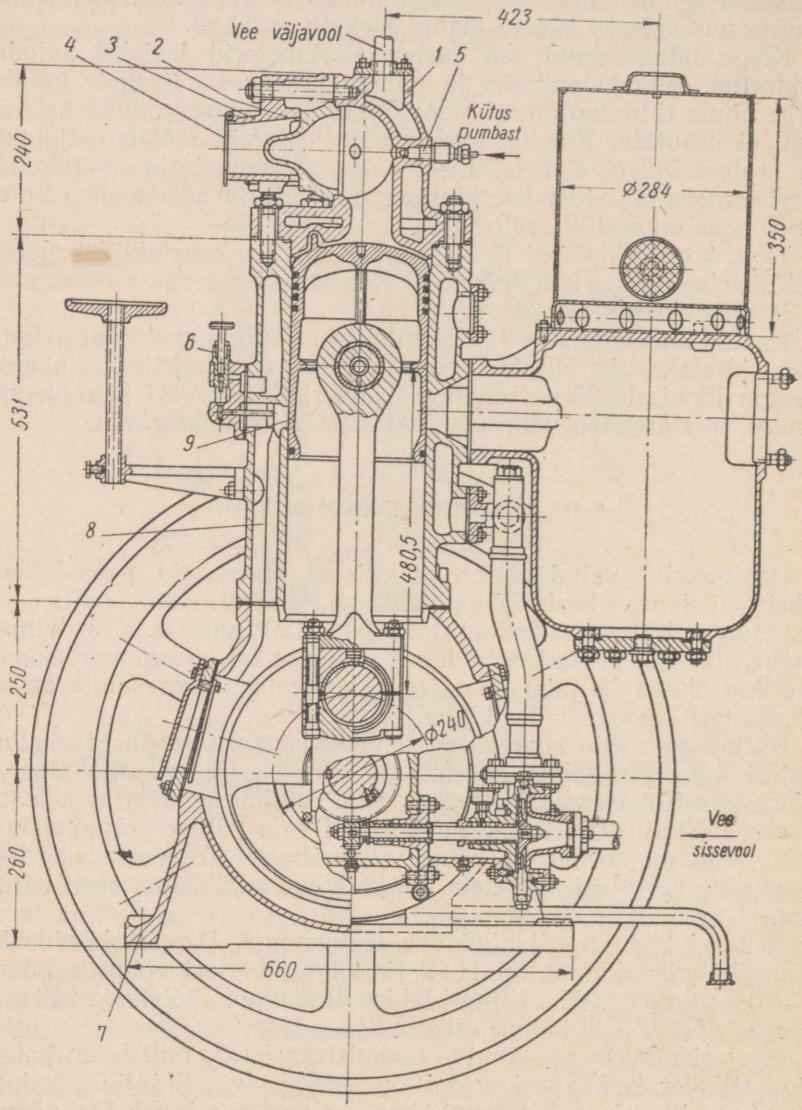
§ 174. KALORISAATORMOOTORID

Praegusajal valmistatakse kalorisaatormootoreid peaasjalikult kahetaktilistena, karterläbipuhumisega, töötamiseks nafta või masuudiga. Kütuse andmine algab 60°—120° enne ü. s. s. kütusepumba abil läbi pihusti. Silindrisse pritsitav kütus seguneb komprimeeritud õhuga ja tänu hõõguva kalorisaatori olemasolule aurustub osaliselt, moodustades küttesegu.

Küttesegu süttib survekäigu lõpul kokkusurutud õhu ja kalorisaatori kuumade seinte koosmõjul. Kütuse eelsissepritsimine ja kalorisaatori olemasolu loovad soodsad tingimused segu moodustumiseks, mistõttu kalorisaatormootorid ei vaja kütuse peenpihustust. Seda tüüpi mootoritel on kütuse etteandmise süsteem erakordselt lihtne ning see tagab häireteta töö ka kõige madalamat sorti kütustega.

Joonisel 232 on näidatud ühe levinenuma, Dzeržinski-nimelise tehase kalorisaatormootori Н-22 ristlõige. Mootori võimsus pööretel 500 p/min on 22 HJ, silindri läbimõõt 200 mm, kolvikäik 240 mm, surveaste 5,1 ÷ 5,3, kütuse erikulu 280 g/HJh.

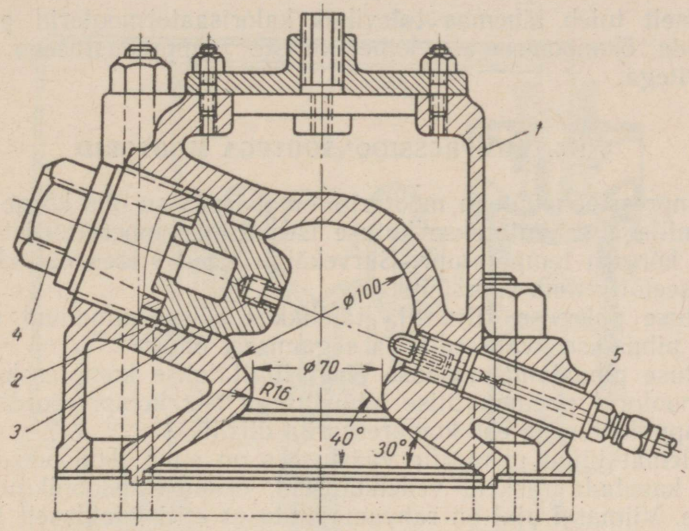
Mootori aluseks on kinnine malmist karter *7*, millele on paigutatud silinder *8*. Mootori kolb *9* on deflektoriga. Sfäärilise kujuga kaas *1* on silindriga ühendatud kitsa kaelaga, mis tagab õhu pöörisliikumise ja hea segunemise kütusega. Survekambri üks külg on kujundatud pirnitaolise mittejahutatava jatkuna *2*, mis moodustabki kalorisaatori. Kalorisaator on kaetud malmvarjuga *3*, millel on klapiga ava *4*.



Joon. 232. Mootori H-22 ristlõige.

Kalorisaatori vastaspoolele on paigutatud pihusti *5*. Enne mootori käivitamist kuumutatakse kalorisaatorit leeklambiga. Töö ajal püsib temperatuur kütuse põlemisel eralduva soojuse arvel.

Enamikul mootoreil peab kalorisaatori temperatuur olema piirides 360° C kuni 560° C. Kõrgematel temperatuuridel esinevad eelplahvatused ja mootori võimsuse langus. Kalorisaatori temperatuuri reguleerimiseks on H-22 mootorites ette nähtud vee andmine silindrisse tilguti *6* kaudu.



Joon. 233. 22 HJ mootori 1ПД 18/20 silindri pea.

Tilguti on tavalise konstruktsiooniga nõelventiil, mida reguleeritakse kuulmise järgi käsitsi. Täiskoormusel kulub iga kilogrammi kütuse kohta 1—1,5 l vett. Vee andmine põhjustab aga silindris katlakivi tekkimist ning määrdeõli vedeldumist, mille tagajärjel suureneb kepsu-kolvi grupi detailide kulumine. See puudus on kõrvaldatud teiste, kütuse süttimismomendi ratsionaalsemate reguleerimismooduste kasutamisega.

I. V. Mamini konstruktsiooniga mootorites kindlustatakse kalorisaatori vajalik temperatuur põlemiskambri jahutuspindade sobiva suurusega ja erikujulise süütekalorisaatoriga.

Joonisel 233 on näidatud Saraatovi Mehaanikatehases toodetava mootori 1ПД-18/20 silindri pea J. V. Mamini poolt konstrueeritud süütajaga. Kaande *1* on paigutatud sfääriline, mutriga *4* kinnitatud süütaja *2*. Süütaja tsentrisse on kinnitatud õhu poolt isoleeritud tihvt *3*. Tihvt püsib hõõguvana mootori kõigil koormustel ja kindlustab kütuse süütamise ka tühikäigul. Süütaja vastu on paigutatud pihusti *5*. Enne mootori käivitamist tuleb süütaja välja võtta ja ääsil või elektriahjus kuumutada tumepunase värvuseni.

Kalorisaatormootorite küttesüsteem koosneb kütusepumbast ja pihustist. Kütusepump surub vajaliku annuse kütust pihustisse, kus see tolmustatakse. Enamikul kalorisaatormootoritel on pumba plunžeri käik muudetav.

Kalorisaatormootorite puuduseks on suur kütuse erikulu, mis parimatelgi mudelitel on 250—280 g/HJh.

Vaadeldud mootorite madal ökonoomsus ongi peamiseks põhjuseks, et neid kasutatakse ainult väikese võimsusega jõuseadmetes.

Ilmselt tuleb lähemas tulevikus kalorisaatormootorid pidevalt asendada ökonoomsemate kahetaktiliste pumppihustusega diiselmootoritega.

§ 175. KOMPRESSIOONSÜÜTEGA MOOTORID

Kompressioonsüütega mootorite omapäraks on õhu kõrge surveaste, millega saavutatakse kütuse isesüttimistemperatuurist 100—300° C kõrgem temperatuur. Survekäigu lõpul sissepritsitud kütus süttib seetõttu ilma võõrsüüteta.

Kütuse põlemise kiirus ja täielikkus sõltub tunduval määral kütuse pihustuse kvaliteedist ja segamisest õhuga.

Kütuse pihustamismooduse järgi liigitatakse kompressioonsüütega mootorid pneumaatilise pihustusega ehk kompressordiisliteks ja pumppihustusega ehk kompressorita diisliteks.

Mõlemat tüüpi mootorite väärtuseks on suur ökonoomsus, võimalus kasutada raskeid vedelkütuseid, ekspluatatsioonikindlus ja -lihtsus. Viimasel ajal on rahvamajanduses eriti laialdaselt levinud pumppihustusega diiselmootorid, mis edukalt välja tõrjuvad karburaatormootoreid ja pneumaatilise pihustusega diiselmootoreid.

§ 176. KÜTUSE PNEUMAATILISE PIHUSTUSEGA DIISELMOOTORID

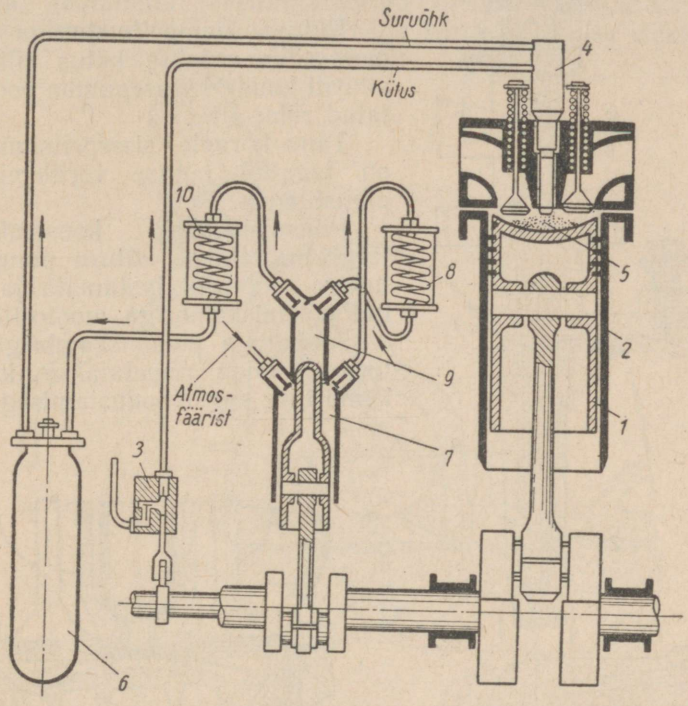
Kütuse pneumaatilise pihustusega diiselmootorites pihustatakse pumba poolt pihustisse surutud kütus sellest välja voolamisel kompressorist saadava suruõhu joa abil.

Joonisel 234 on toodud neljataktilise kompressordiisli skeem. Diisli silindris *2* liigub kolb *1*, komprimeerides õhku 30—35 atmosfäärini. Kütus surutakse pihustisse *4* pumbaga *3* ja paisatakse sealt tööballoonist *6* saadava 55 kuni 60 at-ni komprimeeritud õhu abil edasi põlemiskambrisse *5*. Pihusti avatakse jaotusvõlli sundajamiga ja jääb avatuks ka kolmanda takti alguses teatud aja vältel, kindlustades seega kütuse põlemise peaaegu konstantsel rõhul (35—40 at). Väntvõlli väntmehhanismi poolt käitatav kaheastmeline kompressor töötab järgmiselt.

Õhk imetakse madalrõhuastmesse *7*, komprimeeritakse 6—7 at-ni ja juhitakse surveklapi kaudu jahutajasse *8*. Viimasest voolab õhk imemiskanali kaudu kõrgrõhusilindrisse, kus ta komprimeeritakse

rõhuni 55—60 at ja suunatakse edasi teise jahutajasse *10*. Sellest voolab õhk tööballooni *6* ning sealt edasi pihustisse.

Kompressori kõrval on vaadeldavate mootorite iseloomustavaks sõlmeks pihusti ja kütusepump. Joonisel 235 on toodud lõige pihustusrõngastega pihustist. Pumba poolt surutav kütus voolab toru *5* kaudu õõnesse *2*. Samasse õõnesse voolab toru *3* ja kanali *4* kaudu suruõhk tööballoonist. Nõutud momendil tõstetakse hoova *12* poolt pihusti nõel ja suruõhk koos kütusega voolab silindrisse.



Joon. 234. Kompressoriga neljataktilise diiselmootori skeem.

Tänu suurele väljavoolamiskiirusele läbivad kütuseosakesed kuumendatud õhu kogu ulatuses, segunevad viimasega hästi ja süttivad vastavalt sissevoolamisele. Pihustamiseks kulutatav õhuhulk ei ületa 5% survekambrit täitvast õhust. Kütuse paremaks segunemiseks õhuga ja ta jaotamiseks väikseimateks osadeks on pihusti varustatud pihustusrõngastega *6*, milledesse on tehtud malekorras paiknevad avad. Kütus antakse pihustisse eri kütusepumbaga, mis mõõdab vajaliku kütusekoguse ja surub selle osade kaupa pihustisse. Pneumaatilise pihustusega diiselmootorite põhipuuduseks on mootori 4—7%-line võimsusekulu kompressori käitamiseks. Samuti vähendavad mitmeastmeline kompressor ja jahutajad seadme ekspluatatsioonikindlust.

Püüe suurendada mootori kasutegurit ja loobuda kallist ja keerulisest kompressorist viis kütuse pumppihustusega diiselmootorite ehitamisele.

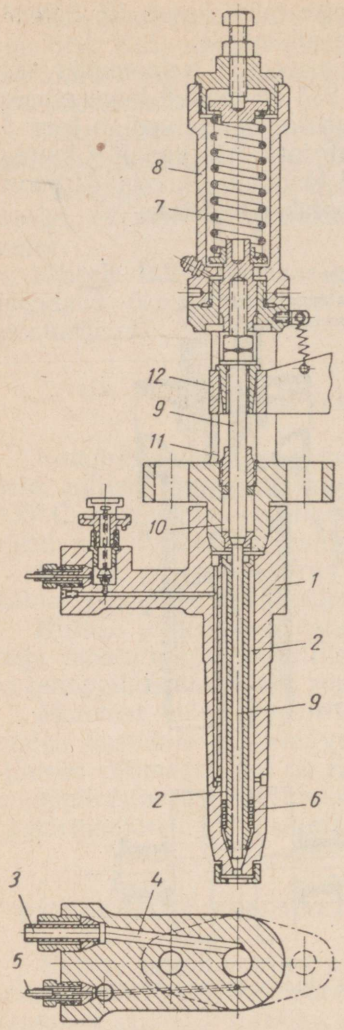
§ 177. KÜTUSE PUMPPIHUSTUSEGA DIISELMOOTORID

Kütuse pumppihustusega diiselmootorites antakse kütus silindrisse pihusti kaudu kütusepumba poolt tekitatud rõhu all.

Tänu kõrgele sissepritsimisrõhule on tagatud kütuse võrdlemisi hea pihustumine.

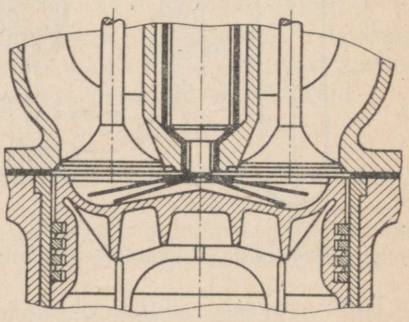
Põlemiskambri konstruktsiooni järgi liigitatakse kütuse pumppihustusega mootorid jaotamata ja jaotatud põlemiskambriga mootoriteks.

Jaotamata põlemiskambriga mootorites, mida nimetatakse ka ühekambrilise segumoodustamisega moo-



Joon. 235. Kompressoriga diiselmootori pihusti:

1 — pihusti korpus; *2* — õnar korpuses; *3* — suruõhu juurdejuhtimise toru; *4* — õhukanal; *5* — kütuse juurdejuhtimise toru; *6* — pihustusrõngas; *7* — nõela vedru; *8* — vedru kate; *9* — nõel; *10* — tihend; *11* — tihendi kate; *12* — käitamishoob.



Joon. 236. Diiselmootori ЯАЗ-204 põlemiskamber.

toriteks, pritsitakse kütus kolvi pea ja silindri kaane vahelisse ruumi.

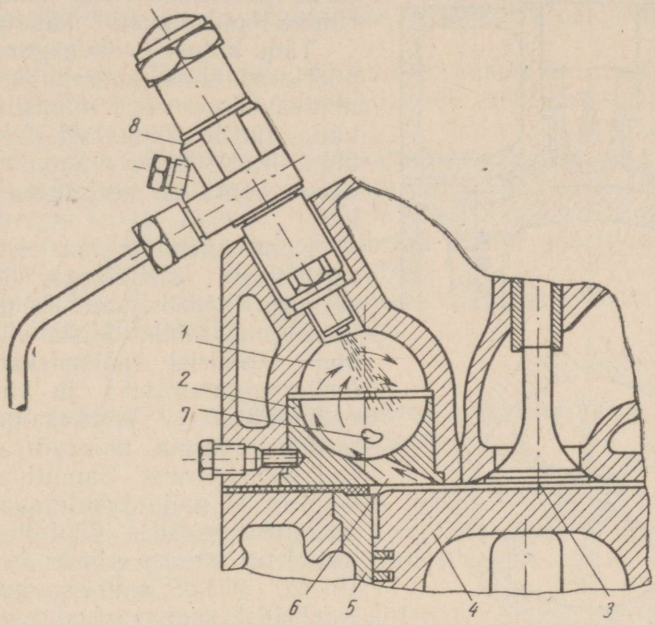
Kütuse pihustuse headus ja ta jaotumise ühtlus survekambri

mahus sõltub peamiselt kütusepumba ja pihusti töö kvaliteedist. Kütuse etteandmine toimub 300—1700 at rõhul.

Survekambri kujundus peab võimalikul määral vastama kütusejoa kujule ja paigutusele pihustusmomendil.

Joonisel 236 on toodud kahetaktilise kiirekäigulise diiselmootori ЯАЗ-204 põlemiskambri skeem. Pihusti asetseb tsentraalselt ja on kuue avaga, mis kindlustavad kütuse ühtlase jaotuse kambris.

Sissepritsimismomendil on silindri külmad seinad kaetud kolvi äärtega. Jaotamata põlemiskambriga diislid on ökonoomseimad sisepõlemismootorid ja annavad väga kõrge keskmise efektiivrõhu.

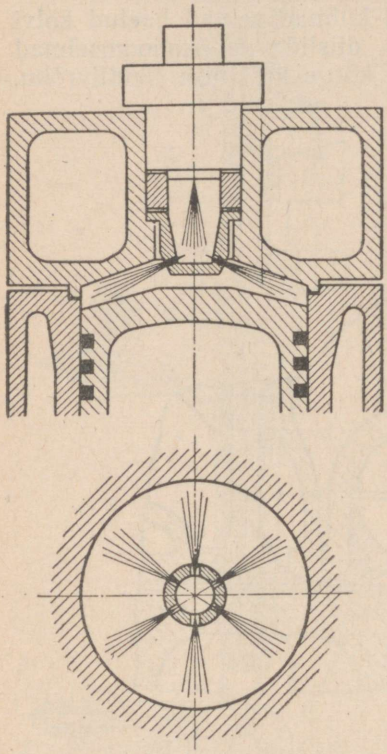


Joon. 237. Pööriskambri skeem:
1 — pööriskamber; *2* — pööriskambri alumine vahetatav pool; *3* — survekamber; *4* — kolb; *5* — ploki hülss; *6* — tsentraalkanal; *7* — külgkanal; *8* — pihusti.

Seda tüüpi neljataktilistel diiselmootoritel on kütuse erikulu 155—170 g/HJh, kahetaktilistel aga 175—190 g/HJh. Praegusajal ehitatakse üle 60 HJ-lise silindrivõimsusega diiselmootorid erandtult ühekambrilise segumoodustamisega. Vaadeldud mootoritüübi puuduseks tuleb lugeda keerulise ja kalli, ainult kõrgesordilise, hoolikalt filtreeritud kütusega töötamiseks kohase toiteaparatuuri vajadust. Lisaks sellele paistavad ühekambrilised diiselmootorid silma järsu survetõusu poolest kütuse põlemisel, mille tagajärjel mootori väntmehhanism on ohustatud suurtest, kiiresti kasvavatest koormustest ja peab seega olema suure kulumiskindlusega.

Püüe kasutada madalaid kütusesorte ja alandada toiteapara-

tuuri maksumust põhjustas väikese- ja keskmisevõimsuseliste jaotatud põlemiskambriga mootorite tekkimise. Olemasolevad jaotatud põlemiskambriga konstruktsioonid liigitatakse segu moodustamise järgi pööris- ja eelkambriga diiselmootoriteks. Joonisel 237 on toodud traktori КД-35 mootori pööriskambri skeem. Pööriskamber paikneb ploki kaanes ja haarab 70% põlemiskambri mahust. Survekäigu ajal surub kolb pööriskambrisse õhku, mis ühenduskanali kaldasendi tõttu saab kõverjoonelise (pööris-) liikumise. Kütus pritsitakse pööriskambrisse komprimeerimise lõpul pihusti *8* kaudu.



Joon. 238. Eelkambri töötamise skeem.

Tänu kütuse heale segunemisele pöörlevas õhus, kulgeb oksüdeerimisreaktsioon väga intensiivselt ja kütus süttib väikese viivitusperioodiga. Rõhu kasv vända pöördenurga kohta on seejuures mõõdukas.

Kuna ühenduskanal on tavaliselt suure ristlõikega, kujuneb silindris ja pööriskambris peaaegu ühesugune rõhk. Siiski vähendab õhu silindrist põlemiskambrisse ümberpaigutamiseks ja küttesegu vastupidiseks ümberpaigutuseks tarbitav energia mõnevõrra mootori ökonoomsust. Samuti avaldab negatiivset mõju jahutatava pinna suurenemine. Seda tüüpi diiselmootoritel on kütuse erikulu tavaliselt 10—20 g/HJh suurem, kui ühekambrilise segamoodustusega diislitel. Pööriskambriga diiselmootorite hüveks on soojusliku protsessi tähtsusetu tundlikkus kütuse pihustuse suhtes, mis võimaldab kasutada suhteliselt väikseid sisse pritsimisrõhke ja järelikult ka vähemkeerulist toiteaparatuuri.

Soojusliku protsessi suur stabiilsus muutlikel koormustel ja maksimaalse põlemisrõhu mõõdukas suurus teevad need mootorid eriti sobivateks transportseadmetele. Pööriskambriga mootorid on traktoritel ДТ-54, КД-35 ja autodel ЗИС-Д7.

Teiseks jaotatud põlemiskambriga mootoritüübiks on eelkambriga diiselmootor. Joonisel 238 on näidatud eelkambri töötamisskeem. Eelkamber asub silindri kaanes ja on suhteliselt väikese mahuga, moodustades survekambri kogumahust 25—35%. Peapõlemiskambriks on sel juhul ruumala kolvi pea ja silindri kaane vahel.

Eelkambri põhjas on üks või mitu ava, mis ühendavad eelkambrit peapõlemiskambriga. Survekäigul surub kolb õhu eelkambrisse. Kuna viimases on madalam rõhk kui peapõlemiskambris, soodustab see õhu kiiret läbivoolu ja pöörisliikumise tekkimist.

Survekäigu lõpul pritsitakse eelkambrisse pihusti kaudu suhteliselt madala rõhu all (80—100 at) kütust, mis osaliselt põleb. Selle tagajärjel tõuseb rõhk eelkambris järsult, ületades tunduvalt rõhu peapõlemiskambris. Rõhkude vahe tõttu paiskub osa kütust ja põlemissaadusi kolvipealsesse ruumi ning põlemisprotsess jatkub peapõlemiskambris.

Eelkambriga diislites kasutatakse seega kütuse pihustamiseks ja ta energiliseks õhuga segamiseks eelkambris osaliselt põlenud kütuse energiat.

Eelkambriga pihustamine võimaldab kasutada madalal rõhul töötavaid pihusteid ning täielikult põletada raskemat sorti kütuseid mark M-3, M-4.

Tunduv drosseldamine ühenduskanalites aitab kaasa rõhu sujuvaks tõusuks, mis soodsalt väljendub väntmehhanismi töös. Tingituna energia kulust gaaside viimisele ühest kambrist teise ja jahutuspinna suurenemisest, on eelkambriga diislid pööriskambriga ja ühekambriga diislitest vähemökonoomsed.

Neljataktilistel eelkambriga diislitel on kütuse erikulu 190—210 g/HJh, kahetaktilistel 195—200 g/HJh.

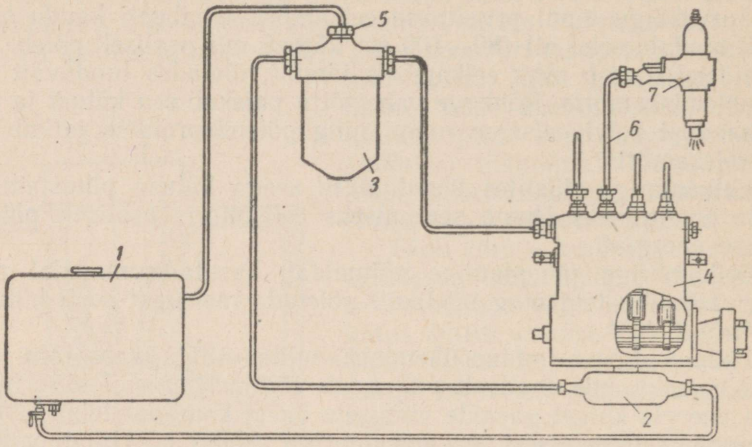
§ 178. KÜTUSE ETTEANDMISE SÜSTEEM PUMPPIHUSTUSEGA DIISELMOOTORITEL

Pumppihustusega diiselmootoritel koosneb kütuse etteandmise süsteem tavaliselt kütuse kõrgrõhu-kolbpumbast, pihustitest, kütuse madalrõhu-toitepumbast, filtritest, kütusepaagist ja madal- ning kõrgrõhutorustikust.

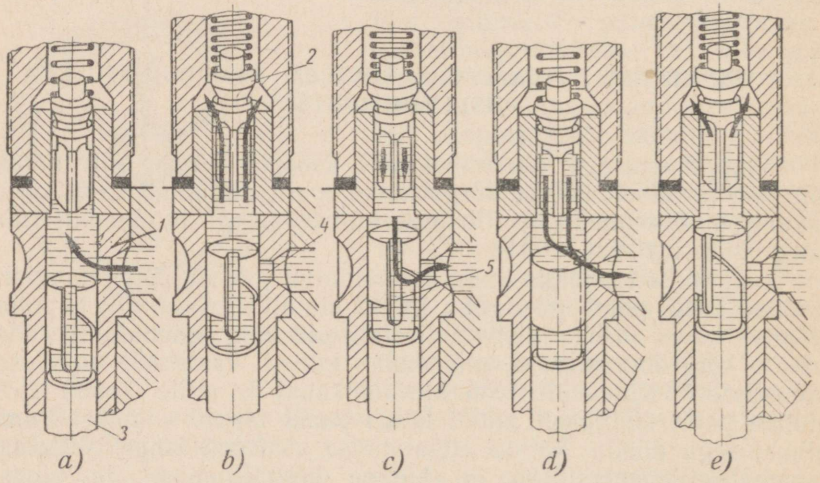
Tüüpiline etteandmisskeem on näidatud joonisel 239. Paagist *1* antakse kütus pumbaga *2* rõhu 1,5—2 ata all filtrisse. Filtris puhastatakse kütus mehaanilistest lisanditest ning suunatakse edasi kütuse kõrgrõhupumpa *4*, mis annab kütust vastavalt vajadusele pihustisse *6*. Kütusefiltril on ülevoolukanal *5*, mille kaudu toitepumba poolt üleliigselt antud kütus paaki tagasi voolab. Pumppihustusega diislite kütuse etteandmise süsteemi kõige iseloomustavamateks elementideks on kütuse kõrgrõhupump ja pihusti. Kütusepumba ülesanne on tekitada pihustis kõrge rõhk ning doseerida kütust vastavalt koormusele. Peale selle peab pump tagama kütuse etteandmist rangelt kindlaksmääratud momendil, vända kindlaksmääratud pöördenurgal enne kolvi ü. s. s. Enamikus kiirekäigulistel diiselmootoritel kasutatavates kütusepumpades reguleeritakse kütuse etteandmist plunžer-siibri poolt üleliigselt imetud kütuse tagasijuhtimisega.

Joonisel 240 on näidatud siiber-reguleerimisega pumba tööskeem.

Pumba tööelement koosneb plunžer-siibrist *3* ja hülsist *1*. Kui plunžer on alumises asendis, täitub pumba tööruum ava *4* kaudu kütusega. Kui nüüd plunžeri tõusul ta ülemine serv katab sisse-



Joon. 239. Kütuse etteandmise tüüpiline skeem.



Joon. 240. Plunžeri erinevad asendid pumba hülsis:
a — kütuse imemine; *b* — kütuse surumine; *c* — kütuse osaline tagasilaskmine sissepritsimise lõpul; *d* — kütuse täielik tagasilaskmine (pihustisse ei anta); *e* — maksimaalne kütuse andmine pihustisse.

laskeava, tekib surve ja kütus voolab survekanali *2* kaudu pihustisse. Kütuse juurdeandmine lakkab, kui plunžeri pea vildakserv avab sisselaskeava; kütuse ülejäänud osa voolab seejuures pumba juurdevoolupoolele tagasi. Pihustisse antavat kütusekogust regu-

leeritakse plunžeri pööramisega ümber ta telje. Pööramisel muutub vildaku ääre asend sisselaskeava suhtes.

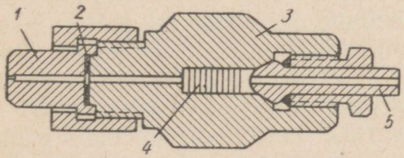
Juhul, kui plunžeri peas olev kanal *5* langeb kokku sisselaskeavaga (asend *d*), kütust pihustisse ei suruta, sest plunžeri ülesliikumisel voolab kütus tagasi.

Pihustisse antav kütusekogus on suurim, kui plunžeri spiraalne serv ühtub sisselaskeavaga kõrgeimas asendis. Plunžerit pööratakse regulaatori poolt käitatava spetsiaalse mehhanismiga. Pumppihustusega diislites antakse kütus silindrisse pihustitega, mis tolmustavad ja jaotavad kütuse osakesed põlemiskambri õhuruumis.

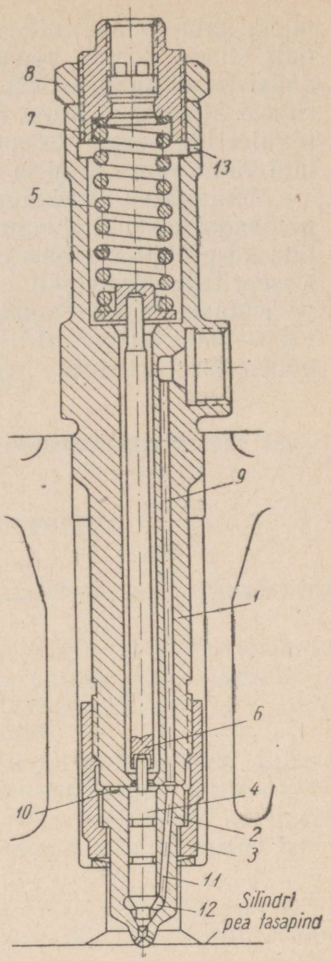
Olemasolevad pihustid võib konstruktsiooni järgi jagada kahte põhitüüpi: *avatud* ja *suletud* pihustiteks. Avatud pihustites ei ole sulgemisdetaile. Pumba poolt kõrge rõhu all düüsi antav kütus läbib selle ja pihustub.

Joonisel 241 on näidatud ühe pihustusavaga lahtise pihusti skeem.

Avatud pihustite puuduseks on



Joon. 241. Avatud pihusti skeem:
1 — düüs; *2* — tihend; *3* — korpus; *4* — filter; *5* — kõrgrõhutoru.



Joon. 242. Diiselmootori B-2 mitmeavalise suletud pihusti skeem:
1 — korpus; *2* — nõelklapi korpus; *3* — nõelklapi ja pihusti korpust ühendav mutter; *4* — nõelklapp; *5* — nõelklapi vedru; *6* — tõukur; *7* — vedru pinguse reguleerimise kruvi; *8* — kontrmutter; *9* — kütusekanal; *10* — ringkanal; *11* — kütusekanal; *12* — nõelklapi rõhukamber; *13* — läbiimbunud kütuse äravooluava.

kütuse läbivool sissepritsimise algul ja lõpul ka väikese rõhu juures. Suletud pihusteil seda puudust ei ole, mistõttu nad on tunduvalt suurema levikuga.

Joonisel 242 on näidatud mootori *B*-2 suletud pihusti skeem. Kütus voolab pumbast kanali *9* kaudu ruumi *12*. Kütuse rõhumine

nõela kaldpinnale, mille moodustab üleminek nõela ühelt läbimõõdult teisele, tõstab nõela. Edasi voolab kütus mitme augukesega düüsi ja väljudes sellest suure kiirusega pihustub hästi. Kontrmutriga *8* kinnitatud kruvi *7* abil võib muuta pihusti vedru pinget ja reguleerida seega sissepritsimise algrõhku. Nõela vahelt läbiimbunud kütus eemaldatakse ava *13* kaudu.

Mõningatel kiirekäigulistel diiselmootoritel ehitatakse pihustid pumbaga kokkukuuluvana. Säärane konstruktsioon võimaldab vältida kõrgrõhutorustikus oleva kütuse elastsusest tingitud moonutusi sissepritsimisprotsessil.

Kütusetorustike puudumisel võib sissepritsimisrõhu tõsta kuni 1500—2000 kg/cm². ЯАЗ-204 kahetaktilise diisli pumppihusti tagab kütuse sissepritsimise rõhul 1400—1700 at.

XXXIV peatükk

TUULEMOOTORITE EHITUS, TÖÖTAMISPÕHIMÕTE JA KASUTAMINE

§ 179. TUULEMOOTORITE EHITUS

Peamisteks energiaallikateks rahvamajanduses on päikesekiired, kütus, vesi ja tuul.

Kõige odavam nendest on tuul. Tuuleenergia on ammendamatu, kuna ta pidevalt taastub. Juba tuhandete aastate vältel kasutavad inimesed seda hinnata energiaallikat. Näiteks ehitati NSV Liidu kagu steppides tuuleveskeid juba III sajandil.

Esimesed tuulemootorid olid loomulikult primitiivsed. Lihtsamate hulka kuulub horisontaalvõlliga, trummeltüüpi tuulemootor, mille skeem on näidatud joonisel 243. Ülemised labad tekitavad tuule mõjul võllil ühesuunalise pöördemomendi, sest alumised labad on varjatud karbi esiseinaga.

Vertikaalse võlliga on karusselltüüpi tuulemootor (joon. 244). Ratta labad on ühelt poolt kaetud varjuga *a*, mis tiiva *b* abil paigutub automaatselt tuule järgi.

Rootor-tuulemootori, mis kujutab endast täiustatud karusselltüüpi tuulemootorit, tuuleratas koosneb kahest, üksteise suhtes nihutatud poolsilindrist (joon. 245). Säärane rootor pöörleb tuule igasuguse suuna puhul ühele ja samale poole.

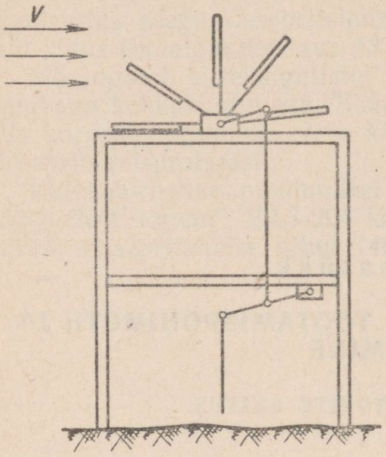
Et kindlustada rootori pöörlema hakkamist mistahes asendist, ehitatakse see kahe ühele võllile kinnitatud sektsioonina, milledest alumine on ülemise suhtes pööratud 90° (vt. joon. 245 punktiirjoon).

Põllumajanduses levisid laialdaselt tiibtuulemootorid, mida kasutati peamiselt veskites.

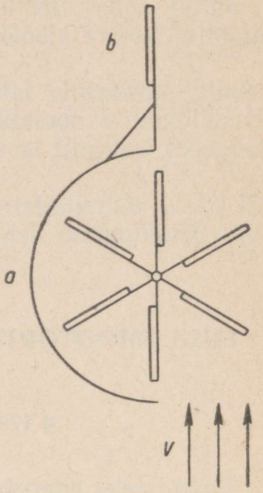
Sõltuvalt tuulde seadmise viisist liigitatakse tuuleveskeid pukk- ja hollandi tuulikuteks. Esimestel liigub kogu korpus (joon. 246, *a*), viimastel aga ainult ülemine osa liikumatu korpuse suhtes (joon. 246, *b*). Hollandi tuuleveskid on lihtsamad teenindada ning nad

ehitatakse suureläbimõõduliste tiivikutega. Tuule kiirusel 10 m/sek ja tiiviku läbimõõdul $D = 24$ m arendavad nad võimsust kuni 25 HJ.

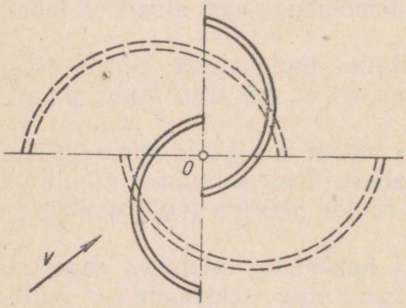
Praegusaegsete tuulemootorite ehitamisel eelistatakse vähe- ja



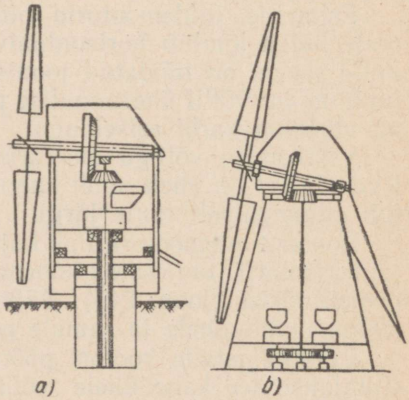
Joon. 243. Horisontaalvõlliga trummeltüüpi tuulemootor.



Joon. 244. Vertikaalvõlliga ja pööratava kattega trummeltüüpi tuulemootor.



Joon. 245. Rootor-tuulemootori skeem.



Joon. 246. Tuuleveski skeeme:
a — pukktuulik; *b* — hollandi tuulik.

paljutiivaliste tuuleratastega seadmeid. Vähetiivalistel ratastel on üks kuni neli tiiba; paljutiivalistel ratastel aga kuni 24.

Ratta läbimõõt kõigub piires 1,2 m (ВИМД-1,2) kuni 30 m (ЦАГИ Д-30).

Tiiva laba kinnitatakse jäigalt pikiprussiga ehk niinimetatud rootsuga, millega ta moodustab tiiva. Tiibade rootsud ühendatakse ratta horisontaalse või mõnevõrra kaldu oleva võlliga.

Võll paigutatakse tugedele tuulemootori peas, mida võib torni suhtes pöörata.

Peasse on paigutatud hammasülekandemehhanismid, mille kaudu antakse pöördmoment vertikaalvõllile. Seejuures suureneb ühelt võllilt teisele ülekantav pöörete arv. Pea külge kinnitatakse juhtpindadega saba tuulemootori tuulde seadmiseks.

Tiivik paigutatakse säärase kõrgusega torni, kus ümbritsevad esemed (ehitused, mets jt.) ei avaldaks mõju õhuvooluse sirgjoonelisusele. Kasulik on torn teha võimalikult kõrge, sest kõrgemal on ka tuule kiirus suurem. Kõrge torn muudab aga tuulemootori montaaži ja ekspluatatsiooni keerulisemaks. Torni kõrgus sõltub tiiviku läbimõõdust D ja on keskmiselt $(1—2)D$.

Torni alusele paigutatakse töömasinad või nende ülekandemehhanismid.

Tuulemootorid varustatakse regulaatoritega, mis piiravad tiiviku pöörete arvu ja kaitsevad teda tugevate tuulte korral liiga suure pöörlemiskiiruse eest.

§ 180. TUULEMOOTORI TÖÖTAMISPÕHIMÕTE

Tuulejõudu kasutav tuuleratas võib teha kasulikku tööd vaid juhul, kui ratta võllil tekib pöördemoment.

Selle momendi suurus sõltub nende takistusjõudude suurusest, mida tiib, laba või plaat avaldab temast mööduvale õhuvoolule.

Katselisel teel, mida kinnitab teooria, on kindlaks tehtud, et õhuvoolu rõhk kehale, järelikult aga ka selle poolt õhuvoolule avaldatav takistus, on määratavad seosega

$$X = C_x F_x \frac{\varrho v^2}{2}, \qquad (248)$$

kus jõud X on võetud X-teljega kokkulangeva suhtelise kiiruse suunas;

F_x — keha projektsioonipind X-telje risttasapinnal;

ϱ — õhkkeskkonna masstihedus;

C_x — takistuskoefitsient.

Koefitsiendi C_x suurus sõltub pinna kujust ja selle asendist vooluse suhtes. Tabelis 27 on toodud koefitsiendi C_x suurused sümmeetrilise voolamise korral.

Kui plaat moodustab õhuvoolu suunaga mingi nurga α, mida nimetatakse kohtumisnurgaks, siis voolusuunaline (X telg joonisel 247) takistusjõud ehk *frontaaltakistusjõud* on võrdne

$$X = C_x S \frac{\varrho v^2}{2},$$

kus S on plaadi pindala;

C^x — frontaaltakistuse koefitsient, mis sõltub nurgast α.

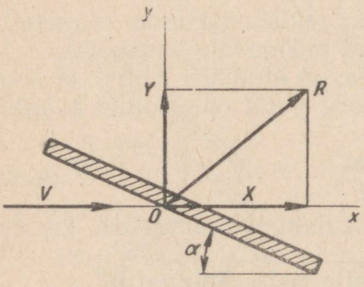
Tabel 27

Koefitsiendi C_x väärtused, kui keha on sümmeetrilises vooluses

Pinna kuju	F_x	C_x
Ümmargune plaat	$\frac{\pi d^2}{4}$	1,11
Täisnurkne plaat külgedega $a = b$ kuni $a = 4b$	$a \cdot b$	1,10
Kera	$\frac{\pi d^2}{4}$	0,47
Väljavenitatud pöördellipsoid	$\frac{\pi d^2}{4}$	0,044
Kumerusega vooluse suunda pööratud õõnes poolkera	$\frac{\pi d^2}{4}$	0,34
Nõgususega vooluse suunda pööratud õõnes poolkera	$\frac{\pi d^2}{4}$	1,33
Silinder	ld	0,63—0,74

Peale selle jõu tekib veel Y-telje suunaline kasulik *tõstejõud*

$$Y = C_y S \frac{\rho v^2}{2}.$$



Joon. 247. Tasapinnalisele plaadile mõjuva tuule rõhujõu X ja Y komponent.

Tiiviktuuleratastel kasutatakse tõstejõudu pöördemomendi tekitamiseks. Tiiva kuju aerodünaamiline väärtus on seda suurem, mida suurem on tõstejõu suhe frontaaltakistusjõusse:

$$K = \frac{Y}{X} = \frac{C_Y}{C_X}.$$

Plaadi korral saavutab see suhe $\alpha = 9°$ juures maksimumi $K = 4$.

Õhuvoolu pöörisliikumise tõttu plaadi peal ja järel on C_x siin võrdlemisi suur.

Pööristeta voolamine saavutatakse plaadi esiserva paksemaks tegemisega, esiäärte ümardamisega ja tagaserva teravdamisega.

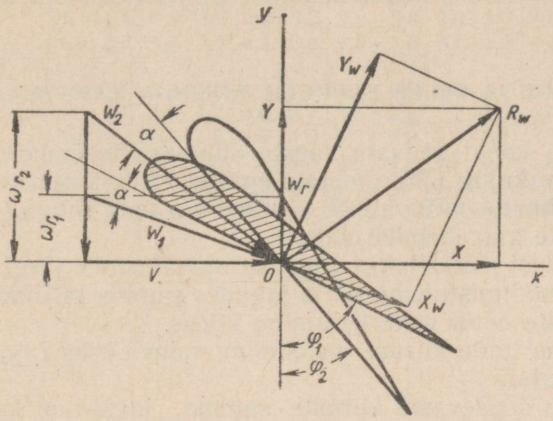
Seejuures koefitsient C_y pisut suureneb, koefitsient C_x aga väheneb tunduvalt, mille tulemusena koefitsiendi K väärtus kasvab mitu korda, võrreldes ühtlase paksusega ja täisnurksete servadega plaadiga. Nii näiteks on МАИ voolujoonelisel profiilil nr. 50 soodsaima kohtumisnurga $\alpha = 3°$ juures

$$K = \frac{C_y}{C_x} = \frac{29{,}4}{1{,}2} = 24{,}4,$$

kuna $\alpha = 9°$ korral $K = 21$.

Järelikult võib voolujooneliste tiibadega tuuleratas ühtede ja samade mõõdete korral anda 5—6 korda suurema pöördemomendi kui lihttiibadega ratas.

Selleks, et ratta tiival oleks kogu selle pikkuses sobivaim K väärtus, peab tiiva profiili kohtumisnurk tuule suunaga olema pöörlemisteljest erinevatel kaugustel samuti erinev. Vastavalt kaugenemise määrale pöörlemisteljest peab suurenema ka profiili seadenurk. See konstruktiivne nõue selgub, kui vaadelda ratta pöörlemisteljest r_1 kaugusel olevale lõikele Δr mõjuvaid jõude ja kiirusi.



Joon. 248. Tuulemootori tiivaelemendile mõjuva rõhujõu X ja Y komponent.

Joonisel 248 on toodud tiiva lõige. Tuule kiirus v ja ratta pöörlemissuund langevad ühte X-teljega. Tingituna ratta pöörlemisest nurkkiirusega ω, on lõikepunkti ringkiirus ωr_1. Lahutades geomeetriliselt tuule kiirusest v ringkiiruse, saame õhuvoolu suhtelise kiiruse

$$w_1 = \sqrt{v^2 + (\omega r_1)^2},$$

millega ta kohtab tiiba (profiili selga) nurga α all. Selle kiiruse suunas tekib takistusjõud X_w ja viimasega risti mõjuv tõstejõud Y_w. Liites need jõud, saame resultantjõu R_w, mille komponentjõud Y asetseb tiiviku pöörlemispinnas ning moodustab pöördemomendi koostisosa, komponentjõud X aga tiiviku frontaalrõhu koostisosa.

Selleks, et mingil teisel raadiusel $r_2 > r_1$, kus $\omega r_2 > \omega r_1$, õhuvool kohtaks tiiba sama soodsaima kohtumisnurga α all, peab tiiva profiil sel raadiusel olema eelmise suhtes pööratud nurga $\varphi_1 - \varphi_2$ võrra, nagu on näidatud joonisel 248.

Järelikult peab tiib keerduma kruvijooneliselt, s. t. sääraselt, et ta seadenurk ja ringkiirus mistahes raadiusel oleks seotud kujul

$$\operatorname{tg} \varphi_r = \frac{\omega r_i}{v},$$

kus r_i on tiiva profiili lõike kaugus ratta pöörlemisteljest.

Kaldenurga tangens tiiva lõpul

$$\operatorname{tg} \varphi_K = \frac{\omega R}{v} = Z,$$

kus R on ratta raadius.

Neist seostest selgub, et mida kiirekäigulisem on ratas ühe ja sama R juures, seda suurem on tiiva keerdenurk. Propellertiibasid kasutatakse tavaliselt vaid vähetiivalistel ratastel. Paljutiivalistel ratastel konstruktsiooni lihtsustamiseks kruvijoonelisi tiibu alati ei kasutata.

§ 181. TUUL JA SELLE ENERGIA. ENERGIA KASUTAMISTEGUR

Maapinna kohal asuvate suurte õhumasside ümberpaigutamine avaldub tuule kujul. Õhu ümberpaigutuse kiirust nimetatakse tuule kiiruseks. Viimane on tavaliselt pulsseeriva iseloomuga ja võib muutuda lühikeste ajavahemike vältel.

Tuule kiirust mõõdetakse võrdsete ajavahemike järgi. Liites kõik ööpäevased mõõtmistulemused ja jagades summa mõõtmiste arvuga, saadakse tuule ööpäevane keskmine kiirus.

Ööpäevane tuule kiiruse maksimum esineb igas rajoonis mingil kindlal kellaajal.

Kuuaegne ööpäevaste kiiruste summa, jagatuna kuu päevade arvuga, annab kuu keskmise tuulekiiruse.

Analoogiliselt leitakse ka aasta keskmine tuulekiirus.

Ööpäeva ja aasta keskmine tuulekiirus NSV Liidu mitmesugustes kohtades on toodud tabelis 28.

Aparaate, millega mõõdetakse tuule kiirust, nimetatakse anemomeetriteks. Nende hulka kuuluvad: 1) Vildi tuulelipp, mis näitab tuule kiirust plaadikese kaldenurga järgi, 2) nelja pöörleva poolkeraga elektriline anemomeeter, mille ühes otsas pöörleb elektrigeneraatori ankur; voltmeetri osuti näit vastab tuule hetkelisele kiirusele; 3) numbrilauaga anemomeeter, mille poolkerade pöörlemine annab õhuvooluse poolt teatud aja vältel läbitud teekonna. Jagades selle teekonna mõõtmise ajaga, saadakse tuule keskmine kiirus.

Tuule tähtsaimaks energeetiliseks iseloomustajaks on tuule ühe ja sama kiiruse kestus.

Kestust väljendatakse protsentides koguajast, mille vältel tuul mistahes punktis erineval ajal puhub ühesuguse kiirusega.

Kokkuvõte tuule kestusest erinevatel kiirustel on toodud tabelis 29.

Sellest tabelist näiteks leiame, et tuule kestus kiirusega 8 m/sek aastakeskmise kiiruse 4 m/sek korral on 3,6% aasta koguajast.

Tabel 28

Ööpäeva ja aasta keskmine tuulekiirus NSV Liidu mitmesugustes rajoonides

Punkti nimetus	Kuud												Aasta keskmine m/sek
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
Vologda . . .	6,6	5,9	6,6	6,4	5,4	5,0	4,5	4,4	5,7	6,6	6,5	6,3	5,9
Voronež . . .	6,1	5,6	5,1	5,1	4,9	4,1	3,8	3,7	4,2	5,2	5,3	5,4	4,9
Gorki	4,8	4,6	4,6	4,3	4,0	3,7	3,4	3,4	4,2	4,9	5,0	4,7	4,3
Jenisseisk . .	2,3	2,2	2,5	2,6	3,0	2,4	1,8	1,9	2,3	3,0	3,0	2,3	2,4
Irkutsk . . .	2,2	2,3	2,8	3,4	3,4	2,8	2,2	2,2	2,6	2,8	2,3	1,7	2,5
Moskva . . .	4,6	4,6	4,7	4,3	4,1	3,5	3,2	3,3	3,9	4,3	4,6	4,7	4,1
Kursk	5,0	5,1	5,1	4,8	4,4	3,9	3,8	3,8	4,3	4,5	4,9	4,7	4,5
Orjol	4,4	4,5	4,3	4,2	3,8	3,2	2,8	3,0	2,6	3,7	4,0	4,1	3,8
Poltaava . . .	4,0	3,8	4,9	7,1	4,1	2,8	2,8	3,0	3,7	4,6	4,3	3,8	3,8
Rostov Doni ääres . . .	5,2	5,1	4,8	4,8	4,3	3,8	3,6	3,8	4,0	4,2	4,6	4,7	4,7
Saraatov . . .	5,6	4,5	4,9	4,4	4,0	3,7	3,6	3,2	4,2	5,2	4,7	4,8	4,4
Sverdlovsk . .	4,6	4,5	4,8	4,8	4,6	4,0	3,8	3,9	4,4	5,1	5,1	4,4	4,5
Stalingrad . .	6,3	6,3	6,9	6,0	5,5	5,3	4,8	4,7	4,7	5,5	5,3	5,8	5,7
Harkov . . .	3,7	3,9	3,7	3,6	3,4	3,0	2,8	2,9	3,3	3,2	3,6	3,5	3,4
Tšeljabinsk . .	3,1	3,0	4,2	3,8	4,0	3,5	3,5	3,3	3,2	3,6	3,8	2,7	3,5

Tabel 29

Tuule erinevate kiiruste kestus % koguajast, erinevatel aasta keskmistel kiirustel

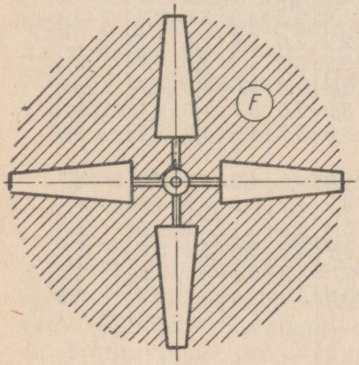
Tuule kiirus m/sek	Aasta keskmine kiirus									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	25,40	10,0	5,70	3,50	2,0	1,0	0,60	0,50	0,20	—
2	25,0	29,60	19,40	12,20	7,80	4,80	3,0	2,14	1,60	0,80
4	1,0	10,00	19,50	18,30	14,19	11,0	8,0	5,61	4,0	3,20
6	—	0,60	6,00	12,20	14,90	15,00	12,54	10,0	8,0	5,95
8	—	—	0,70	3,60	8,0	11,40	12,80	12,56	10,94	9,0
10	—	—	—	0,60	2,10	5,0	8,20	10,10	10,94	10,25
12	—	—	—	—	0,60	1,50	3,60	5,90	8,0	9,10
14	—	—	—	—	—	0,30	0,80	2,52	4,20	5,95
16	—	—	—	—	—	—	0,20	0,70	1,80	3,30
18	—	—	—	—	—	—	—	0,19	0,60	1,50
20 ja rohkem	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,70

Järelikult tuulejõuseade, mille liikumapanemiseks on vaja tuult kiirusega 8 m/sek, tuule keskmine kiirus aastas on aga 4 m/sek, töötab aasta vältel vaid $\frac{335 \cdot 24}{100} \cdot 3{,}6 = 315{,}4$ tundi.

Tuule nagu iga teisegi liikuva keha kineetiline energia väljendub massi ja kiiruse ruudu korrutisega

$$E = \frac{mv^2}{2} \text{ kgm.}$$

Õhuvooluse, mille kineetilise energia muundab tuuleratas mehaaniliseks energiaks, ristlõiget kujutab ratta tiibade poolt kujundatud ringi F pindala (joon. 249).



Joon. 249. Tuulemootori ratta poolt kaetav pindala F.

Nimetatud pindala sekundis läbiv õhu hulk on

$$V = vF \text{ m}^3/\text{sek}$$

ja mass

$$m_1 = \frac{V\gamma}{g} = \frac{vF\gamma}{g} \text{ kgsek/m,}$$

ehk

$$m_1 = \varrho vF,$$

kus ϱ on õhu masstihedus.

Asetades E võrrandisse sekundilise massi m_1, saame võimsuse

$$E_1 = \frac{m_1 v^2}{2} = \frac{\varrho v^3 F}{2} \text{ kgm/sek.}$$

Tuulemootor kasutab vaid teatud osa sellest võimsusest. Võimsuse kasutamistegur tähistatakse ξ.

Järelikult tuulemootori võimsus on

$$E_t = \frac{\varrho v^3 F}{2} \xi. \qquad (249)$$

Tuule energia kasutamisteguri maksimaalne teoreetiline väärtus $\xi_{max} = 0{,}593$; praktiline väärtus aga

$$\xi = 0{,}30 \div 0{,}40.$$

Jagades võrduse (249) parema poole 75 kgm-ga, saame võimsuse tuulemootori võllil hobujõududes

$$N = \frac{\varrho v^3 F}{150} \xi. \qquad (250)$$

Asetades siin

$$F = \frac{\pi D^2}{4}$$

ja õhu tiheduse temperatuuril 15° C ja rõhul 760 mm Hg

$$\varrho = 0{,}125 \text{ kg sek}^2/\text{m}^4,$$

saame

$$N = \frac{0{,}125\, v^3 \pi D^2}{150 \cdot 4}\, \xi \approx \frac{v^3 D^2}{1530}\, \xi \text{ HJ.}$$

Arvutuslikul kiirusel $v = 8$ m/sek ja tuule kasutamisteguril $\xi = 0{,}3$ lihtsustub valem

$$N = \frac{D^2}{10} \text{ HJ,}$$

kus D võetakse meetrites.

§ 182. TUULEMOOTORITE TÜÜBID. KIIREKÄIGULISUSE ASTE. AERODÜNAAMILINE ISELOOMUSTUS

Eristatakse kaht tüüpi tuulemootoreid: aeglase- ja kiirekäigulised. Aeglasekäigulistel on suure tiibade arvuga tuuleratas, milles tiivad võtavad enda alla peaaegu kogu ringi pindala (vt. joon. 258). Seda tüüpi tuulemootorid võivad töötada tunduva osa aastast, sest nad kasutavad väikese aastakeskmise kiirusega tuuli, alates 3 m/sek. Käivitamisel arendavad nad võllil suurt pöördmomenti.

Kiirekäigulistel tuulemootoritel on tiibade arv väike. Kaalult on nad kerged, kuid arendavad käivitamisel väikest momenti ning hakkavad töötama alles tuule suurematel kiirustel.

Tuulemootori kiirekäigulisuse astmeks on tiibade otspunktide ringkiiruse ωR suhe tuule kiirusesse v:

$$Z = \frac{\omega R}{v}. \tag{251}$$

Seda suhet nimetatakse ka *ratta mooduliks*, rääkides suuremoodulilisest kui kiirekäigulisest rattast.

Ratta moodul on tihedalt seotud tuuleenergia kasutamisteguriga ξ ja momendiga ratta võllil.

Kuna ratta võimsust võib pöördemomendi M abil väljendada valemiga

$$N = \frac{M\omega}{75}, \tag{252}$$

siis valemite (250) ja (252) paremaid pooli võrrutades saame

$$\frac{\varrho v^3 F}{2}\, \xi = M\omega,$$

ehk

$$\frac{\varrho v^2 \pi R^3}{2}\, \xi = M \frac{\omega R}{v}.$$

Kujundades saadud avalduse ümber valemi (251) abil, saame

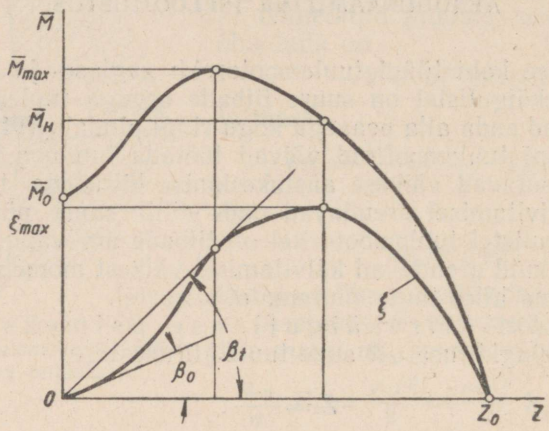
$$\overline{M} = \frac{2M}{\varrho v^2 \pi R^3} = \frac{\xi}{Z}. \tag{253}$$

Abstraktne $\overline{M}$ avaldus on proportsionaalne pöördmomendiga, mistõttu teda nimetatakse dimensioonita momendiks.

Võrduse (253) alusel

$$\xi = \overline{M}Z. \qquad (254)$$

Järelikult kui tuulemootori katsetamisel või arvutamisel on saadud rida Z ja $\overline{M}$ või Z ja ξ väärtusi, võib nende abil leida kolmanda suuruse (ξ või vastavalt $\overline{M}$). $\overline{M}$—Z- ja ξ—Z-koordinaatides joonestatud kõveraid nimetatakse mootori aerodünaamilisteks karakteristikuteks. Sarnast karakteristikut kujutab joonis 250, kus on antud tuule kasutamisteguri ξ ja dimensioonita momendi $\overline{M}$ kõverad.



Joon. 250. Tuulemootori aerodünaamilised karakteristikud.

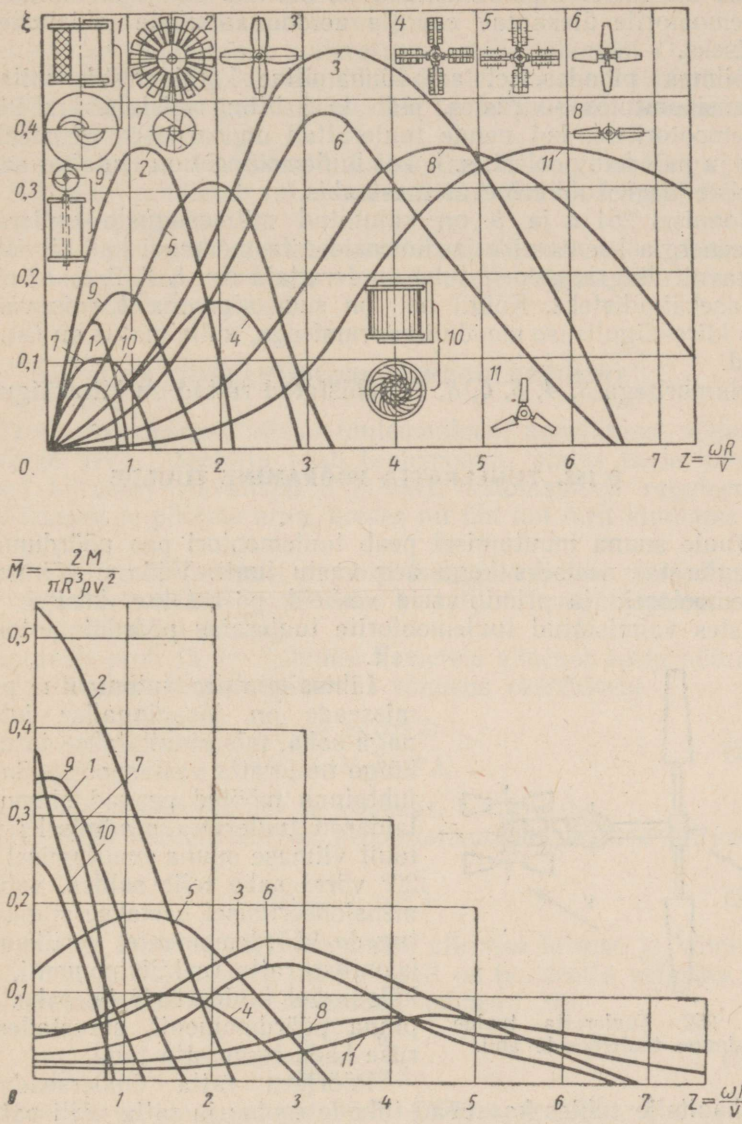
ξ kõvera tipp väljendab tuulemootori normaalset kiirekäigulisust Z_n, mille juures ξ saavutab maksimumi. Tõmmates sellest kõrgusest ordinaadi kuni $\overline{M}$ kõverani, leiame tuulemootori poolt tuuleenergia maksimaalsel kasutamisel arendatava normaalse dimensioonita pöördmomendi $\overline{M}$.

Tõmmates koordinaatide algusest kõverale ξ puutuja, leiame vastavalt valemile (254) momendi $\overline{M}_0$ ratta võllil ta paigaltvõtmisel

$$\overline{M}_0 = \operatorname{tg} \beta_0 = \left(\frac{\xi}{Z}\right)_{z=0}.$$

$\overline{M}_0$ väike suurus näitab, et vaadeldav karakteristik kuulub kiirekäigulisele tuulemootorile.

$\overline{M}$ kõvera tipp vastab suurimale tg β-le ja määrab momendi $\overline{M}_{max}$. Suhe $\frac{\overline{M}_{max}}{M_n}$ määrab tuulemootori ülekoormusastme.



Joon. 251. Erinevat tüüpi tuulemootorite aerodünaamilised karakteristikud:

a — tuuleenergia kasutamistegur; dimensioonitu pöördemoment.

Abstsiss Z_0, mille juures mõlemad kõverad lõikavad Z-telge, määrab kiirekäigulisuse astme (nimetatakse sünkroonseks), mille juures tuulemootor pöördmomenti ei arenda. Sel juhul kulub kogu tuulemootorile ülekantav energia aerodünaamiliste takistuste ületamiseks.

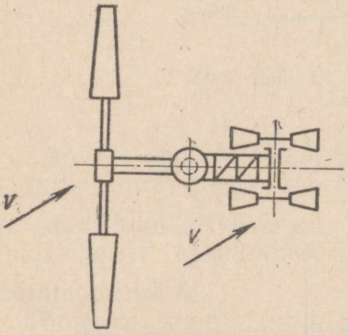
Silmas pidades, et aerodünaamiline karakteristik ehitatakse dimensioonitutes suurustes, jääb ta kehtima mistahes mõõdetega tuulemootoritele, kui nende tuulerattad on sarnased geomeetrilise kuju ja mõõdete poolest, s. t. kui tuulemootorid on ehitatud samade jooniste järgi, kuid erinevas mastaabis.

Joonisel 251 *a* ja *b* on kujutatud mitmesuguste tuulerataste tuuleenergia kasutamise ja dimensioonita momendi karakteristikud. Vastavalt diagrammidele tuleb tuulerattaid Nr. *1*, *2*, *7*, *9*, *10* pidada aeglasekäigulisteks. Kõigil neil on suur algmoment, mis väheneb koos kiirekäigulisuse mooduli kasvamisega, mille ulatus on üsna piiratud.

Numbritega *3*, *4*, *5*, *6*, *8*, *11* tähistatud rattad on kiirekäigulised.

§ 183. TUULERATTA PÖÖRAMINE TUULDE

Tuule suuna muutumisel peab tuulemootori pea pöörduma, nii et tuuleratas asetseks kogu aeg vastu tuult. Väikese võimsusega tuulemootoreid ja primitiivseid veskeid pööratakse käsitsi, kuna tehastes valmistatud tuulemootorite tuuleratas pöördub automaatselt.



Joon. 252. Tuuleratta tuulde seadmine tuulerooside abil.

Lihtsaim ratta automaatne pööramisseade on tasapinnalise juhtpinnaga saba, mis kinnitatakse torni pea külge tuuleratta vastaspoolel. Saba ja juhtpinna mõõted peavad olema küllaldased tuuleratta seadmiseks vastu tuult viimase suuna muutumisel 10—20° võrra saba telje suhtes. Saba dimensioneerimisel peetakse silmas pea tugede hõõrdemomente, vertikaalvõlli koonilise ratta reaktiivmomenti, tuule külgsurvet tuulerattale ja saba juhtpinna pöördmomenti, arvestades kiiruse kadu tuuleratta taga.

Pöörleva ratta ümberseadmisele vertikaaltelje suhtes kaasuvad tiibade rootsu ja ratta võlli painutavad vurrmomendid. Paindemomendid on proportsionaalsed tiibade ja ratta masside vastavate inertsmomentidega ning ratta ja pea pöörlemise nurkkiiruse korrutisega. Seega võib järsk pööramine muutuda ohtlikuks tuuleratta vastupidavusele. Pea aeglane pööramine toimub kahe, tuuleroosiks nimetatud paljutiivalise ratta abil (joon. 252), mis on paigutatud juhtpindadena pea sabasse.

Külgtuulest tingitud tuulerooside pöörlemine kantakse mitme hammasrattapaari kaudu tuulemootori pea võllile, mille tagajärjel pea koos rattaga pöördub tuulde. Pea pööramise nurkkiirus sõltub hammasmehhanismi ülekandearvust.

Tuuleroose kasutatakse tuuleratastel, mille läbimõõt $D > 12$ m; tuuleroosi diameeter võetakse $(0{,}2—0{,}3)D$. Ratastel läbimõõduga $D \geqslant 30$ m pööratakse pead spetsiaalse tuulelipu poolt automaatselt käitatava elektrimootoriga.

Pea pööramine on võimalik ka tuuleratta paigutamisega torni taha. Sel juhul seadistub ratas automaatselt tuulde temale vahetult mõjuva tuule toimel.

Selle mooduse puuduseks on suurte paindemomentide tekkimine, tingituna tavalisest suuremale väljaulatusele paigutatud ratta kaalust ja vurr-jõudude mõjust.

§ 184. TUULEMOOTORI ISEREGULEERIMINE

Enamik töömasinaid nõuab tuulemootorilt konstantset võimsust ja pöörete arvu. Seetõttu peab tuulemootor, alates tuule mingist kindlast kiirusest (tavaliselt 8 m/sek), automaatselt reguleerima oma võimsust ja pöörete arvu, hoides nii üht kui teist kindlates piirides.

Üheks kõige levinumaks mootori isereguleerimise meetodiks on ratta väljaviimine tuulest, pöörates ratta pöörlemistasapinna tuule suhtes teatud nurga λ alla.

Vastavalt prof. G. H. Sabinini katsetele väheneb ratta pööramisel nurga λ võrra ta pöörete arv ja võimsus väärtusteni

$$\begin{aligned} n_\lambda &= n_0 \cos \lambda; \\ N_\lambda &= N_0 \cos^3 \lambda, \end{aligned} \tag{255}$$

kus n_0 ja N_0 on pöörete arv ja võimsus, kui $\lambda = 0$.

Kuna ratta pöörete arv on proportsionaalne vastava kiirusega, siis ka

$$v_\lambda = v_0 \cos \lambda. \tag{256}$$

Tähistame tuulemootori normaalse piirmise kiiruse ja võimsuse vastavalt v_n ja N_n. Kuna § 181 kohaselt on tuuleratta võimsus proportsionaalne tuule kiiruse kolmanda astmega, siis

$$\frac{N_n}{N_0} = \frac{v_n^3}{v_0^3}. \tag{257}$$

Tuginedes sellele ja võrranditele (255) ning (256), kui $v_n = v_\lambda$ ja $v_0 = v$, kus v on tuule kiirus, saame

$$N_n = N_0 \frac{v_n^3}{v_0^3} = N_0 \frac{v_\lambda^3}{v^3} = N_0 \cos^3 \lambda = N_\lambda.$$

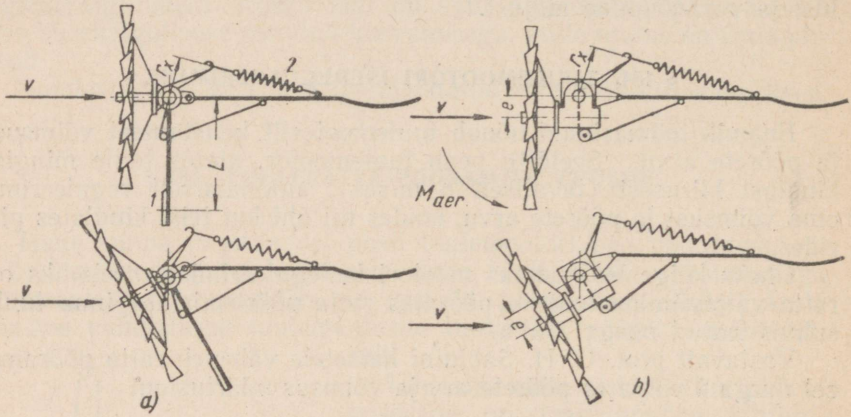
Järelikult jääb tuulemootori võimsus konstantseks, kui ta ratta pöördenurk tuule suuna suhtes λ rahuldab tingimust (256):

$$\cos \lambda = \frac{v_n}{v_0}.$$

Vastavalt viimasele avaldusele on $v_n = 8$ m/sek korral nurga λ väärtused järgmised:

v m/sek	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
λ kraadides	0	35	49	55	60	63	66,5	68	70,6	71,8	73,3	74,5

Tuulemootori tuulde pöördumine toimub kas külglaba abil või siis tuuleratta ekstsentrilise asendi arvel vertikaaltelje suhtes.



Joon. 253. Tuuleratta pööramine tugeva-tuule korral:
a — külglabaga; *b* — ratta ekstsentrilise paigutusega.

Külglaba *1* (joon. 253, *a*) on paigutatud risti tuuleratta teljele ja ulatudes ratta poolt kujundatavast ringist F väljapoole, pöörab ratast tuule surve mõjul.

Tuule nõrgenemisel pöörab vedru *2* ratta lähteasendisse tagasi. Külglaba pindala võetakse $\left(\frac{1}{25} - \frac{1}{50}\right) F$.

Vertikaaltelje suhtes ekstsentrilise asetusega ratas pöördub momendi mõjul, mida tekitab frontaalrõhk õlaga e (joon. 253, *b*). Lähteasendisse pöördub ratas tagasi vedru mõjul. Ekstsentrilisuse suurus on $\left(\frac{1}{25} - \frac{1}{50}\right) D$.

G. H. Sabinin ja N. V. Krassovski esitasid tiibade automaatse pööramisega reguleerimissüsteemi. Tiivaga *1* (joon. 254, *a*) on ühendatud stabilisaator *4*, mida pöörab hoob *5* raskuse *6* poolt tekitatava tsentrifugaaljõu toimel. Raskus on ühendatud rootsu *2* läbiva tõmbitsaga *7*, mis omakorda on ühenduses tuulemootori võllil asuva

muhvi *10* hoovaga *8*. Muhv *10* on ühine kõigile ratta tiibadele ja sünkroniseerib nende pööramist ühe ja sama nurga võrra.

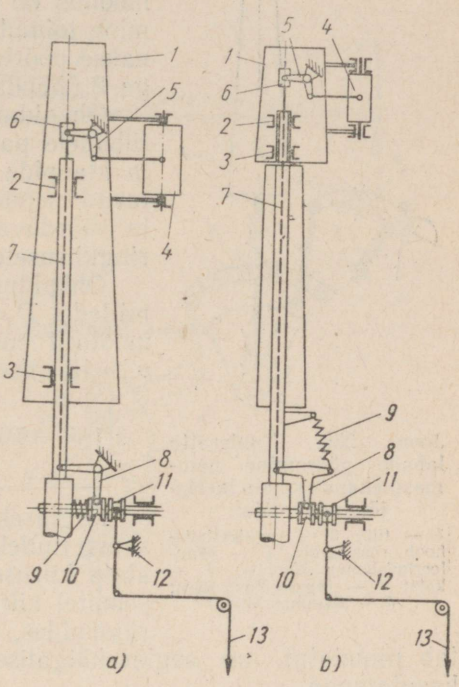
Tiib pöördub laagrites *3* stabilisaatori tõstejõu mõjul, mis tekitab pöördmomendi rootsu telje suhtes. Tuule kiiruse vähenemisel (vähem kui 8 m/sek) langeb pöörete arv, väheneb raskuse *6* tsentrifugaaljõud ja hoova *8* vedru *9* mõjul pöördub stabilisaator tagasi lähteasendisse, mis vastab tiiva soodsaimale kohtumisnurgale.

Kirjeldatud süsteemi kasutatakse tuuleratastel, milledel $D = 8 \div 12$ m. See tagab püsiva pöörete arvu, kuid vähendab mootori kiirekäigulisust ja tuuleenergia kasutamistegurit.

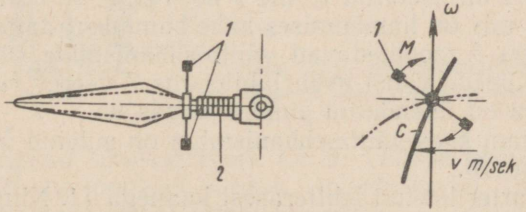
Kui $D > 12$ m, tehakse pööratavana mitte kogu tiib, vaid ainult selle lõpposa, mille pikkus võrdub näiteks $\frac{1}{4}$ tiiva kogupikkusest (joon. 254, *b*).

Tuuleratta tiibade pööramist tsentrifugaaljõu mõjul kasutas ins. Šamanin, kes viis pööramistelje tiiva raskuskeskmest *C* ettepoole, tiivaga aga ühendas ristvarda kahe raskusega *1* (joon. 255).

Pöörete kasvamisel püüavad tiivad paigutuda ratta pöörlemistasapinda, kuid raskuste tsentrifugaaljõud pöörab neid vastupidises suunas, servaga vastu tuult.



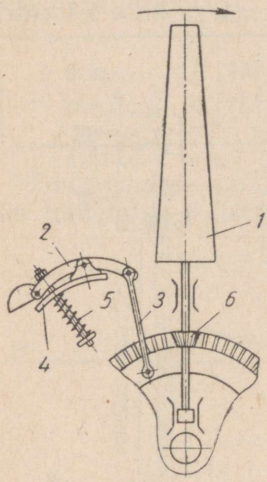
Joon. 254. G. H. Sabinini ja N. V. Krassovski süsteemi kohane tuulemootori reguleerimine:
a — kogu laba pööramine stabilisaatori abil;
b — laba lõpp-osa pööramine stabilisaatori abil.



Joon. 255. Labade pööramine inertsjõudude toimel.

Seejuures väheneb kohtumisnurk, mis võib muutuda koguni negatiivseks. Viimasel juhul ratta pöörlemine pidurdub. Vastupidi

suunatud inertsmomentide mõjul (kusjuures raskuste moment ületab 30% võrra tiibade momenti) pöörduvad tiivad noolega näidatud suunas, olles takistatud vedru *2* poolt.



Joon. 256. Tuuleratta labade pööramine hammasülekande kaudu inertsjõudude mõjul:
1 — tiib; *2* — reguleerimishoob raskusega; *3* — reguleerimishoova tõmbits; *4* — kate; *5* — reguleerimisvedru; *6* — hammasratas.

Tuule nõrgenedes pöörab vedru tiiva normaalasendisse tagasi.

Tiiva inertsjõuga reguleerimise teine moodus on näidatud joonisel 256. Pööramine toimub hammasratta *6* abil, mis pannakse pöörlema reguleeriva raskuse hoovaga *2* ühendatud tõmbitsaga *3*.

Õhkpidurdusega reguleerimine toimub tiibadele paigutatud kaldtüüride, labakeste ja klappide abil, mis inertsjõu mõjul ületavad nendega ühendatud vedru takistuse ja pöörduvad oma tasapinnaga risti ratta ringkiirusele.

Õhkpidurdamist kasutatakse ratastel, milledel $D < 10$ m. See moodus ei kaitse mootorit purunemise eest, kui tuule kiirus $v > 15$ m/sek.

§ 185. AEGLASEKÄIGULISED TUULEMOOTORID

Aeglasekäigulised tuulemootorid ei vaja suurt tuulekiirust. Ratta pöörlemine võib alata kiirusel 3 m/sek ja jatkuda ka väiksematel kiirustel. Mõningates NSV Liidu rajoonides, kus tuule keskmine kiirus ületab nimetatut, on aeglasekäigulised tuulemootorid aastaläbiselt kasutatavad.

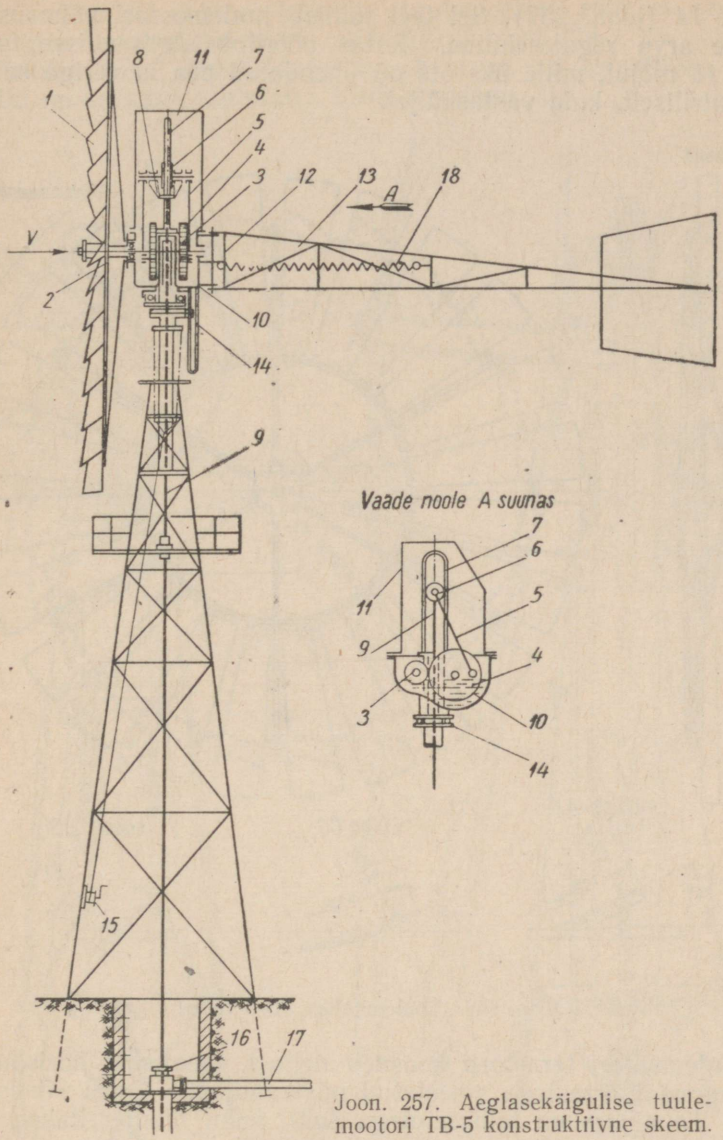
Põllumajanduses kasutatakse neid mootoreid veevarustuseks ja loomakasvatusfarmides söötade ettevalmistamiseks. Kasutamist leiavad peamiselt tüübid TB-5 ja TB-8.

Aeglasekäigulise tuulemootori, mille tuuleratta läbimõõt $D = 5$ m (TB-5), konstruktiivne skeem on antud joonisel 257. Paljutiivaline ratas *1* on asetatud võllile *2* koos kahe silindrilise veohammasrattaga *3*, mis on hambumises kahe hammasrattaga *4*. Rattad *4* koos kepsudega *5* moodustavad väntmehhanismide süsteemi. Kepsude ülemiste peade vahel asub juhtloogas *7* veerev rull *6* ja ripplaager, millega on ühendatud pumba varras *9*.

Hammasajam koos väntmehhanismiga on suletud õliga täidetud malmkarterisse *10*.

Ülalt on karter kaetud lehtterasest kaanega *11*. Nimetatud detailid moodustavad tuulemootori pea. Nende taga asub šarniiriga *12* ühendatud tasapinnalise juhtpinnaga saba *13* (tuuleratta tuulde seadmiseks).

Joonisel 258 näidatud tuuleratas koosneb 24 tiivast, mis on val-



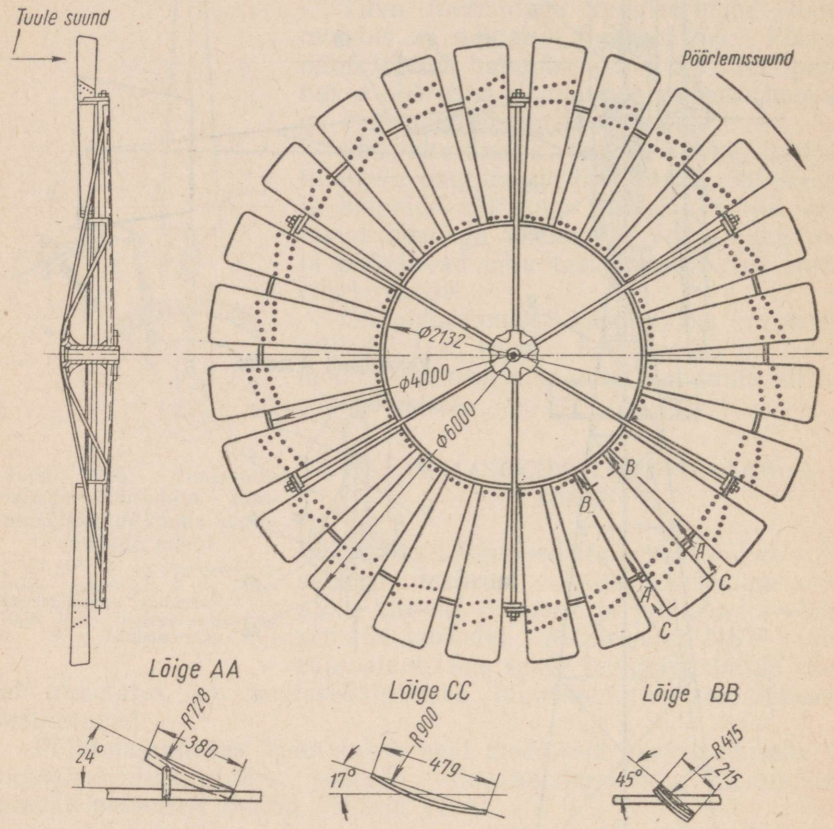
Joon. 257. Aeglasekäigulise tuulemootori TB-5 konstruktiivne skeem.

mistatud tsingitud terasest mark Ст 5. Tiibade profiiliks on ringjoone kaar. Nagu jooniselt selgub, moodustavad tiiva ristlõiked pöörlemistasapinna suhtes erinevaid nurki.

Latt- ja nurkterasest raami abil sidestatakse tiivad kuue kodaraga, mis poltide abil on kinnitatud tuuleratta rummu äärikuga.

Ratas on peavertikaaltelje suhtes ekstsentrilise paigutusega ($e = 122$ mm) ja pöördub tuule frontaalrõhu mõjul koos peaga tugi-

laagril *14* (joon. 257). Sel teel toimub tuulemootori võimsuse ja pöörete arvu reguleerimine. Ratas pöördub algasendisse tagasi vedru *18* mõjul, mille üks ots on ühendatud pea karteriga samuti ekstsentriliselt, kuid vastasküljel.



Joon. 258. Tuulemootori TB-5 ratas.

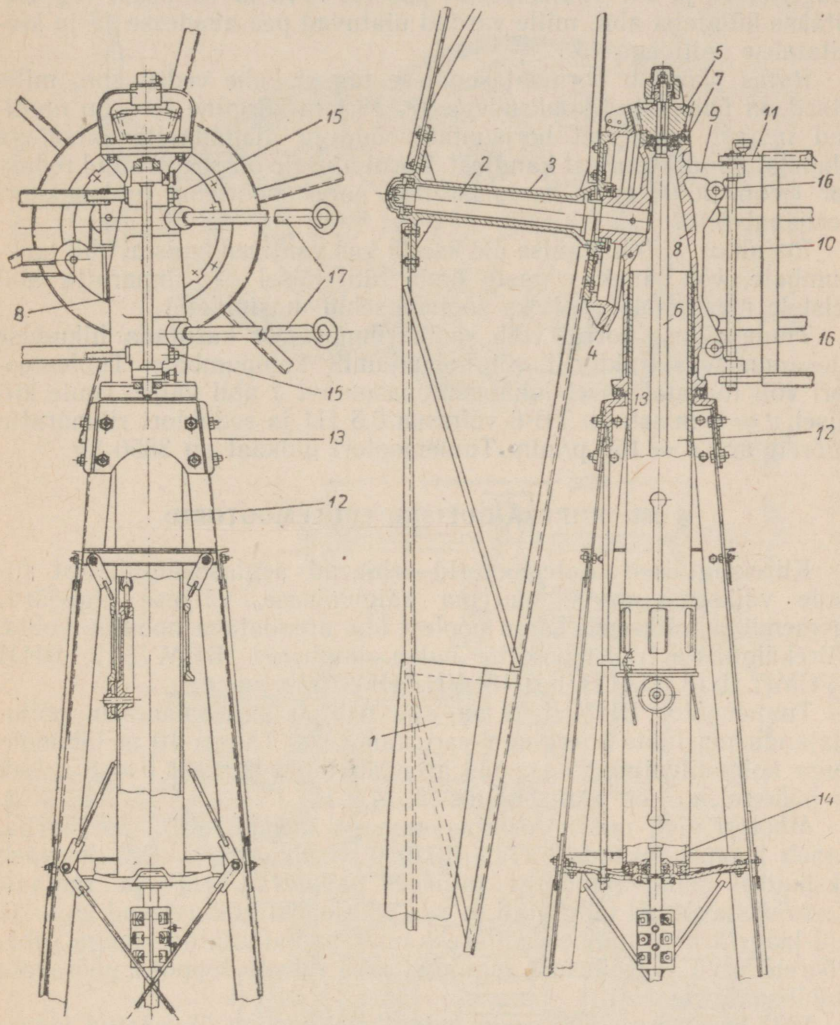
Tuulemootori terastorn koosneb neljast, omavahel horisontaal- ja diagonaalvarrastega sidestatud püstkandjast. Torni kõrgus on 15 m. Ta aluses on tellisseintega šaht, kuhu monteeritakse kolbpumba kattekarp, *16* ja vee äravoolutoru *17*.

Tuuleratta seiskamiseks on käsivints *15*, mis trumlile mähitud köie ja peas asuva rullidesüsteemi abil võimaldab ratta pööramist servaga vastu tuult.

Tuulemootor TB-5 arendab tuule kiirusel $v = 8$ m/sek ja pööretel $n = 40$ p/min võimsust $N = 2{,}5$ HJ (ratta võllil). Maksimaalne tuule kasutamistegur $\xi = 0{,}3$. Suhteline paigaltvõtu moment $\overline{M} = 0{,}5$. Tuulemootori üldkaal on 2169 kg.

Võimsamaks aeglase käiguga tuulemootori tüübiks on TB-8, mille pea konstruktsioon on näidatud joonisel 259.

Tuulerattal *1* läbimõõduga $D = 8$ m on 18 terastiiba, millede profiil on sarnane tuuleratta TB-5 omadega.



Joon. 259. Aeglasekäiguline tuulemootor TB-8.

Ratta kolmest võrust ja kuuest kodarast koosnev raam kinnitatakse poltide abil ratta rummu kahe äärikuga. Rumm pöörleb teljel *2* kahel rull-laagril. Rummuga *3* on omakorda poltide abil ühendatud kooniline hammasratas *4*, mis hambub hammasrattaga *5*. Viimane on kiilutud võllile *6* ja pöörleb sellega koos kuullaagritel *7*.

Tuulemootori pea *8* kujutab endast malmvalandit, millesse on horisontaaltelje suhtes 6,5°-lise nurga all pressitud tuuleratta telg. Konsoole *9* (valatud koos peaga) läbib telg *10*, millel pöördub saba kandja *11*. Pea on asetatud torule *12*, millega koos ta pöördub kuullaagritel *13* ja *14*. Tuulemootori pöörete arvu ja võimsust reguleeritakse külglaba abil, mille vardad ulatuvad pea avadesse *16* ja kinnitatakse poltidega *15*.

Ratas pöördub normaalasendisse tagasi kahe vedru abil, mille otsad on ühendatud konksudega *17*. 15,4 m kõrgune torn on needitud neljast omavahel horisontaalvööde ja diagonaaltõmbitsatega ühendatud nurkterasest kandjast. Torni alusele on seadistatud reduktor (joon. 260), mille hammasrattad paneb pöörlema tuulemootori vertikaalvõll *1*.

Reduktor võib liikumise üle kanda kas väntmehhanismi abil kolbpumbale, või hammasrataste ümberlülitamisel — rihmaratta abil teistele masinatele (näiteks söötadetsehhi masinatele).

Tuulevaikuse korral võib sama rihmaratast kasutada liikumise ülekandmiseks traktorilt või hobuajamilt kolbpumbale. Tuulemootori võll lülitatakse sel juhul hammasmuhvi *2* abil välja. Tuule kiirusel $v = 8$ m/sek on TB-8 võimsus 6,5 HJ ja reduktori rihmaratta pöörete arv $n = 160$ p/min. Tuulemootori üldkaal on 3850 kg.

§ 186. KIIREKÄIGULISED TUULEMOOTORID

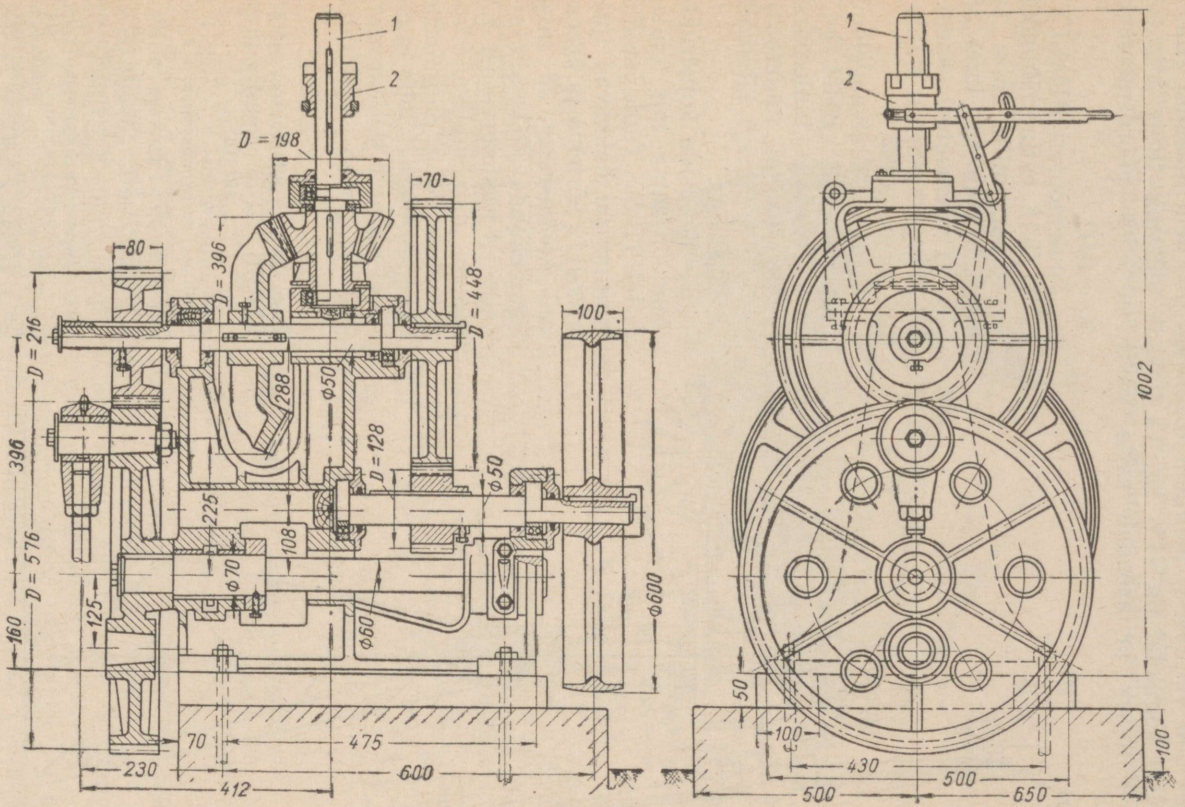
Kiirekäigulised tuulemootorid erinevad aeglasekäigulistest tiibade väiksema arvu, suurema käigukiiruse, väikese algpöördmomendi ja väiksema kaalu poolest ühe arendatava hobujõu kohta. Kiirekäiguliste tuulemootorite hulka kuuluvad ВИМ Д-12, ВИМ ГУСМП Д-18, ЦАГИ 1-Д-18, УНДИМ Д-10 jne.

Tuulemootor ВИМ Д-12 on ette nähtud statsionaarsete põllumajandusmasinate energiaga varustamiseks. Tal on 10 m läbimõõduga kolmetiivaline ratas, mis arendab tuule kiirusel $v = 8$ m/sek ja pööretel $n = 60$ p/min võimsust 14,5 HJ.

Mootori võll, mis horisontaalsuunaga moodustab 6°-lise nurga, paneb koonusülekande kaudu liikuma vertikaalvõlli. Pea koosneb üksikutest malmvalanditest, milledes paiknevad telg- ja radiaaljõude vastuvõtvad ning võlli ja pea pöörlemist hõlbustavad kuul- ja rull-laagrid. Pea tuuldeseadmiseks on kahe painutatud labaga saba. Pöörete arvu ja võimsust reguleeritakse labade lõpposa pööravate stabilisaatorite abil.

Võll koosneb neljast osast, mis üksteisega on ühendatud ketassiduritega. Viimane alumine osa võimaldab võlli temperatuurset pikenemist. 16 m kõrgune torn on ehitatud varem kirjeldatud kujul.

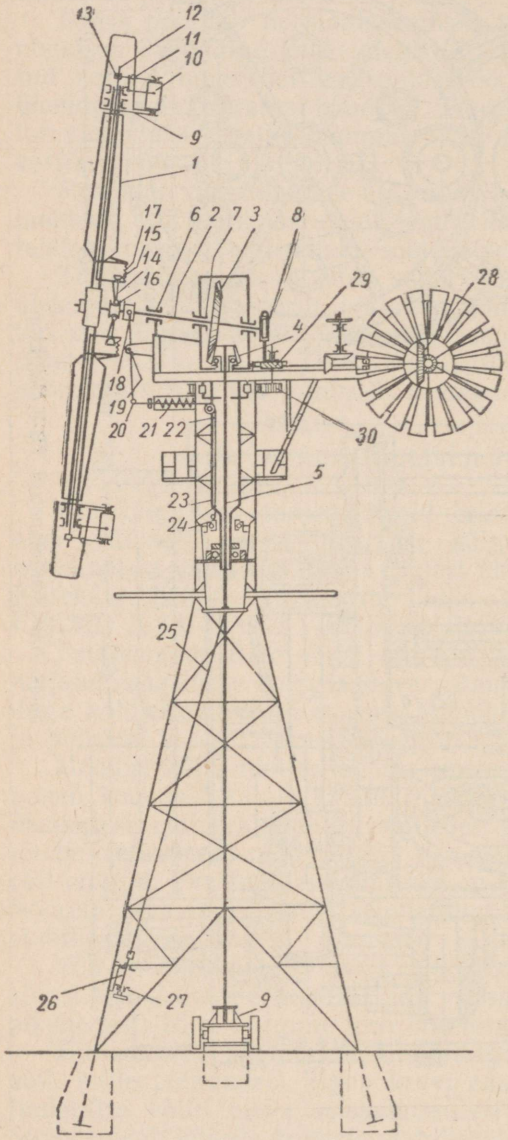
Tuulemootor peatatakse käsirattaga varustatud kruviülekande abil, mille pööramisel liigub kruvi edasi, tõmmates endaga kaasa tuuleratta võllil oleva seiskamissiduri hoovaga ühendatud köit. Sidur mõjub kõigile kolmele stabilisaatorile, seades neid negatiivse kohtumisnurga alla.



Joon. 260. Tuulemootori TB-8 reduktor.

Torni alusesse on paigutatud koonushammasrattapaariga reduktor, mis suurendab väljuva ajamivõlli pöörded kahekordseks.

Ülemise ja alumise reduktori summaarne ülekandearv on 6, mis võimaldab väljuvvõlli pöördeid tõsta 360 pöördeni minutis. Tuulemootori kogukaal on 4431 kg. Ta hakkab töötama tuule kiirusel $v = 4$ m/sek ja arendab ratta võllil suhtelist pöördemomenti $\overline{M} = 0{,}02$.



Tuulemootori ВИМ-ГУСМП Д-18 ratta läbimõõt on 18 m, mille tõttu ta arendab võimsust kuni 38 HJ. Tuulemootori konstruktiivne skeem on näidatud joonisel 261.

Erinevalt ülalvaadeldud tuulemootorist ВИМ Д-12 on sellel kaks tuuleratast tuulde seadvat tuuleroosi, millede kummagi läbimõõt on 2700 mm.

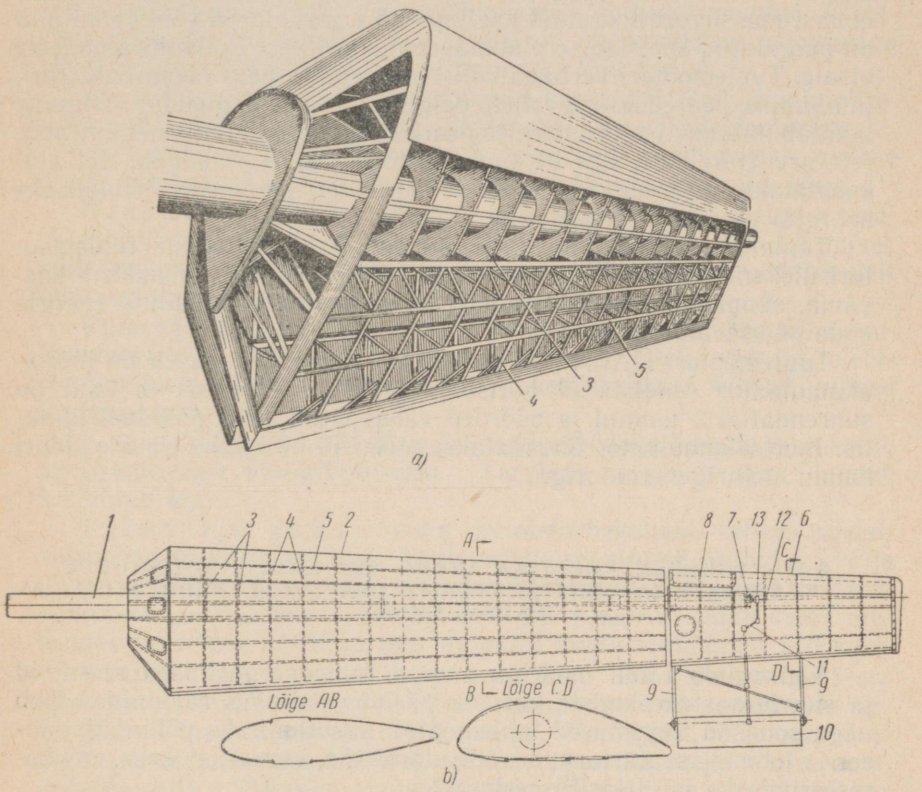
Tuulerooside konstruktsioon on sama mis tuulerattal ТВ-5. Tuule suuna muutumisel hakkavad tuuleroosid pöörlema ja keeravad koonusratta *28* ning tiguülekande *29* kaudu silindrilist hammasratast *30*, mis on hambumises torni ülemisele vööle paigutatud hammasvööga. Selle tagajärjel pöördub tuulemootori pea ja seab tuuleratta

Joon. 261. Tuulemootori ВИМ-ГУСМП Д-18 konstruktiivne skeem:

1 — tuuleratta tiib; *2* — võll; *3* — kooniline veohammasratas; *4* — koonushammasratas; *5* — vertikaalne võll; *6* ja *7* — kuullaagrid; *8* — pidurdusratas; *9* — reduktor; *10* — stabilisaator; *11* — põlvhoob; *12* — tõmbits; *13* — tsentrifugaalraskus; *14* — kolmeõlaline hoob; *15* — šarniir; *16* — kinemaatilise ühenduse sidur; *17* — reguleerimisvedru; *18* — sidur koos lülitiga; *19* — lülitusseade; *20* — tõmbits; *21* — tõmbitsa vedru; *22* — seiskamise kõis; *23* — tugitoru; *24* — pööramissidur; *25* — kõis; *26* — käsitsi seiskamise vints; *27* — käsiratas; *28* — kooniline hammasratas; *29* — tiguajam; *30* — hammasrattad.

tuulde. Summaarne ülekandesuhe tuuleroosilt tuulemootori peale on $\frac{1}{500}$.

Tuulemootori 20 m kõrgune torn on keevitatud kokku terasest sõrestikkonstruktsioonina. Torni jalgade vahekaugus maapinnal on 4,84 m. Vertikaalvõllilt kantakse liikumine koonilisele reduktorile,



Joon. 262. Tuulemootori ВИМ-ГУСМП Д-18 tiib:
1 — tiiva roots; *2* — tiiva paigalseisev osa; *3* — diafragma; *4* — nervüür; *5* — stringer; *6* — tiiva pööratav osa; *7* — tugi; *8* — tsentrifugaalne raskus; *9* — tugi; *10* — stabilisaator; *11* — nurkhoob; *12* — tõmbits.

millel on kaks rihmaratast. Ülemise ja alumise reduktori summaarne ülekandearv on 9, mis tagab väljuval võllil 378 p/min.

Tänu tiibade voolujoonelisele kujule, ulatub selle tuulemootori tuuleenergia kasutamistegur väärtuseni $\xi = 0{,}36$.

Tiiva liikumatu osa *2* on kinnitatud torust pikikandjale *1* (joon. 262). Tiiva lõpposa *6* pöördub stabilisaatori *10* toimel. Tiibade sisemuses on pikikandja külge keevitatud terasdiafragmad *3*, viimaste külge aga antud ristlõikes tiiva profiili järgi painutatud duralumiiniumist nurgikud — nervüürid. Nervüürid on omavahel pikisuunas

ühendatud stringeritega, mille külge on kinnitatud õhukesest duralumiiniumplekist kate.

Tuulemootori erikaal, s. o. kaal tema poolt arendatava 1 HJ kohta, on 420 kg/HJ.

Tuntud leiduri A. G. Ufimtsevi ettepaneku põhjal ЦАГИ-is prof. V. P. Vettšinkini juhendamisel konstrueeritud tuulemootori ЦАГИ 1-Д-18 huvitavaks omapäraks on inertsakumulaator. See kujutab endast massiivset hooratast kaaluga 1,5 t, mis rippuva kardaani abil on paigutatud spetsiaalse planetaarreduktori vertikaalvõlli alumisele otsale. Tuulemootori vertikaalvõllil on ülemise, peas oleva reduktori, ja alumise, peareduktori, vahele paigutatud vabakäigusidur. Viimane lahutab automaatselt tuuleratta peareduktorist, kui tuulemootori pöörete arv (järelikult aga ka tuulemootori võimsus) langeb. Sel ajal kasutatakse peareduktori pöörete arvu konstantsena hoidmiseks hooratta kineetilist energiat.

Tuule kiiruse suurenemisel ühendab vabakäigusidur tuulemootori ülekandemehhanismi hoorattaga, mille pöörete arv hakkab kasvama, akumuleerides töömasinate poolt kasutamata jäänud energia enda pöörlevmassi.

Tuulemootori ЦАГИ 1-Д-18 viimase variandi kohaselt on inertsakumulaator seadistatud horisontaalvõllile, kusjuures ta kaal on suurendatud 2 tonnini ja pöörded vähendatud 1000 pöördeni minutis. Inertsakumulaator ühendatakse otsevõlli abil kahe elastse siduri kaudu elektrigeneraatoriga.

§ 187. TUULEENERGEETIKA ARENG NSV LIIDUS. NÕUKOGUDE TEADLASTE JA KONSTRUKTORITE OSA TUULEENERGEETIKA ARENDAMISEL

Nõukogude Liidu määratu suured tuuleenergeetilised ressursid ja suurte aastakeskmiste kiiruste püsivus paljudes rajoonides loob väga soodsad tingimused tuulemootori kasutamiseks põllumajanduses ja loomakasvatusfarmides niisutamiseks, veevarustuseks, mehhaniseerimiseks ja elektrifitseerimiseks.

Tuulemootorite tööstuslik tootmine hakkas arenema pärast aerodünaamika põhialuste loomist „vene lennuasjanduse isa" prof. N. E. Žukovski poolt ja pärast tuulemootorite arvutusmeetodite väljatöötamist tema õpilaste professorite V. P. Vettšinkini, G. F. Proskuri, G. H. Sabinini, N. V. Krassovski jt. poolt.

Laialdast teaduslikku uurimistööd tuulemootorite alal ja tüüpide konstruktiivset täiustamist tehakse Tsentraalses Aerodünaamika Instituudis (ЦАГИ), Üleliidulises Põllutöömasinate Ehituse Instituudis (ВИСХОМ), Üleliidulises Põllumajanduse Mehhaniseerimise Teadusliku Uurimise Instituudis (ВИМ) jm.

Praegusajal töötatakse välja suurte tuulejõuseadmete projekte koostööks soojus- ja hüdroelektrijaamadega ja projekte võimsate (1000 kW ja enam) tuulejõuagregaatide kasutamiseks.

§ 188. TUULEMOOTORITE KASUTAMINE PÕLLUMAJANDUS-ENERGEETIKAS

Tuulemootor on põllumajanduses laialdaselt kasutatav. Otstarbekas on teda rakendada alljärgnevatel töödel.

Veevarustus. Kolbpumbaga agregaadis töötamiseks on kohane paljutiivaline tuulemootor, mille suur algpöördemoment vastab täielikult kolbpumba väntmehhanismi käivitusmomendile. Tsentrifugaalpumbaga töötab väga tootlikult üheastmelise reduktoriga kiirekäiguline tuulemootor kiirkäigumooduliga $Z = 5$.

Tsentrifugaalpumba ja tuulemootori karakteristikud on siin paremini kooskõlas kui agregaadis aeglasekäigulise tuulemootoriga.

Vesi antakse paaki, kuhu teda kogutakse tagavaraks, arvesse võttes majapidamise igapäevast vajadust ja tuulevaikseid päevi.

Niisutamine. Tuulemootor mehhaniseerib vee tõstmist tera- ja juurviljakultuuride niisutamiseks. Tuule kiirusel $v = 4{,}5$ m/sek võib tuulemootor TB-8 niisutada hooajal 10 ha kultuure, tõstes vett lahtisest veehoidlast 5 m kõrgusele.

Kuna niisutamine on hooajalise iseloomuga, tuleb ette näha tuulemootori kasutamist ka teisteks otstarveteks: jahvatamiseks, elektrivalgustuseks jms. Segatööks on rohkem kohased kiirekäigulised tuulemootorid.

Kuivendustööd. Maa kuivendustöödeks kasutatakse samu agregaate, mis veevarustuseski. Tarvidus veepaagi järgi langeb seejuures ära.

Teravilja jahvatada on otstarbekohane selleks spetsiaalselt seadistatud veskites. Tuuleveskite mõningad tüübid on välja töötanud ВИМ. Nii näiteks teenindab ВИМ Д-16 kaht paari 1067 mm läbimõõduga veskikive. Pööretel $n = 180$ p/min arendab veski tuuleratas võimsust 17 HJ ja ühe kivipaari kohta tootlikkust 510 kg/h.

Söötade ettevalmistamine. Loomakasvatusmajandites kasutatav kiirekäigulist tüüpi tuulemootor võib teenindada tervet töömasinate komplekti (kolbpumpa, õlelõikajat, õlikoogipurustajat, juurikalõikamise masinat, veskikive, juurikapesijat, alalisvoolugeneraatorit). Sõltuvalt tuule kiirusest võivad üheaegselt töötada kas kõik masinad või osa neist, mistõttu nende sidestamiseks peavad olema ülekandemehhanismid.

Ventilatsioon. Ventilatsiooniks kasutatakse väikese võimsusega kiirekäigulisi tuulemootoreid ($Z = 7$), mis tuule kiirusel $v = 8$ m/sek arendavad võimsust 0,5 HJ.

Tuulemootor koos ventilaatoriga monteeritakse tõmbetorusse nii, et tuuleratas paikneks väljaspool toru, rattaga ühel võllil asuv ventilaator aga toru sees.

Tuuleelektriline agregaat. Väikese võimsusega tuuleelektrilise agregaadina (kuni 100 W) kasutatakse kahetiivalist, generaatori võllile kinnitatud tuulemootorit, kiirekäigulisusega $Z = 7$. Võimsusel kuni 2 kW võib alalisvoolu-generaatori pinget hoida konstantsena akumulaatorpatareiga.

Vahelduvvoolu-tuuleelektrijaam võib töötada isoleerituna, kui on olemas inertsakumulaator või mõnda teist energiaallikat kasutav reservmootor.

Suured tuuleelektrijaamad ehitatakse koostöötamiseks kohaliku soojus- või hüdroelektrijaamaga. Sel juhul kasutatakse tuulemootorit Д-18. Võimsad tuuleelektrijaamad töötavad ühisesse võrku paralleelselt teiste elektrijaamadega. Esimese katsena kasutati selleks tuulemootorit ЦАГИ Д-30, mis püstitati 1931. a. Krimmis Balaklavi läheduses. See tuuleelektrijaam ületas oma 125 kW võimsusega kõiki tol ajal teadaolevaid tuuleelektrijaamu. Tuuleratta võimsus anti reduktori kaudu kolmefaasilisele assünkroongeneraatorile, mis töötas paralleelselt energiasüsteemiga ühisesse võrku. Jaam oli automatiseeritud ja töötas katsetamisel täiesti rahuldavalt.

SISUKORD

Lk.

Eessõna 3
Sissejuhatus 4

Esimene osa

HÜDROSTAATIKA JA HÜDRODÜNAAMIKA

I peatükk. **Hüdrostaatika** 7

§ 1. Reaalne vedelik ja selle füüsikalised omadused. Ideaalne vedelik 7
§ 2. Hüdrostaatiline rõhk 11
§ 3. Vedeliku vabapind 12
§ 4. Hüdrostaatika põhivõrrandid 14
§ 5. Absoluutne rõhk, ülerõhk ja manomeetriline rõhk 15
§ 6. Pascali seadus 17
§ 7. Rõhu mõõtmine 18
§ 8. Rõhk tasapinnalisele seinale 19
§ 9. Rõhk kõverpinnalisele seinale 24
§ 10. Archimedese seadus 25
§ 11. Keha ujumine 26

II peatükk. **Hüdrodünaamika** 27

§ 12. Vedeliku voolamiskiirus. Trajektoorid, voolujooned ja voolutorud 27
§ 13. Vedeliku kulu. Pidevuse võrrand 29
§ 14. D. Bernoulli võrrand 30
§ 15. Vee kulu mõõtmine torustikes 33
§ 16. Pitot toru 34
§ 17. Vedeliku liikumine torudes 35
§ 18. Survekadu ja takistused 37
§ 19. Mõisteid torustiku hüdraulilisest arvutusest 42
§ 20. Hüdrauliline löök torudes 44
§ 21. Vesioinas 46
§ 22. Vedelikkude voolamine läbi avade 47
§ 23. Väljavoolamine suudmetest 49

Teine osa

HÜDRAULILISED MASINAD JA SEADMED

III peatükk. **Pumbad** 50

§ 24. Pumpade ülesanne ja tüübid 50
§ 25. Kolbpumbad 50
§ 26. Imemiskõrgus ja vedeliku temperatuuri mõju 51
§ 27. Surve vedeliku surumisel 53

Lk.
§ 28. Õhukuppel ja selle ülesanne 54
§ 29. Pumba tootlikkus ja tarbitav võimsus 56
§ 30. Tsentrifugaalpumbad 57
§ 31. Pumba poolt tekitatav surve 59
§ 32. Tsentrifugaalpumba labad 62
§ 33. Pumba karakteristik 64
§ 34. Pumba poolt tarbitav võimsus ja pumba kasutegur 64

IV peatükk. **Turbiinid** 65

§ 35. Vesiturbiinide töötamispõhimõte ja nende tüübid 65
§ 36. Turbiinide konstruktsioonid ja tehnilised karakteristikud . . . 71

V peatükk. **Hüdrojaamad ja hüdroseadmed** 78

§ 37. Jõgede ja järvede vee-energia kasutamine. Hüdroehitused ja hüdrojaamad 78
§ 38. Näiteid põllumajanduslikest hüdroelektrijaamadest 80
§ 39. Kodumaise hüdroenergeetika ajalugu ja areng viiendal viisaastakul 83

Kolmas osa

TEHNILINE TERMODÜNAAMIKA

VI peatükk. **Töötava keha parameetrid** 85

§ 40. Rõhk 86
§ 41. Erimaht 86
§ 42. Temperatuur 87

VII peatükk. **Gaaside põhilised omadused** 88

§ 43. Ideaalne gaas 88
§ 44. Boyle-Mariotte'i ja Gay-Lussac'i seadus 89
§ 45. Boyle-Mariotte'i seadus 90
§ 46. Gay-Lussac'i seadus 91
§ 47. Ideaalse gaasi karaktervõrrand 91
§ 48. Avogadro seadus 93
§ 49. Gaasi mool 94
§ 50. Gaasikonstant 96
§ 51. Reaalsete gaaside karaktervõrrand 97

VIII peatükk. **Gaaside segud** 97

§ 52. Daltoni seadus 97
§ 53. Segu koostise määramise mooduseid 98
§ 54. Segu keskmine molekulkaal 101
§ 55. Suhteliste osakaalude ja suhteliste osamahtude vastastikune seos 102
§ 56. Segu erikaalu ja erimahu arvutamine 104
§ 57. Gaasisegu gaasikonstandi arvutamine 106

IX peatükk. **Termodünaamika esimene seadus** 107

§ 58. Termodünaamika esimese seaduse formuleering 107
§ 59. Gaasi siseenergia 109
§ 60. Soojusvõrrand 109
§ 61. Töö analüütiline ja graafiline kujutamine 110
§ 62. Tagastatavad ja tagastatamatud protsessid 112
§ 63. Soojusjõumasinate ökonoomiline kasutegur 114

Lk.

X peatükk. **Gaaside erisoojus** 115

§ 64. Erisoojus 115
§ 65. Erisoojus konstantsel rõhul ja konstantsel mahul 116
§ 66. Keskmine ja tõeline erisoojus 117
§ 67. Gaasile antud soojusehulga arvutamine keskmise erisoojuse järgi 119
§ 68. Gaaside segu erisoojus 122

XI peatükk. **Gaaside põhilised termodünaamilised protsessid** 124

§ 69. Gaasi konstantmahuline (isohooriline) oleku muutuse protsess . 124
§ 70. Gaasi konstantrõhuline (isobaariline) oleku muutuse protsess . . 125
§ 71. Mayeri võrrand 127
§ 72. Gaasi konstanttemperatuuriline (isotermiline) oleku muutuse protsess 128
§ 73. Gaasi adiabaatiline oleku muutuse protsess 130
§ 74. Isotermi ja adiabaadi vastastikune asend *p-v*-koordinaatide süsteemis 134
§ 75. Gaasi polütroopiline oleku muutuse protsess 135

XII peatükk. **Termodünaamika teine seadus** 138

§ 76. Ringprotsessid (tsüklid) 138
§ 77. Carnot ringprotsess 141
§ 78. Termodünaamika teine seadus 144
§ 79. Entroopia ja selle muutus 145
§ 80. Põhiliste protsesside kujutamine *T-s*-koordinaatides 147
§ 81. Carnot ringprotsess *T-s*-diagrammil 150
§ 82. Entroopia kasvamine isoleeritud süsteemis 151
§ 83. „Soojussurma" teooria 151

XIII peatükk. **Kompressori ringprotsess** 152

§ 84. Üheastmeline kolbkompressor 152
§ 85. Kompressori poolt gaasi komprimeerimiseks tarbitava töö määramine 153
§ 86. Mitmeastmeline kompressor 155

XIV peatükk. **Sisepõlemismootorite ringprotsessid** 157

§ 87. Ringprotsess soojuse juurdejuhtimisega konstantsel mahul . . 157
§ 88. Ringprotsess soojuse juurdejuhtimisega konstantsel rõhul . . . 160
§ 89. Soojuse konstantmahulise ja konstantrõhulise juurdejuhtimisega ringprotsesside võrdlus 163
§ 90. Sega- ehk Trinkleri ringprotsess 165

XV peatükk. **Veeaur** 167

§ 91. Põhilised definitsioonid 167
§ 92. Aurustumisprotsess ja selle kujutamine *p-v*-koordinaatides . . 168
§ 93. Vedeliku kuumendamiseks ja aurustamiseks tarbitava soojuse määramine 170

XVI peatükk. **Veeauru tabelid ja diagrammid** 173

XVII peatükk. **Ringprotsessid veeauruga** 178

§ 94. Rankine'i ringprotsess 178
§ 95. Rankine'i ringprotsessi töö määramine 179
§ 96. Rankine'i ringprotsessi termiline kasutegur 181

XVIII peatükk. **Mõisteid gaaside ja aurude voolamisest** 185

§ 97. Gaaside ja aurude voolamine 185
§ 98. Aurude ja gaaside drosseldamine 189

Lk.
XIX peatükk. **Soojusevahetuse alused** 190
§ 99. Soojuseülekanne juhtivuse teel läbi ühe- ja mitmekihilise seina . 191
§ 100. Seina ja vedeliku vaheline soojusevahetus 193
§ 101. Soojusevahetusaparaatide arvutamine 195
§ 102. Soojusevahetus kiirgamisel 197

Neljas osa

KÜTUS, KOLDED JA KATELSEADMED

XX peatükk. **Kütused** 201
§ 103. Kütuste liigid 201
§ 104. Kütuse koostis 202
§ 105. Kütuse soojusväärtus ja selle määramine 202
§ 106. Tingkütus. Kütuste lühike iseloomustus 205

XXI peatükk. **Kütuse põlemisprotsess** 205
§ 107. Kütuse põlemine 205
§ 108. Põlemiseks vajalik õhuhulk 206
§ 109. Põlemissaaduste koostis, maht ja kaal 208

XXII peatükk. **Aurukatlad** 209
§ 110. Katelagregaadi elemendid ja nende iseloomustus 209
§ 111. Katelde klassifikatsioon 210
§ 112. Gaasitorudega aurukatlad 212
§ 113. Loomuliku tsirkulatsiooniga horisontaalveetorukatlad 214
§ 114. Loomuliku tsirkulatsiooniga vertikaalveetorukatlad 216
§ 115. Otsevoolukatlad 219

XXIII peatükk. **Kolded** 221
§ 116. Kollete klassifikatsioon ja üldine iseloomustus 221
§ 117. Käsitsi-teenindatavad kolded kütuse kihispõletamiseks 222
§ 118. Poolmehaanilised ja mehaanilised kihtkolded 224
§ 119. Kamberkolded 228
§ 120. Pööriskolded 232

XXIV peatükk. **Katlamaja abiseadmed** 233
§ 121. Auruülekuumendi 233
§ 122. Veeökonomaiser ja õhueelsoojendi 234
§ 123. Tõmbe- ja puhumisseadmed 235
§ 124. Toiteseadmed 237
§ 125. Katelagregaadi armatuur ja mõõteaparatuur 238
§ 126. Vesi ja ta lisandid 240
§ 127. Toitevee ettevalmistamine 241

XXV peatükk. **Katelagregaadi soojusbilanss ja elementaarne soojustehniline arvutus** 243
§ 128. Katelagregaadi soojusbilanss ja tunnine kütusekulu 243
§ 129. Katelagregaadi soojusekaod 245
§ 130. Katelagregaadi elementaararvutus 246

XXVI peatükk. **Katelseadme ekspluatatsioon** 248
§ 131. Katelseadme ekspluatatsiooni eeskirjad 248
§ 132. Ohutustehnika eeskirjad 249
§ 133. Aurukatelde lõhkemise põhjused 250
§ 134. Katelseadmete tootlikkuse ja ökonoomsuse suurendamise moodused 250

Viies osa

AURUMASINAD JA LOKOMOBIILID

Lk.

XXVII peatükk. **Aurumasina tööprotsess** 252

§ 135. Aurumasina ehitus 253
§ 136. Väntmehhanismile mõjuvad jõud 255
§ 137. Teoreetiline ja tegelik indikaatordiagramm 256
§ 138. Indikaator- ja efektiivvõimsus 259
§ 139. Aurumasina soojusekaod 261
§ 140. Otsevoolumasinad ja mitmekordse paisumisega masinad . . . 262
§ 141. Aurumasina kasutegur ja auru erikulu 263

XXVIII peatükk. **Aurumasina aurujaotus ja reguleerimine** 266

§ 142. Siiberaurujaotus 266
§ 143. Siibrite tüüpe 270
§ 144. Klappaurujaotus 271
§ 145. Aurumasinate reguleerimine 272

XXIX peatükk. **Aurumasinate ja lokomobiilide konstruktsioon** 276

§ 146. Aurumasinate klassifikatsioon 276
§ 147. Lokomobiilid 277
§ 148. Auru kondensatsioon ja lokomobiilide kondensaatorite tüübid . 280
§ 149. Lokomobiili aurumasina peamised detailid 282
§ 150. Lokomobiilide rakendusala ja edasise arengu perspektiivid . . 284

Kuues osa

AURU- JA GAASITURBIINID

XXX peatükk. **Auruturbiinid** 286

§ 151. Aktiivturbiinid 286
§ 152. Tööratta kõige kasulikuma pöörlemiskiiruse määramine . . . 288
§ 153. Aktiivturbiini kiirus- ja rõhuastmed 290
§ 154. Reaktiivturbiinid 293
§ 155. Kaod auruturbiinis, kasutegur ja aurukulu 295
§ 156. Auruturbiinide põhitüübid 297
§ 157. Nõukogude turbiiniehituse saavutusi 300

XXXI peatükk. **Gaasiturbiinid** 301

Seitsmes osa

SISEPÕLEMISMOOTORID

XXXII peatükk. **Sisepõlemismootorite tööprotsess** 305

§ 158. Neljataktiline protsess 305
§ 159. Neljataktilise mootori gaasijaotuse faasid 307
§ 160. Kahetaktiline protsess 308
§ 161. Nelja- ja kahetaktilise protsessi võrdlus 310
§ 162. Küttesegu süütamise moodused ja põlemine 311
§ 163. Indikaator- ja efektiivvõimsus 313
§ 164. Sisepõlemismootori kasutegurid 314
§ 165. Mootori soojusbilanss 316
§ 166. Mootorite peamõõdete arvutamine 317

Lk.
XXXIII peatükk. **Sisepõlemismootorite konstruktsioon** 318

§ 167. Sisepõlemismootorite klassifikatsioon 318
§ 168. Mootorite põhiosad 319
§ 169. Jahutussüsteemid 323
§ 170. Mootorite õlitussüsteemid 325
§ 171. Tahkete kütuste gaasistamine 326
§ 172. Gaasimootorid 329
§ 173. Karburaatormootorid 330
§ 174. Kalorisaatormootorid 333
§ 175. Kompressioonsüütega mootorid 336
§ 176. Kütuse pneumaatilise pihustusega diiselmootorid 336
§ 177. Kütuse pumppihustusega diiselmootorid 338
§ 178. Kütuse etteandmise süsteem pumppihustusega diiselmootoritel 341

Kaheksas osa

TUULEMOOTORID

XXXIV peatükk. **Tuulemootorite ehitus, töötamispõhimõte ja kasutamine** 345

§ 179. Tuulemootorite ehitus 345
§ 180. Tuulemootorite töötamispõhimõte 347
§ 181. Tuul ja selle energia. Energia kasutamistegur 350
§ 182. Tuulemootorite tüübid. Kiirekäigulisuse aste. Aerodünaamiline iseloomustus 353
§ 183. Tuuleratta pööramine tuulde 356
§ 184. Tuulemootori isereguleerimine 357
§ 185. Aeglasekäigulised tuulemootorid 360
§ 186. Kiirekäigulised tuulemootorid 364
§ 187. Tuuleenergeetika areng NSV Liidus. Nõukogude teadlaste ja konstruktorite osa tuuleenergeetika arendamisel 368
§ 188. Tuulemootorite kasutamine põllumajandusenergeetikas 369

Е. М. Гутьяр, А. Д. Мальгин
МАШИНОВЕДЕНИЕ
На эстонском языке
Эстонское Государственное Издательство
Таллин, Пярну маантеэ 10
*
Toimetaja A. Korba
Tehniline toimetaja I. Vahtre
Korrektorid M. Juske ja J. Rammi

Ladumisele antud 25. IV 1956. Trükkimisele antud 13. VIII 1956. Paber 60 × 92,1/16. Trükipoognaid 23,5 + 1 lisa. Arvutuspoognaid 23,45. Trükiarv 3000. MB-06693. Tellimise nr. 1328.

Hans Heidemanni nimeline trükikoda, Tartu, Vallikraavi 4.
Hind rbl. 10.55

Rbl. 10.55

A-2130

TÜ RAAMATUKOGU
1 0300 00366752 6