

Ep 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED  
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА  
SEERIA A Nr. 67 1955

ÜLIÕPILASTE TEADUSLIK ÜHING

ÜLIÕPILASTE TEADUSLIKE  
TÖÖDE KOGUMIK

II

P24070

ENSV Teaduste Akadeemia  
Keskraamatukogu



EESTI RIIKLIK KIRJASTUS  
TALLINN 1956





## EESSÕNA

Aastast aastasse on suurenenud Tallinna Polütehnilise Instituudi Üliõpilaste Teadusliku Ühingu (ÜTÜ) ringide tööst aktiivselt osavõtjate üliõpilaste arv, näidates samal ajal ka üliõpilaste teaduslike tööde taseme tõusu. Järjest on kasvanud ka selliste tööde hulk, mis omavad praktilist tähtsust ja leiavad kasutamist tööstuses.

Üliõpilaste teaduslike tööde areng peegeldub kõige paremini igal aastal korraldatavatel üliõpilaste teaduslikel konverentsidel, konkurssidel ja ülelinnalisel kõrgemate koolide üliõpilaste teaduslike tööde ülevaatusel. Käesolevasse kogumikku on mahutatud ajavahemikul 1952. — 1955. a. üliõpilaste teaduslikel konverentsidel ettekantud paremate uurimistööde lühikesed kokkuvõtted.

Kogumikus on märgitud ka see, mitmendal kursusel olid üliõpilased oma teadusliku töö teostamise ajal. Nüüd on osa neist juba instituudi lõpetanud ja jätkab ÜTÜ ringides alustatud tööd tegelikus elus.

Märts 1955. a.

*Tehn. tead. kand. dotsent*  
*L. ALLIKAS,*  
*TPI ÜTÜ teaduslik juhendaja.*

IV kursuse üliõpil. R. KUUSEKAND  
IV kursuse üliõpil. M. LEIBUR  
Teaduslik juhendaja  
tehn. tead. kand. dots. H. LAUL

## EELPINGESTATUD RAUSBETOONELEMENTIDEGA ARMEERITUD TALAD.

### Üldine osa

Terase valmistamise tehnoloogia viimasel ajal on teinud suuri edusamme. On saavutatud sellised kõrgväärtuslikud margid, mille purunemispinged ulatuvad 25000–35000 kg/cm<sup>2</sup>.

Kõrgemargilise terase kasutamise probleem raudbetoonkonstruktsioonides lahendatakse eelpingestatud armeerimisega. Suur perspektiiv on raudbetoonil, milles on kasutatud armatuurina eelpingestatud elemente, nn. südamikke, mis betoneeritakse tala tõmbetsooni. Uus lahendus on ette pandud prof. Mihhailovi poolt. Selle meetodi olemus seisneb järgnevas: tehaselistes tingimustes valmistatakse eelpingestatud elemendid. Neist elementidest toimub ehitusplatsil montaaž, asetades elemendid otsakuti spetsiaalsete metallkingade abil. Ühenduskohad valatakse täis betooniga ja kogu eelpingestatud elementide süsteem valatakse ühtseks monoliitseks raudbetoonkonstruktsiooniks.

Kirjeldatud elemendid ja nende valmistamise tehnoloogia omab veel rida puudusi.

Betoonisüdamikud on varustatud konstruktiivse armatuuriga, mis hoiab ära purunemise nende tõstmisel. See armatuur töötab tegelikus konstruktsioonis minimaalselt; seega esineb suurenenud terasekulu.

Eelpingestatud armeerimine mööda põhiperimeetrit piirab elementide pikkusi, kuna jõud antakse üle südamike otste kaudu, mistõttu esineb nõrkeoht.

Suureks puuduseks on eelpingestatud südamilkel jätkude olemasolu. Nagu näitasid ЦНИПС-i katsed, avanesid praod esmajoones eelpingestatud elementide ühenduskohades.



Meie poolt organiseeritud eelpingestatud elementide valmistamisviisis on püütud vältida neid puudusi. Ühtlasi teostati ka katse uute elemendi töötamisomaduste määramiseks lihttalas.

### Katse läbiviimine

Eelpingestatud armatuuriga elementide valmistamiseks kasutati kõrgemargilist terastraati  $\sigma_{np} = 19000 \text{ kg/cm}^2$ ,  $d = 0,83 \text{ mm}$ . Ühe elemendi armeerimiseks kasutati nelja armatuurtraati, s. o. kogupinnaga  $2,12 \text{ mm}^2$ .

-Eelpinge  $15000 \text{ kg/cm}^2$  anti kiilude abil ja selle määramine teostati akustiliselt, kontroll aga pikenemisest:

$$\sigma_k = \frac{\Delta l E}{l} = \frac{1,65 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{227} = 15300 \text{ kg/cm}^2$$

(erinevus on seega 2%).

Valmistati korraga kaks eelpingestatud elementi, pikkusega  $110 \text{ cm}$ ,  $F = 1,5 \cdot 1,5 \text{ cm}^2$ .

Elementide valmistamiseks kasutati betooni, mis oli võimeline vastu võtma temale armatuuri poolt avaldatava surve, kui armatuur vabastatakse eelpingest.

Surve betooni pinnale arvutatakse:

$$\frac{\sigma_b}{E_b} = \frac{\Delta \sigma_a}{E_a}, \quad \Delta \sigma_a = n \sigma_b,$$

$$\sigma_b F_b = (\sigma_{ak} - \Delta \sigma_a) F_a,$$

$$\sigma_b F_b = (\sigma_{ak} - n \sigma_b) F_a,$$

$$\sigma_b = \frac{F_a \sigma_{ak}}{F_b + n F_a},$$

$$\sigma_b = \frac{0,0212 \cdot 15000}{1,5^2 + 10 \cdot 0,0212} = 129 \text{ kg/cm}^2.$$

Selle järgi betooni mark valiti «300», mille puhul  $R_{np} = 200 \text{ kg/cm}^2$ .

## Eelpingestatud raudbetonelementide töö katseline uurimine lihttalas

Töötamise uurimiseks valmistati lihttala möödetega  $4 \times 8 \times 120$  cm, mille tõmbetsooni betoneeriti eelkirjeldatud element. Võrdluseks tehti samade möödetega tala lihtarmatuuriga, mille andmed:

$$\varnothing 4 \text{ mm}, \sigma_T = 2850 \text{ kg/cm}^2, F_a = 0,125 \text{ cm}^2.$$

Diameetri valikul 4 mm lähtuti talade ekvivalentsest armeerimisest:

$$F_a = \frac{\sigma'_{np} \cdot 0,7}{\sigma_T} F'_a.$$

- $\sigma'_{np} \cdot 0,7$  — eelpingestatud armatuuri arvutuslik jooksupiir,  
 $F'_a$  — eelpingestatud armatuuri pind,  
 $\sigma_T$  — tavalise armatuuri jooksupiir,

$$F_a = \frac{29300 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 0,53 \cdot 10^{-2}}{2850} = 0,15 \text{ cm}^2,$$

mis annab  $\varnothing 0,43$  cm.

Kasutati olemasolevat traati  $\varnothing 4$  mm.

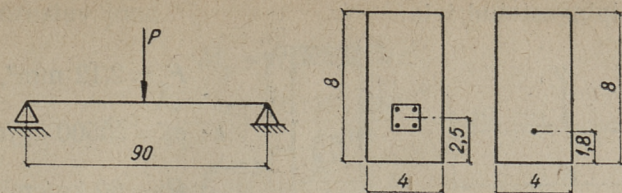
Betooni koosseis taladeks:

Tsement M «300»	3,5 kg
Kruus + liiv	17,0 „
Vesi	2,5 „
	23,0 kg

ja annab kaalulise seguvahekorra 1 : 5 ja  $W_{ts} = 0,72$ . Katse teostamise päeval oli betoonkuubi  $7 \times 7 \times 7$  survetugevus  $60 \text{ kg/cm}^2$ .

Katsetatavate talade avad olid 90 cm. Sellise ava ja tala ristlõike puhul purunemine toimub paindele (mitte põikjõule).





Joon. 1. Katse skeem.

Katsetalade koormamisel ilmnes, et tavalise armatuuriga talas avanesid praod ja tekkisid suured deformatsioonid juba koormisel, mis moodustas suhteliselt väikese osa purustatavast koormisest.

Seevastu eelpingestatud elemendiga varustatud talas tekkis pragu ainult jõu all alles vähe enne purunemist.

#### Katse tulemused

Katsetala nr.	I	II
Purustav jõud $P_p$	110 kg	75 kg
Pragusid tekitav jõud $P_{TP}$	90 kg	39 kg

Nagu nähtub katse tulemustest, on võimalik selliste eelpingestatud elementidega raudbetootala pragude tekkimise koormist viia väga lähedale purustavale koormisele.

See asjaolu võimaldab kasutada maksimaalselt kõrgemargilise terase võimsust.

Antud katse puhul oli kasutatud armatuuri võimsusest

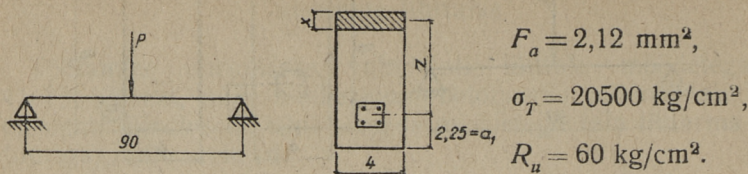
$$\frac{P_{TP}}{P_p} \cdot 100 = \frac{90}{110} \cdot 100 = 81,5\%.$$

Võrdluseks hariliku armatuuriga tala puhul

$$\frac{P_{TP}}{P_p} \cdot 100 = \frac{39}{76} \cdot 100 = 51,2\%.$$

Võrdluseks on arvatatud teoreetilised purustavad ja pragusid tekitavad koormised mõlemale katsetalale.

1) Eelpingestatud tala:



Joon. 2. Eelpingestatud armatuuriga tala.

a) Purustava jõu arvutus

$$M_p = R_u \cdot b \cdot x \cdot z,$$

$$x = \frac{F_a \cdot \sigma_T}{R_u \cdot b} = \frac{0,53 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 20000}{4 \cdot 60} = 1,77 \text{ cm},$$

$$M_p = 60 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 4,87 = 2340 \text{ kg/cm},$$

$$P_p = \frac{4 M_p}{l} = \frac{4 \cdot 2340}{90} = 104 \text{ kg}.$$

b) Pragusid tekitava jõu arvutus. (Instruktsioonide alusel)

$$M_{Tp} = (0,29 + 0,67 \psi_p - \delta_1 \psi_p) b h^2 R_p,$$

$$\psi_p = \frac{z}{b h R_p} = \frac{F_a \cdot \sigma_{aTp}}{b h R_p}, \quad \sigma_{aTp} = \sigma_{ak} + 300,$$

$$\sigma_{ak} = 15000 - 3000 = 12000 \text{ kg/cm}^2, \quad \delta_1 = \frac{a_1}{h} = \frac{2,25}{8} = 0,28,$$

$$\sigma_{aTp} = 12000 + 300 = 12300 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\psi_p = \frac{0,53 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 12300}{4 \cdot 8 \cdot 8} = 1,02,$$

$$M_{Tp} = (0,29 + 0,67 \cdot 1,02 - 0,28 \cdot 1,02) 4 \cdot 64 \cdot 8 = 1420 \text{ kgcm},$$

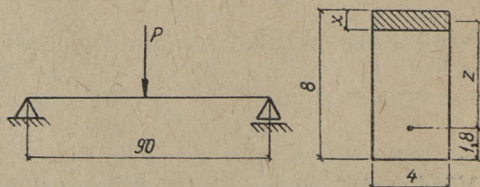
$$P_{Tp} = \frac{4 \cdot 1420}{90} = 64 \text{ kg}.$$

2. Tavalise armatuuriga tala.

$$F_a = 0,125 \text{ cm}^2,$$

$$\sigma_T = 2850 \text{ kg/cm}^2,$$

$$R_u = 60 \text{ kg/cm}^2.$$



Joon. 3. Tavalise armatuuriga tala.



a) Purustav jõud.

$$M_p = R_u \cdot b \cdot x \cdot z,$$

$$x = \frac{F_a \cdot \sigma_T}{R_u \cdot b} = \frac{0,125 \cdot 2850}{4 \cdot 60} = 1,49 \text{ cm},$$

$$z = 6,20 - \frac{1,49}{2} = 5,46,$$

$$M_p = 60 \cdot 4 \cdot 1,49 \cdot 5,46 = 1900 \text{ kgcm},$$

$$P_p = \frac{4 \cdot 1900}{90} = 84 \text{ kg}.$$

b) Pragusid tekitav jõud

$$M_{Tp} = R_p \cdot b \cdot h^2 (0,292 + 0,75\alpha_1),$$

$$\alpha_1 = \frac{F_a}{bh} n'_p, \quad n' = 3 \frac{E_a}{E_b},$$

$$n' = 3 \frac{2,1 \cdot 10^6}{2,3 \cdot 10^5} = 27,3, \quad n_p = \frac{2}{3} n' = 18,2,$$

$$\alpha_1 = \frac{0,125 \cdot 18,2}{4 \cdot 8} = 0,0712,$$

$$M_{Tp} = 8 \cdot 4 \cdot 64 (0,292 + 0,75 \cdot 0,0712) = 710 \text{ kgcm},$$

$$R_{Tp} = \frac{4 \cdot 710}{90} = 31,4 \text{ kg}.$$

#### Katse- ja arvutustulemuste võrdlustabel.

Jõud · kg	Tala nr. 1		Tala nr. 2	
	Katseline	Arvutatud	Katseline	Arvutatud
$P_p$	110	104	76	84
$P_{Tp}$	90	64	39	31

#### Järeldused

Katsete tulemused näitavad, et nende eelpingestatud elementidega talad annavad eelpingestatud armatuuriga konstruktsioonide efekti, s. o. võimaldavad kasutada kõrgemargilist terast. Sellega saavutame kokkuhoidu armatuuri kulus ja hinnas.

Eelpingestatud elemendid võimaldavad tehaselist tootmist, jättes ära ehitusplatsi tingimustes raskesti ja kvalifitseeritud töölistega teostatavad tööoperatsioonid.

Eelpingestatud elementide valmistamine meie katses läbi viidud põhimõttel võimaldab valmistada suurte pikkustega elemente, kusjuures ühel ja samal küllalt pikal pingil võib neid valmistada mitu tükki korraga ühekordse eelpingestusega. Ka ei vaja need elemendid konstruktiivset armatuuri.

Tähtsaks eeliseks on pikkade elementide valmistamise võimalus, mis lubab teostada konstruktsioone eelpingestatud elementide jätkamiseta. Elementide pikkus pole piiratud nõtkehuga, kuna eelpingestusjõud antakse üle ühtlaselt kogu elemendi pikkuses. Sellisel sisejõudude jaotusel on elemendi potentsiaalne energia minimaalne keha telje sirgjoonelise asendi puhul.

Kokkuvõttes näeme, et selliste eelpingestatud elementidega raudbetoonkonstruktsioonid omavad küllalt põhjendatud eeliseid selleks, et neid praktikas laialdaselt kasutada.

Kuid tuleb mainida, et eelpingutatud raudbetoonis peituvad võimalused ei ole kaugeltki ammendatud. Nõukogude teadlaste ja inseneride ülesandeks on avastada uusi võimalusi ja põhjalikult läbi töötada ja täiustada olemasolevaid meetodeid.

## РЕЗЮМЕ

В настоящей работе рассматривается способ изготовления предварительно-напряженных железобетонных балок при помощи предварительно напряженных элементов.

Теоретические расчеты и испытания показывают, что описанные балки дают эффект предварительно напряженных конструкций. Понижается расход стали в 4—6 раз.

Применением элементов различной длины, можем следить за эпюрой моментов. Таким способом высокомарочную арматуру можно применить и в бетонах на базе местных цементов, так как нет опасности коррозии.



IV kursuse üliõpil. H. PARMAS,  
II kursuse üliõpil. E. POTSEPS  
Teaduslik juhendaja  
tehn. tead. kand. dots. V. KIKAS

## TÖÖTLEMISE MÕJUST TSÜKLOONTUHA SIDEOMADUSTELE

### 1. Sissejuhatus

Seoses ehitustegevuse hooga kasvuga meie maal on tekkinud suur nõudmine kõrgekvaliteetsete ehitusmaterjalide järele. Partei XIX kongressi direktiivides rahvamajanduse arendamise viienda viie aasta plaani kohta on nähtud ette tähtsamate ehitusmaterjalide tootmise suurendamine viie aasta jooksul vähemalt 2 korda, seejuures tsemenditoodangu suurenemine 2,2 korda. Peale selle tuleb erilist tähelepanu suunata kohalike ehitusmaterjalide igakülgsele ärakasutamisele.

Üheks selliseks kohalikuks materjaliks Eesti NSV-s on põlevkivi tolmküttekoldega katelagregaadist saadav tsükloontuhk. Et käesoleval ajal Eesti NSV-s veel ei toodeta tsükloontuha baasil uusi põlevkivituha sideaineid, siis tuleks ehitusplatsil otseselt kasutada tsükloontuhka. Jahvatamata tsükloontuhal on aga rida olulisi puudusi, mis peamiselt on tingitud väikese aktiivsusega vaba lubja suurest hulgast. Vaba lubja suur hulk alandab tunduval määral tsükloontuhkmörtide ja betoonide mahupüsivust ja tugevust. Käesolevas töös on näidatud 2 lihtsat, ehitusplatsi tingimustes kergesti läbiviidavat töötlemisviisi, nimelt eelkustutamine ja täiendav segamine. Peale selle on veel käsitletud tsükloontuha kuivalt jahvatamist kuulveskis sideaine omaduste parandamiseks. Vastavalt töö eesmärgile on katsed teostatud plastse mördiga, s. o. vastavuses müüri-mörtide iseloomuga (kõrge vesitsementegur).

## A. Eelkustutamine

Eelkustutamine toimus lahtises nõus atmosfäärirõhu juures. Optimaalse veehulga määramise katsed andsid järgmiseid tulemusi: kõrgeimad tugevusnäitajad annab eelkustutamine 10% veega sideaine kaalust, kusjuures segu seisu aeg on 1 tund. Katseks kasutatud tsükloontuuk omas loomulikul kujul 7-päevase survetugevuse  $4,0 \text{ kg/cm}^2$  ja 28-päevase survetugevuse  $23 \text{ kg/cm}^2$ . 10% veega eelkustutades saime survetugevused vastavalt  $5,0 \text{ kg/cm}^2$  ja  $62 \text{ kg/cm}^2$ . Seega 7-päevane survetugevus tõusis  $\sim 1,2$  korda ja 28-päevane survetugevus 2,7 korda. Veidi madalamad näitajad saime eelkustutamisel 20% veega. Veelgi suurema veehulga tarvitamine eelkustutamisel viis aga tugevusnäitajad madalamale, mis on seletatav sellega, et suur veehulk rikub tunduval määral tsükloontuha hüdraulilisi komponente. Seevastu väiksem veehulk kui 10% ei ole küllaldane vaba lubja kustutamiseks, kuna osa vett aurab ning läheb kaduma.

Nagu näha, annab eelkustutamine suure positiivse efekti (survetugevuse tõus  $\sim 3$  korda), kui kustutamiseks tarvitav veehulk on 10–20% sideaine kaalust ja kustumise aeg on üks tund. Eelkustutamine on lihtne ja ei nõua palju töökulu ega mingeid tehnilisi lisaabinõusid. Seega võib lugeda eelkustutamist täielikult soovitatavaks ja vajalikuks tsükloontuha praktilisel rakendamisel sideainena, eriti tsiviil- ja põllumajanduslike ehituste püstitamisel.

## B. Täiendav segamine

Katsete teostamise eesmärgiks oli selgitada, millisel määral saab mördi täielikuma segamisega asendada eelkustutamist, mis teataval määral ikkagi rikub sideaine hüdraulilist osa. Segamine toimus väikese võimsusega mehaanilises segajas. Ilmnes, et koos segamisaja pikene misega tõuseb ka survetugevus. Maksimaalseks segamisajaks võtsime üks tund, kaalutlusel, et pikemaajaline sideaine segamine võib tekitada tsükloontuha hüdrauliliste osiste riknemist ja on teostamise seisukohast ka ebaökoonoomsem. Tulemused olid järgmised: juba poole tunniline segamine tõstab survetugevuse 3,5-kordseks, võrreldes survetugevusega loomulikul kujul ( $\text{saime } 86 \text{ kg/cm}^2$ ), mis



ületab eelkustutamise saadud maksimaalse tulemuse. Eriti suure mehaanilise tugevuse tõusu annab 1-tunniline segamine: nimelt 28-päevaselt omasid proovikehad survetugevuse  $159 \text{ kg/cm}^2$ , mis ületab sama tsükloontuha survetugevuse loomulikul kujul tervelt 7 korda. Ka 7-päevast survetugevust tõstab 30÷60-minutiline segamine rohkem kui 1,5 korda. 15-minutiline segamine ei tõsta nii märgatavalt survetugevust, nähtavasti pole see segamisaeg küllaldane vaba lubja rahuldavaks kustutamiseks ja hüdrauliliste osiste aktiveerimiseks.

See annab tsükloontuhamõrdi täiendav segamine suure positiivse efekti, tõstes survetugevust küllaldase segamisaja puhul (30÷60 min.) 3,5—7 korda. Seejuures on selliselt töödeldud segu hästi plastiline.

Praktikas tekitab muidugi raskusi võrdlemisi pikk segamisaeg. Siinjuures tuleb aga arvesse võtta seda, et suurema võimsusega segaja (suure kollerveski) kasutamisel on segamine ning tuha osiste purustamine niivõrd põhjalik, et piisab juba lühiajalisest segamisest. Kahtlemata on eelkustutamine praktika seisukohalt lihtsam ja käepärasem, eriti just väikesel ehitusplatsil. Suuremal ehitusplatsil, kus mehhanismide park on täielikum ja kus valmistatakse ka ehituskive ning detaile, tuleb kõne alla nn. märg jahvatus.

### C. Jahvatamine

Jahvatamine aitab tunduvalt aktiveerida tolmpõlevkivituha sideainet ja kiirendada veel kustumata lubja kustumist sideaine veega segamise protsessis. Jahvatamisel purustatakse aga kõrge temperatuuri juures põletatud osised. Et vältida sideaine liiga kiiret tardumist, mis tekib jahvatamise tagajärgedest, tuleb kasutada eelkustutamist.

Tugevusnäitajad tõusevad koos jahvatusaja pikenemisega. Nii tõstis 3-tunniline jahvatamine survetugevust 3,5 korda ja 4,5-tunniline jahvatamine 5 korda (28-päevased survetugevused vastavalt  $83 \text{ kg/cm}^2$  ja  $117 \text{ kg/cm}^2$ ). Survetugevuse tõusuga koos paranevad märgatavalt ka sideaine muud omadused, nagu veekindlus, mahupüsivus ja külmakindlus.

Lõppkokkuvõttes võib öelda, et eespooltoodud lihtsate, ehitusplatsi tingimustes kergesti läbiviidavate

töötlemisviiside tulemusena saab tsükloontuha survetugevust tõsta vähemalt 3÷4 korda, mis teeb võimalikuks tsükloontuha eduka rakendamise praktikasse meie ehitusplatsidel. Nii võime eelkustutatud tsükloontuhast valmistada mörte margiga kuni «25» ja märjalt jahvatatud tsükloontuhast mörte margiga kuni «50» ning betoone margiga kuni «100». See annab võimaluse säästa meie rahvamajandusele suuri summasid ja vabastada hulga kõrgeväärtuslikku tsementi vastutusrikkamate suurehituste jaoks.

## РЕЗЮМЕ

Из местных вяжущих в Эстонской ССР следует выделить циклонную золу получаемую при сжигании сланца в пылевидном состоянии. У циклонной золы имеются однако и недостатки, причиной которых является большое количество малоактивной свободной извести, которая понижает прочность и водостойкость вяжущего. В работе даны 2 способа активизации свободной извести, которые можно применить непосредственно на строй площадке. Это: предварительное гашение золы и дополнительное перемешивание раствора. Кроме того дан способ активизации путем измельчения золы на шаровых мельницах. Опыты показали, что предварительное гашение дает наилучшие результаты при количестве воды 10% от веса вяжущего. Большее количество воды ухудшает гидравлические свойства, а меньшее количество недостаточно. Этот способ повышает прочность на сжатие до 3 раз. Дополнительное перемешивание в течении 30—60 минут повышает прочность 3,5—7 раза по сравнению с необработанной золой и делает раствор пластичным. Однако при применении мощных мешалок время дополнительного перемешивания уменьшается и становится приемлемым на деле.

Помол повышает прочность 4—5 раз в зависимости от времени перемалывания.

Этими способами можно получить бетоны марки до «100» и растворы до «50».



IV kursuse üliõpil. E. PIROJA  
Teaduslik juhendaja  
tehn. tead. kand. dots. E. SIIRDE

## CO<sub>2</sub> ABSORPTSIOONI UURIMINE BARBOTEERIMISE TEEL VETTE

Absorptsiooniprotsessiks on gaaside lahustumine vedelikku — absorbenti. Absorptsiooniprotsessil põhineb väävelhappe, lämmastikhappe, soolhappe jt. keemiatööstuse produktide tootmine. Samuti kasutatakse absorptsiooni gaasisegude puhastamisel kõrvalistest lisanditest. Näiteks puhastatakse ammoniaagi sünteesiks vajaliku vesiniku tootmisel gaas süsihappegaasist (CO<sub>2</sub>) absorptsiooni teel.

Absorptsioonil kasutatakse mitmesuguse erineva kujuga aparate. Kõige levinumad aparateid tüübid on nn. pind-, kelme-, täidis-, pihustus- ja barboteerimisabsorberid. Intensiivsem gaasi absorptsioon saavutatakse gaasi barboteerimisel, gaasi läbijuhtimisel läbi vedelikukihi. Selliselt töötavad nn. kuppel- ja sõelpõhi kolonnid. Neis kolonnides saavutab gaasivool vedelikukihti läbides suure kokkupuute pinna faaside vahel, mis on eelduseks heale gaaside absorptsioonile.

Barbotaaz-absorberitel on, võrreldes teiste absorberite tüüpidega, aga suurem hüdrauliline takistus, mis tingib suurema energiakulu gaasivoolu suunamiseks läbi absorptsiooniseadme. K. N. Šabalín on uurimuste tulemusena leidnud, et absorptsioon barbotaazkolonnides toimub 13,4 korda intensiivsemalt kui täidiskolonnides (2). I. N. Kuzminõhh leidis uurimuste tulemusena, et kogu energiakulu valmistoodangu ühiku kohta ööpäevas on täidiskolonnides, võrreldes barbotaazkolonnidega, suurem, vaatamata sellele et energiakulu gaasivoolu läbisuunamiseks absorptsiooniseadmest on väiksem. Energiakulu vähenemist, arvestatud ühele valmistoodangu ühikule, tingivad seadmete väiksemad mahud ja sealjuures ka seadmete kõrgused, sest protsess on intensiivsem. Barbotaazkolonnide kõrgused on protsessi intensiivistumise tõttu väikse-

mad. See aga põhjustab absorbendi absorptsioonikolonni ülespumpamiseks kuluva energia vähenemist (2).

Barboteerimise mehhanismi uurimisel ei ole veel leitud teoreetilist seost, mis võimaldaks arvutada protsessi tulemusi ja protsessi mõjutavaid tegureid. Seni teostatud uurimistööd barboteerimise mehhanismi selgitamiseks käsitlevad ainult üksikute gaasimullide barboteerimist. Neid tulemusi on aga raske üldistada ja tööstuslike seadmete puhul kasutada, kus gaasi barboteerimisel läbi vedelikukihi on raske teha vahet üksikute mullide vahel. Läbi vedelikukihi ei tungi sel juhul mitte ainult üks gaasimull, vaid neid on korraga palju. Esialgsed tööd barboteerimise uurimiseks mitte ühe gaasimulli puhul teostati väga madala barboteerimise sügavuse juures (25—30 mm). See aga ei andnud erifi usutavaid tulemusi, sest suurte kiiruste puhul tungib gaas kupli alt välja, ilma et oleks suutnud moodustada barboteerimise teel head kontakti vedelikuga (1). K. N. Šabalin on oma uurimuste tulemusena jõudnud järeldusele, et üldist massiülekande koefitsienti absorptsioonil, kui barboteeritakse gaasi, iseloomustab järgmine kriteeriaalne seos (2)

$$Nu' = f(Re, Pr', Ar, We, G_1 \dots) \quad (1)$$

$$Nu' = \frac{K \cdot d}{D} \quad \text{— Nusselti kriteerium, mis iseloomustab massiülekanget.}$$

$$Re = \frac{W \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad \text{— Reynoldsi kriteerium, mis iseloomustab gaasi voolamist.}$$

$$Pr' = \frac{\nu}{D} \quad \text{— Prandtl'i kriteerium, mis iseloomustab keskkonna füüsikalisi omadusi.}$$

$$Ar = \varphi Re^2 \quad \text{— Archimedese kriteerium, mis iseloomustab keskkondade erikaalude erinevusi.}$$

$$We = \frac{\sigma}{2 \cdot \gamma_v} \quad \text{— Weberi kriteerium, mis iseloomustab keskkonna füüsikalisi omadusi (pindpinevust).}$$

$$G_1 \quad \text{— geomeetriline sümpleks.}$$



Esitatud kriteeriumide tähised on:

- $K$  — absorptsiooni koefitsient,
- $d$  — gaasi torustiku (kupli) läbimõõt,
- $D$  — difusiooni konstant,
- $w$  — gaasi voolamise kiirus,
- $\rho$  — gaasi tihedus,
- $\mu$  — gaasi viskoossus,
- $\nu$  — absorbendi kineetiline viskoossus,
- $\sigma$  — vedeliku pindpinevus,
- $\gamma_v$  — vedeliku erikaal.

Agarjev määras kandidaadi dissertatsioonitöös (1) katseliselt absorptsiooni kasuteguri ja absorptsiooni kiiruskonstandi. Arvutuste aluseks kasutas autor absorptsiooni põhivõrrandit.

$$- G \cdot dc = K_g \cdot P \cdot (c_g^a - c_g^t) \cdot dF, \quad (2)$$

- kus  $G$  — gaasi hulk,
- $c$  — gaasi kontsentratsioon,
- $K_g$  — absorptsiooni koefitsient,
- $P$  — rõhk,
- $F$  — pind,
- $c_g^a$  — gaasi algkontsentratsioon,
- $c_g^t$  — gaasi kontsentratsioon tasakaalu olukorras.

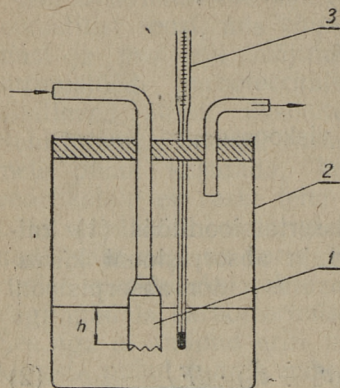
Agarjev varieeris barbotaazi uurimisel gaasi voolu kiirust ja vedelikukihi paksust — barboteerimise sügavust. Töö tulemusena selgus, et mida suurem oli gaasi kiirus, seda väiksem oli suurus  $K_g \cdot F$  sama barboteerimise sügavuse puhul. Samal kiirusel on aga  $K_g \cdot F$  seda suurem, mida suurem on barboteerimise sügavus. See oli juba konkreetne viide barboteerimist mõjustavate põhjuste selgitamisel.

Käesolevas töös oli püstitatud eesmärk katselisel teel leida eespool toodud seose (1) numbrilisi konstante  $Nu' = f(Re, G_1, G_2)$ .

### Katse meetodika

Absorptsiooniseadmena kasutati klaasilindrit, millesse oli asetatud klaaskuppel. Absorber oli suletud korgiga. Absorberisse oli asetatud termomeeter vee temperatuuri mõõtmiseks (joonis 1). Katsed teostati kolme erineva

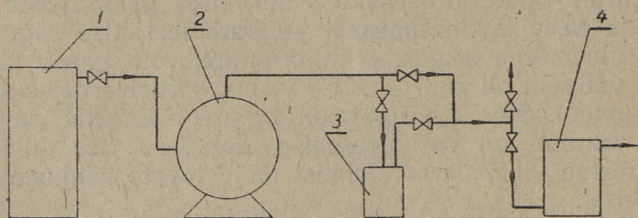
lābimõõduga absorberis vastavalt diameetritega 70, 80 ja 100 mm. Kõikide katsete puhul oli kupli sisemine dia-



Joon. 1. Absorberi ehitus.  
1. — kuppel; 2. — absorber;  
3. — termomeeter.

meeter 30 mm. Kupli alumine serv oli hambuline 8 kolmnurkse väljalõikega, kõrgusega 8 mm. Gaasi mahtkiirused määrati gaasikellaga. Kõikide katsete kestus oli üks minut ja vee temperatuur püsivalt 14°C. Iga absorberi puhul varieeriti barboteerimise sügavust ja vee hulka. Kasutatud veekogused olid 250, 350, 450 ja 550 g. Barboteerimise sügavused olid absorberite  $d_2=70$  mm ja  $d_2=80$  mm puhul 10, 30, 50 ja 70 mm, kuna absorberi  $d_2=100$  mm puhul aga olid sügavused vastavalt 10, 23, 37 ja 50 mm.

Absorbeeritava gaasina kasutati valgustusgaasi, mille CO<sub>2</sub>-sisaldus mahuliselt oli ligikaudu 14%. Gaasi kontsentratsioon määrati enne ja pärast absorberit keemilise gaasianalüsaatoriga (joon. 2). Vette absorbeerunud CO<sub>2</sub>



Joon. 2. Katseseadme skeem.  
1. — gasomeeter; 2. — gaasikell; 3. — absorber; 4. — keemiline gaasianalüsaator.

hulk määrati katse lõpul liitrites NaOH lahusega fenoolftaleiini juuresolekul.

Iga barboteerimise sügavuse puhul muudeti gaasi voolu kiiruseid piirides 0,0076—0,28 m/sek. Iga katset korrati 4—5 korda ja arvutuste aluseks võeti nende keskmine väärtus.



## Katsete tulemused ja nende arvutamine

Katsete andmete ümbertöötamiseks lähtuti ühel juhul seosest

$$G = K_{ga} \cdot Q \cdot \Delta p_m \cdot \tau, \quad (3)$$

kus  $G$  — absorbeerunud  $\text{CO}_2$  hulk (kg),

$K_{ga}$  — absorptsiooni koefitsient  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg} \cdot \text{mmHg} \cdot \text{h}} \right]$ ,

$Q$  — gaasi kaal (kg),

$\tau$  — katse kestus (h),

$\Delta p_m$  — keskmine liikumapanev jõud, mis on

$$\Delta p_m = \frac{\Delta p_a - \Delta p_l}{2,3 \lg \frac{\Delta p_a}{\Delta p_l}} \text{ [mm Hg];}$$

$\Delta p_a$  on gaasis oleva  $\text{CO}_2$  partsiaalrõhust lahutatud vees oleva  $\text{CO}_2$  partsiaalrõhk tasakaalu tingimustes katse algul (mm Hg),

$\Delta p_l$  — sama katse lõpul.

Arvutustes vajalik gaasi partsiaalrõhk arvutati järgnevalt  $p = \frac{760 \cdot c}{100}$ ,

kus  $c$  on gaasi kontsentratsioon protsentides.

Tasakaalu tingimuses süsihappegaasi osarõhk arvutati Henry seaduse järgi vees lahustunud  $\text{CO}_2$  hulga kaudu.

Katsetel saadud andmed on esitatud tabelis 1.

Tabel 1

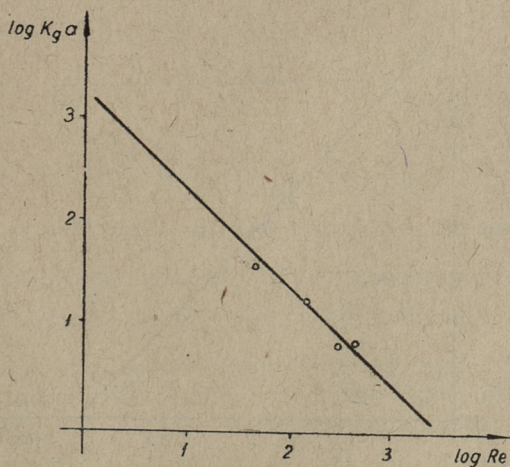
Katse andmed  $\text{CO}_2$  barboteerimisel vette

Barborteri (absorberi) diameeter	Barboteerimise sügavus	Gaasi algkontsentratsioon	Gaasi lõppkontsentratsioon	Gaasi kiirus	Vee hulk	Absorbeerunud gaasi hulk
$d_2$	$h$	$C_a$	$C$	$w$	$V$	$G$
mm	mm	%	%	m/sek	ml	ml
1	2	3	4	5	6	7
70	10	14,4	12,8 13,6 14,25 14,3	0,0235 0,1 0,162 0,196	250	7,2 18,8 6,9 5,15

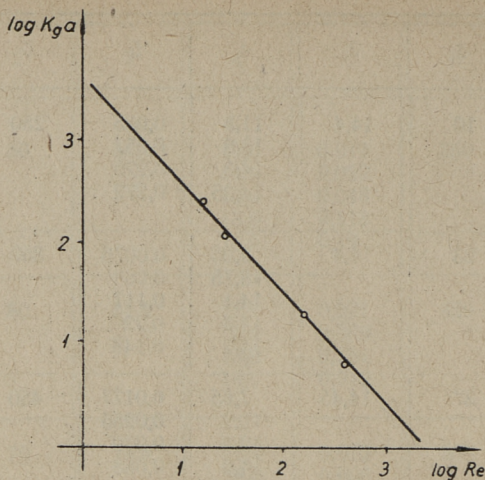
1	2	3	4	5	6	7
70	30	14,4	11,3 11,6 13,3 13,6 14,0	0,011 0,022 0,048 0,113 0,19	350	6,7 7,54 10,2 18,3 12,15
	50	14,4	11,9 13,4 13,9 14,1	0,021 0,069 0,134 0,212	450	10,1 14,1 13,7 13,6
	70	14,4	11,2 13,0 13,7 13,8	0,022 0,065 0,147 0,23	550	13,7 20,0 20,6 26,4
80	10	12,5	10,0 10,9 11,9 12,5	0,0177 0,0314 0,0665 0,225	250	9,3 10,5 9,37 5,73
	30	13,9	8,45 10,9 12,65 13,5 13,55	0,0103 0,0202 0,0613 0,160 0,239	350	10,8 12,0 15,7 16,4 18,4
	50	13,1	8,2 10,0 11,2 12,55 12,7	0,0142 0,0243 0,0440 0,121 0,203	450	13,0 14,5 16,35 12,4 15,6
	70	12,3	7,25 9,95 11,1 11,7	0,021 0,029 0,0806 0,184	550	20,2 13,9 18,6 22,0



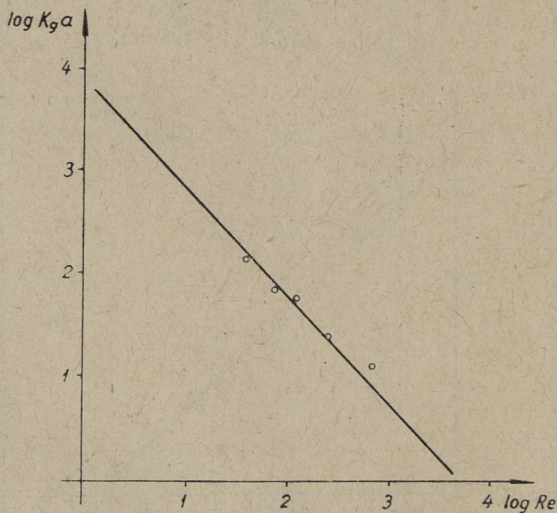
1	2	3	4	5	6	7
100	10	14,4	11,8 13,6 14,3 14,35	0,035 0,057 0,225 0,272	250	17,9 8,75 5,76 3,5
	23	14,4	5,05 13,75 14,1 14,3 14,2	0,0076 0,068 0,117 0,22 0,148	350	13,5 8,7 7,5 5,65 6,3
	37	14,45	7,65 10,9 12,3 14,0 14,15	0,0177 0,0256 0,039 0,088 0,18	450	22,3 18,0 17,5 9,0 11,5
	50	14,6	8,6 11,1 12,7 14,0 14,4	0,0153 0,03 0,046 0,094 0,28	550	17,3 20,5 17,0 11,2 11,9



Joon. 3.  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f(Re)$ , kui absorberi diameeter  $d_2 = 70$  mm  
ja barbotaaži sügavus  $h = 70$  mm.



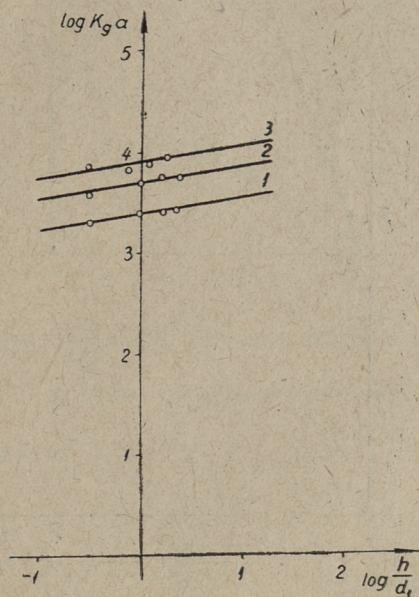
Joon. 4.  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f(Re)$ , kui absorberi diameeter  $d_2 = 80$  mm  
ja barbotaaži sügavus  $h = 30$  mm.



Joon. 5.  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f(Re)$ , kui absorberi diameeter  $d_2 = 100$  mm  
ja barbotaaži sügavus  $h = 50$  mm.



Gaasi iga voolamiskiiruse kohta arvutati eraldi  $K_g a$ . Lisaks  $K_g a$ -le arvutati veel Reynoldsi kriteerium. Nende alusel koostati funktsioon  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} \bar{f}(Re)$ , mille näited on esitatud joonistel 3—5. Sirge tõus annab Reynoldsi kriteeriumi astendaja, mille keskmiseks väärtuseks on



Joon. 6.  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f' \left( Re, \frac{h}{d_1} \right)$ .

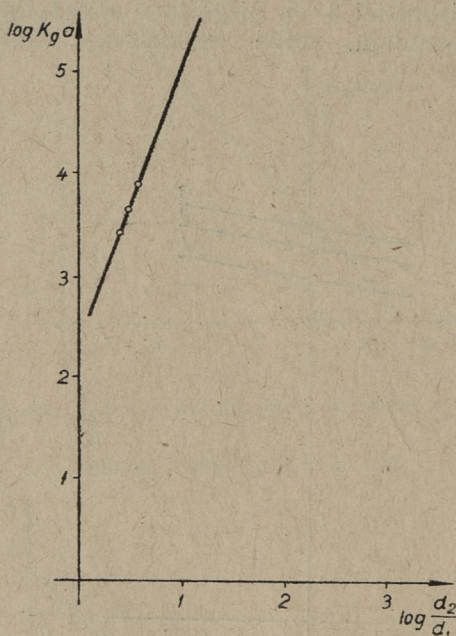
1.  $d_2 = 70$  mm; 2.  $d_2 = 80$  mm; 3.  $d_2 = 100$  mm.

$m = -1,03$ . Katse andmete alusel koostatud funktsiooni  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f' \left( Re, \frac{h}{d_1} \right)$ , kus  $h$  on barboteerimise sügavus ja  $d_1$  on kupli diameeter. Numbriliste näitajate leidmiseks on koostatud graafik (joonis 6). Sirgete tõusu iseloomustab astmenäitaja 0,2. Eelneva funktsiooni andmetest koostatud uus funktsioon  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f'' \left( Re, \frac{h}{d_1}, \frac{d_2}{d_1} \right)$ , kus  $d_2$  on absorberi diameeter.

Liikme  $\frac{d_2}{d_1}$  astmenäitajaks on 2,8, nagu selgub jooniselt 7.

Seega absorptsiooni koefitsienti iseloomustav seos on

$$K_g a = 282 Re^{-1,03} \cdot \left(\frac{h}{d_1}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{2,8} \cdot \frac{D}{d_1^3} \quad (4)$$



Joon. 7.  $K_g a = \frac{D}{d_1^3} f'' \left( Re, \frac{h}{d_1}, \frac{d_2}{d_1} \right)$ .

Üldine seos gaasi barboteerimisel kasutatud põhivõr-  
randi puhul oleks

$$Nu'' = A \cdot Re^{-1,03} \cdot \left(\frac{h}{d_1}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{2,8} \cdot (Pr')^k \cdot (We)^m \cdot (Ar)^n, \quad (5)$$

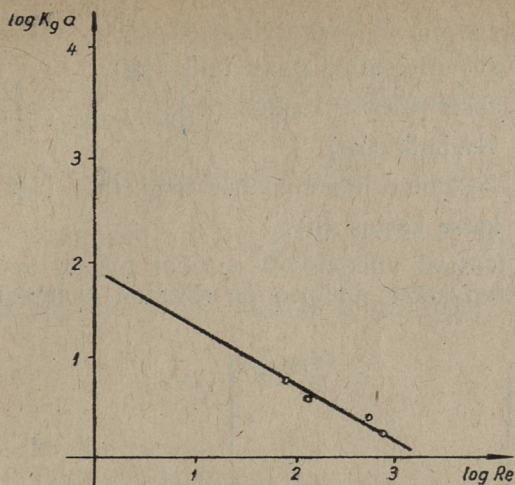
milline kehtib tingimustel

$$20 \leq Re \leq 640 \quad 0,3 \leq \frac{h}{d_1} \leq 2,3 \quad 2,3 \leq \frac{d_2}{d_1} \leq 3,3.$$

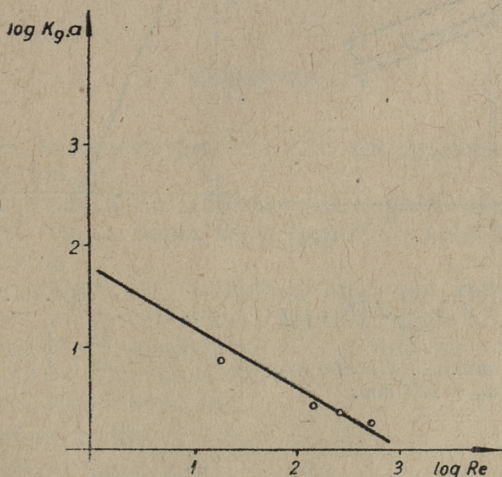
Teisel juhul võeti arvutuste aluseks absorptsiooni põhi-  
võrrand

$$G = K_g a \cdot V \cdot \Delta p_m \cdot \tau, \quad (6)$$





Joon. 8.  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f(Re)$ . Absorberi diameeter  $d_2 = 100$  mm  
ja barbotaazi sügavus  $h = 10$  mm.



Joon. 9.  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f(Re)$ . Absorberi diameeter  $d_2 = 100$  mm  
ja barbotaazi sügavus  $h = 23$  mm.

kus

$G$  — absorbeerunud gaasi hulk (kg),

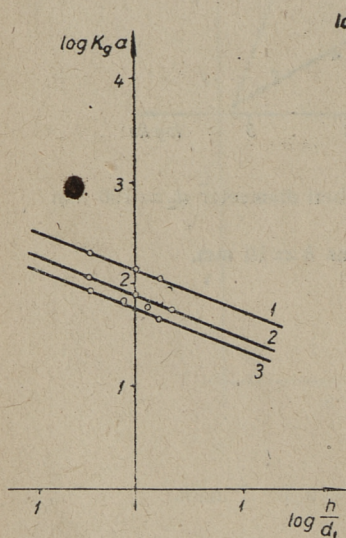
$K_g a$  — absorptsiooni koefitsient  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg} \cdot \text{mm Hg} \cdot \text{h}} \right]$ ,

$V$  — vee hulk (kg),

$\Delta p_m$  — keskmine liikumapanev jõud (mm Hg),

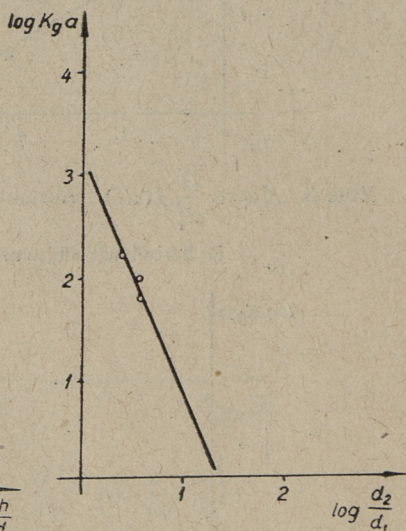
$\tau$  — katse kestus (h).

Arvutus teostati analoogselt eespool toodud arvutusele. Umbertõttatud katse andmed on esitatud joonistel 8—11.



Joon. 10.  $K_g a = \frac{D}{d_1^2} f' \left( Re, \frac{h}{d_1} \right)$ .

1.  $d_2 = 70$  mm. 2.  $d_2 = 80$  mm.  
3.  $d_2 = 100$  mm.



Joon. 11.

$$K_g a = \frac{D}{d_1^2} f'' \left( Re, \frac{h}{d}, \frac{d}{d_1} \right).$$

Graafilise lahenduse tulemusena leiti seos

$$K_g a = 1260 \cdot Re^{-0,6} \cdot \left( \frac{h}{d_1} \right)^{-0,4} \cdot \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^{-2,35} \cdot \frac{D}{d_1^2} \quad (7)$$



Uldine seos gaasi barboteerimisel kasutatud võrrandite puhul

$$Nu'' = A \cdot Re^{-0,6} \cdot \left(\frac{h}{d_1}\right)^{-0,4} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{-2,35} \cdot (Pr')^k \cdot (We)^m \cdot (Ar)^m, \quad (8)$$

mis kehtib tingimustel

$$20 \leq Re \leq 640 \quad 0,3 \leq \frac{h}{d_1} \leq 2,3 \quad 2,3 \leq \frac{d_2}{d_1} \leq 3,3,$$

kusjuures Nusselti tüüpi difusiooni kriteerium on

$$Nu'' = \frac{K_g a \cdot d^2 \cdot \gamma}{D},$$

kus  $d$  — kupli diameeter,

$D$  — difusiooni konstant,

$\gamma$  — erikaal.

Massi ülekande koefitsiendis ( $K_g a$ ) esinevast, ühel juhul gaasi, teisel juhul vedeliku kaalust on saadud kriteeriumis esinev maht vastavalt erikaalude abil.

### Kokkuvõte

Teostatud barboteerimise teel  $\text{CO}_2$  absorptsiooni 54 katse põhjal vette selgus:

1. Mida suurem on absorbeeritava gaasi voolu kiirus vedelikukihi ühe ja sama kõrguse puhul, seda halvem on massiülekanne.

2. Mida suurem on barbotaaži sügavus (vedelikukiht), seda parem on absorptsioonil massiülekanne.

3. Olenevus süsihappegaasi ( $\text{CO}_2$ ) absorptsioonil massi ülekande, gaasi voolamise kiiruse ja aparatuuri geomeetriliste sümplekside vahel on,

a) kui põhivõrrandiks  $G = K_g a \cdot Q \cdot \Delta p_m \cdot \tau$ ,

kus  $Q$  — gaasi hulk (kg),

$$Nu'' = 282 \cdot Re^{-1,03} \cdot \left(\frac{h}{d_1}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{2,8};$$

b) kui põhivõrrandiks  $G = K_g a \cdot V \cdot \Delta p_m \cdot \tau$ ,

kus  $V$  — vedeliku hulk (kg),

$$Nu'' = 1260 \cdot Re^{-0,6} \cdot \left(\frac{h}{d_1}\right)^{-0,4} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{-2,35},$$

millised kehtivad järgmistes piirides

$$20 \leq Re \leq 640 \quad 0,3 \leq \frac{h}{d_1} \leq 2,3 \quad 2,3 \leq \frac{d_2}{d_1} \leq 3,3.$$

### РЕЗЮМЕ

Задачей данной работы была исследовать механизм процесса при помощи массового барботажа, как более близко к условиям работы производственного агрегата. Для этого надо было решать значение функции  $Nu = \varphi(Re, G_1, G_2)$ , причем  $G_1$  и  $G_2$  являются геометрическими симплексами аппаратуры.

Для исследования абсорбции при помощи барботажа был использован углекислый газ со средней концентрацией 14% по объему. Аппаратура состояла из стеклянного цилиндрического сосуда в который опустили стеклянную трубочку с колпачком, на краях которого были сделаны 8 трехугольных вырезов. Опыты производились сосудами разного диаметра ( $\varnothing$  70; 80 и 100 мм) и разным количеством воды (250, 350, 450 и 550 мл). Также изменили скорости пропускаемого через жидкости газа в пределах 0,0076—0,28 м/сек.

Для обработки полученных данных воспользовались следующими уравнениями абсорбции:

$$G = K_g a \cdot Q \cdot \Delta p_m \cdot \tau$$

и

$$G = K_g a \cdot V \cdot \Delta p_m \cdot \tau,$$

где  $G$  — количество абсорбированного  $CO_2$  в кг,

$K_g a$  — коэффициент абсорбции,

$$\Delta p_m = \frac{\Delta p_a - \Delta p_l}{2,3 \lg \frac{\Delta p_a}{\Delta p_l}} \text{ [мм. рт. ст.] движущая сила абсорбции}$$

причем величину  $\Delta p_a$  получают вычислением величины парциального давления  $CO_2$  в воде при условии равновесия от величины парциального давления  $CO_2$  в газе к началу опыта.

$\Delta p_l$  — тоже самое, но парциальное давление  $CO_2$  к концу опыта.

$\tau$  — продолжительность опыта в часах.

$Q$  — вес газа в кг.

$V$  — количество воды в кг.

В результате проделанной работы было найдено следующее значение функции.



Используя первое уравнение

$$Nu'' = 282 Re^{-1,03} \cdot \left(\frac{h}{d_1}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{2,8}$$

и используя второе уравнение

$$Nu'' = 1260 Re^{-0,6} \cdot \left(\frac{h}{d_1}\right)^{-0,4} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{-2,35},$$

где

$Re$  — критерия Рейнольдса,

$h$  — глубина барботажа,

$d_1$  — диаметр колпачка,

$d_2$  — диаметр сосуда.

### Kasutatud kirjandus

1. Автореферат аспиранта Агарева: «Интенсивность абсорбции хорошо и мало растворимыми газами в условии массового барботажа» Унихим 1952.
2. В. М. Рамм «Абсорбционные процессы в химической промышленности». ГХИ 1951.
3. К. Н. Шабалин и др. Химическая промышленность № 5 1952.

IV kursuse üliõp. U. SOODLA  
Teaduslik juhendaja  
tehn. tead. kand. dots. I. ÖPIK

## ÕHUEELSOOJENDI MODELLEERIMINE LENDTUHA SADESTISTE VASTU VÕITLEMISE VÕIMALUSTE UURIMISEKS

Tolmkütte katelagregaatide töös esineb iseärasusi, mis oma iseloomu poolest võivad tugevasti häirida normaalset eksploatatsiooni. Tähtsamad neist iseärasustest on lendtuhasadestiste tekkimine küttepindadele ja küttepindade erosioon lendtuha toimel. Sadestiste tekkimise intensiivsus ja kulumise suurus olenevad lendtuha omadustest, tuha hulgast kütuses, katelagregaadi konstruktsioonist ja eksploatatsiooni režiimist.

Väga suurt mõju sadestiste tekkimisele küttepindadel ja küttepindade kulumisele avaldab katla käikude aerodünaamiline kujundus. Aerodünaamiliste defektide mõju saab eriti märgatavaks paatuvate omadustega tuhaga kütuste kasutamisel. Selliseks kütuseks on ka Eesti NSV põlevkivi. Nagu TPI soojusenergeetika kateedris teostatud uurimised on näidanud, esineb piirkonnas 500—800° C põlevkivi lendtuha intensiivne paatumine. Sellises temperatuuri piirkonnas asuvad katelagregaadi konvektiivsed küttepinna: esimene katlakimp, auruülekuumendi, ökonomaiseris kuumem osa, õhuelesoojendi kuumem osa. Soodsate tingimuste korral kasvavad sadestised üsna kiiresti ja sulgevad osa gaasi käigu põiklõikest. Selle tagajärjel gaasi kiirus sadestistest suhteliselt vabamaks jäänud küttepinna osas suureneb tunduvalt ja tekib intensiivne erosioon, mis võrdlemisi ruttu põhjustab avarii.

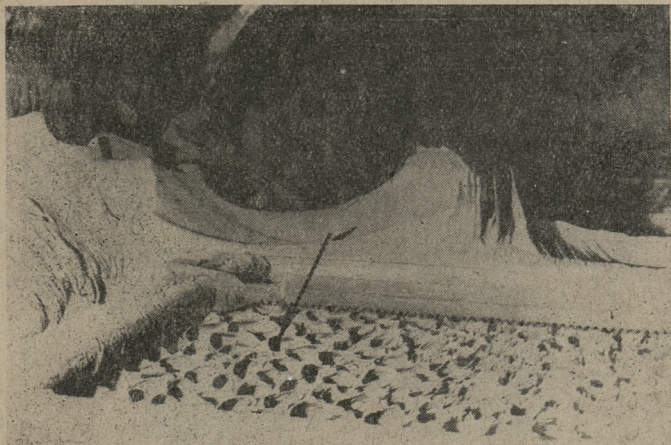
Kahe põlevkivitolmul töötava elektriijaama kogemused meil Eesti NSV-s tõendavad seda täielikult.

Käesolev töö on tehtud loominguulise koostöö korras ühe Eesti NSV soojuselektriijaamaga ja selle ülesandeks on uurida mainitud jaama katelagregaatide õhuelesoojendi kuumema osa sissevoolul tekkivate lendtuhasadestiste vastu



võitlemise võimalusi. Töö sihiks antud juhtumil oli voolamise uurimine katelagregaadi mainitud kohas, kuna selle aerodünaamiliselt äärmiselt ebasobiv kuju lubas eeldada selles peamist põhjust intensiivsete sadestiste tekkimiseks.

Kõige kohasemaks meetodiks selliste ülesannete lahendamisel on ligikaudne modelleerimine. Teoreetilise täpsusega modelleerimine pole praktiliselt võimalik, sest korraga



Joon. 1. Vaade õhuelesoojendi ülemisele torulauale. Noolega näidatud kohas on näha keerise tõttu tekkiv lendtuha paatumine.

ei saa täita kõiki sarnasuse tingimusi. Nagu näitavad paljud katsed ja uurimistööd, on meetod andnud alati positiivseid tulemusi. (2).

Käesoleva probleemi lahendamisel otsustati kasutada niisugust meetodit.

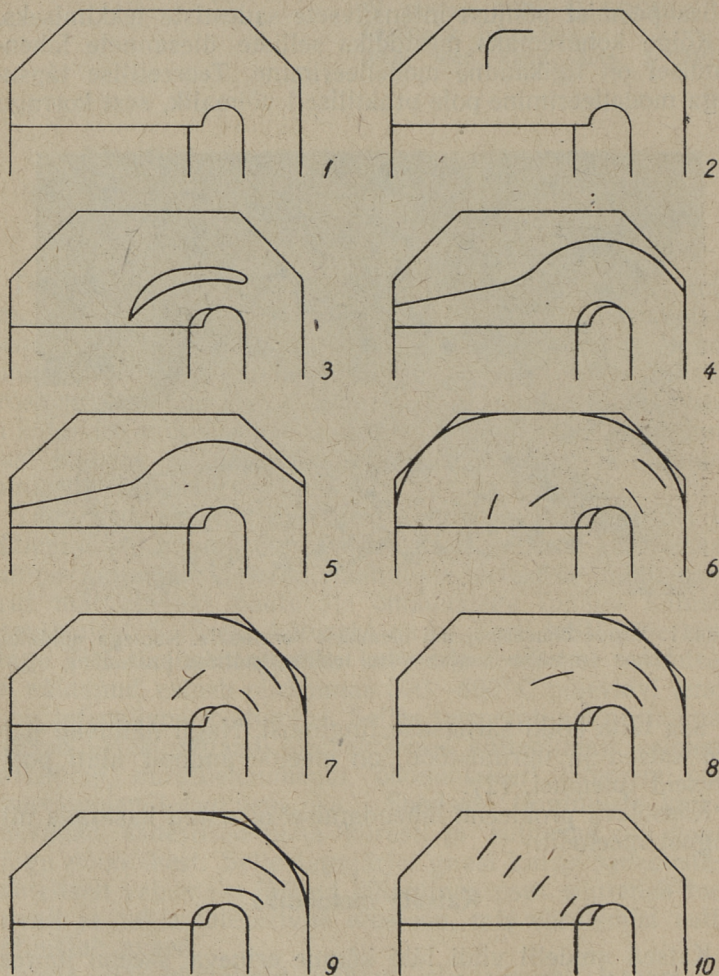
### Katsete meetodika

Katsed mudelil viidi läbi kümne erineva skeemi juures. Töötavaks vedelikuks gaasi voolu modelleerimisel oli valitud vesi. Mudel valmistati tasapinnalisena mõõdus 1 : 10 tegelikust suuruselt.

Kiiruste välja sarnasuse tingimuse säilitamiseks valiti seadme torulauda modelleerivate torude arv ja läbimõõt selline, et torude summaarse põiklõikepinna ja mudelisse

sissevoolu osa põiklõikepinna suhe vastaks samale suhtele tegeliku seadme juures.

Ühtlasema kiirustevälja saamiseks üherealise torude pai-



Joon. 2. Juhtlabade asetuse skeemid.

gutuse puhul võeti vastavalt arvutusele torude arvuks 11. Põiklõike suhe täpsustati mudelile vastava paksuse andmisega.



Vedeliku kiiruse määramiseks mudelis on modelleerimise tingimus.

$$Re_m = Re_o,$$

$$\left(\frac{wd}{\nu}\right)_m = \left(\frac{wd}{\nu}\right)_o,$$

kus indeks  $m$  — mudel; indeks  $o$  — objekt.

Objektil  $\nu_o = 87,7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{sec}}$ , (temperatuur sissevoolul  
 $t_{bx} = 540^\circ\text{C}$ )

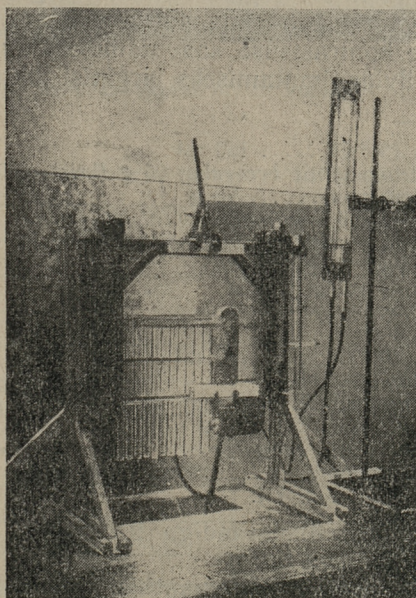
$$w_o = 19,5 \frac{\text{m}}{\text{sec}}.$$

Mudelil

$$\nu_m = 1,3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{sec}},$$

$$w_m = 19,5 \frac{10 \cdot 1,3}{1 \cdot 87,7} = 2,9 \frac{\text{m}}{\text{sec}}.$$

Läbipaistvuse saavutamiseks valmistati mudel klaasist. Mudeli foto on kujutatud joonisel 3.



Joon. 3. Mudeli üldvaade.

Vajaliku veekoguse suunamiseks läbi mudeli kasutati tsentrifugaalpumpa tootmisjõudlusega  $Q=43 \text{ m}^3/\text{h}$ , rõhuga  $h=16 \text{ mVS}$ . Vee tagavara loomiseks oli seade varustatud vahepaagiga, mille maht oli 120 liitrit.

Mudelist läbivoolava vee hulk ja kiirus  $w_m$  määrati dünaamilise rõhu mõõtmise teel torustikku monteeritud ja tareeritud seadmega.

Kiiruste jaotuse määramine mudelist väljavoolul toimus üksikutest torudest läbivoolanud veehulga kaalumiseega.

### Katsetulemuste fikseerimine

Katsete üheks olulisemaks osaks oli voolupiltide fikseerimine iga üksiku vooluskeemi juures.

Voolupiltide jäädvustamiseks kasutati fotografeerimist.

Voolupildi iga detaili paremaks väljatoomiseks segati vette sobival hulgal alumiiniumipulbrit kontsentratsioonis  $\sim 1 \text{ g}$  liitri vee kohta.

Tekkivat voolupilti fotografeeriti tugevas pealelangevas valguses (valgusallikate summaarne võimsus oli 4 kW).

Maksimaalse kontrastsuse saavutamiseks kasutati negatiivide ja positiivide ilmutamiseks järgmisi ilmuteid:

Negatiividele —

1. Vett ( $30^\circ \text{C}$ ) ..... 150 ml
  2. Naatriumsulfitit (veevaba) 60 g (krist. 120 g)
  3. Hüdrokinooni ..... 30 g
  4. Naatriumhüdrosüüdi (NaOH) 25 g
  5. Kaaliumbromiidi ..... 20 g
  6. Vett kuni ..... 1 l.
- Ilmutamise kestus 2 min.

Fotopaberile —

1. Vett ( $30^\circ \text{C}$ ) ..... 150 ml
2. Metooli ..... 5 g
3. Naatriumsulfitit (veevaba) 40 g (krist. 80 g)
4. Hüdrokinooni ..... 6 g
5. Soodat ..... 31 g
6. Kaaliumbromiidi ..... 20 ml (10% lahu)
7. Vett ..... kuni 1 l.

Fotografeeriti plaadiaparaadiga  $9 \times 12 \text{ cm}$ ,  $F=13,5 \text{ cm}$ , objektiivi suhteline ava 6.

Katseteks kasutati ortokromaatilisi klaasplaate, tundlikkusega 32 ГОСТ, ja pankromaatilist filmi, tundlikkusega 65 ГОСТ, fotopaberit УНИБРОМ nr. 6.



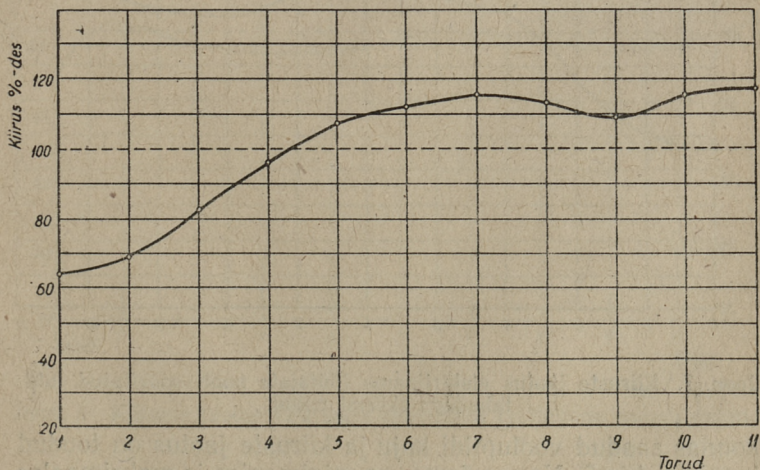
## Katsete tulemused

Katsete esimese etapina määrati mudelil automodelne piirkond, kus voolu suhteline jagunemine torudesse ja voolupilt ei sõltu enam kiirusest torudes.

Teostades vooluhulkade mõõtmisi mudelil ilma voolu

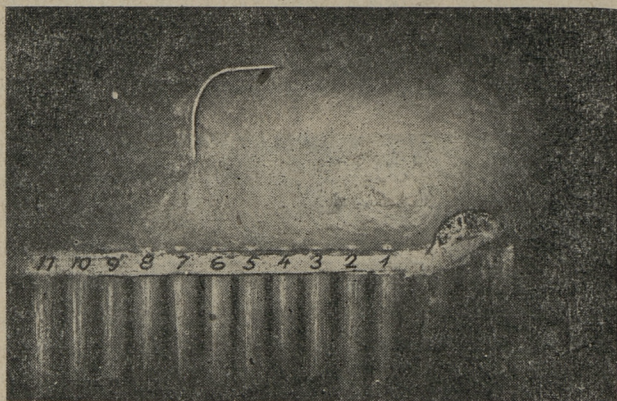


Joon. 4. Skeem nr. 1. Voolupilt.

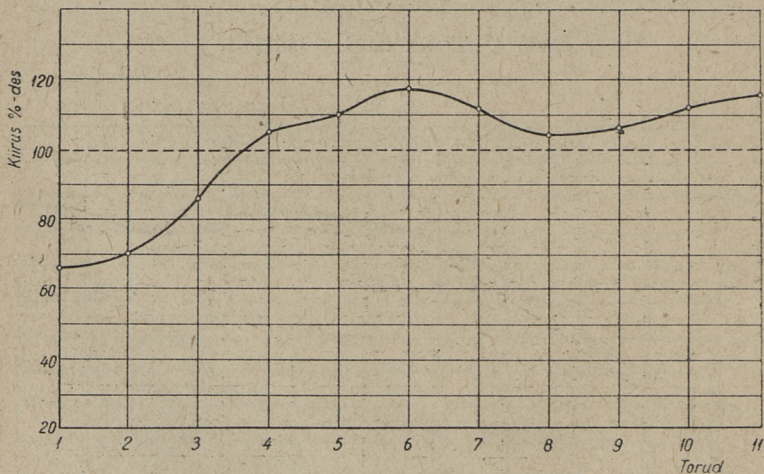


Joon. 5. Kiiruste jaotus skeemi nr. 1 puhul.

ühtlustavate juhtlabadeta, mis vastas originaalseadmele (joon. 2, skeem 1), selgus, et automodelne piirkond algab



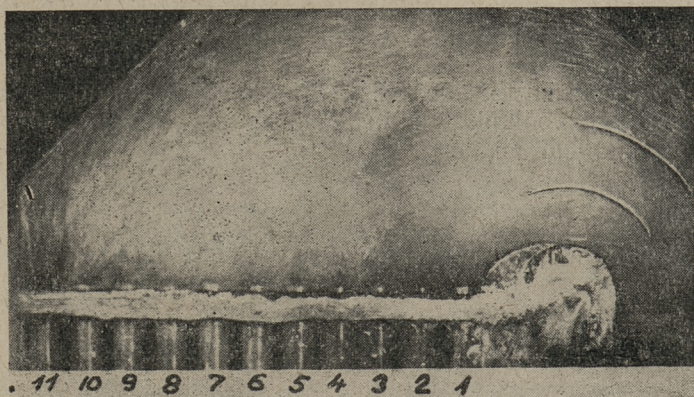
Joon. 6. Voolupilt elektriijaama töötajate poolt soovitatud labadega. kiirusest  $\omega_m = 1,94$  m/sec, mis vastab tegeliku katelagregaadi juures tootmisjõudlusele 43,5 t/h. Automodelses piir-



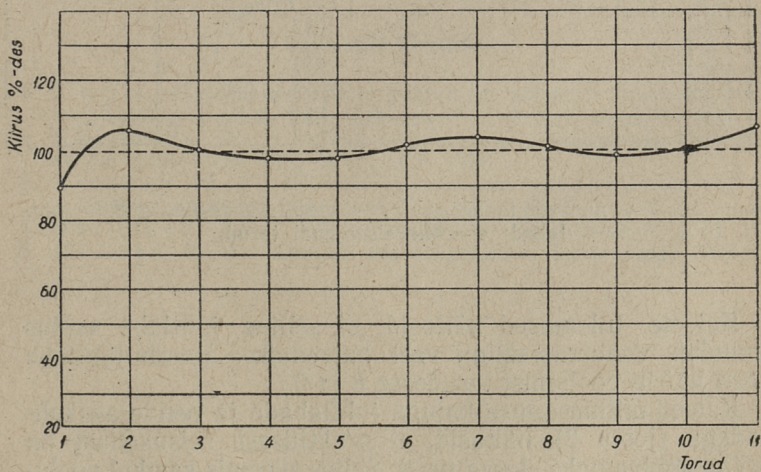
Joon. 7. Kiiruste jaotus elektriijaama töötajate poolt soovitatud juhtlabadega skeemi puhul.

konnas saadud voolupildi kuju ja kiiruste jaotus on toodud joonistel 4 ja 5. Nagu näeme, on minimaalse ja maksimaalse





Joon. 8. Voolu pilt TPI poolt soovitatud juhtlabade asendi puhul.

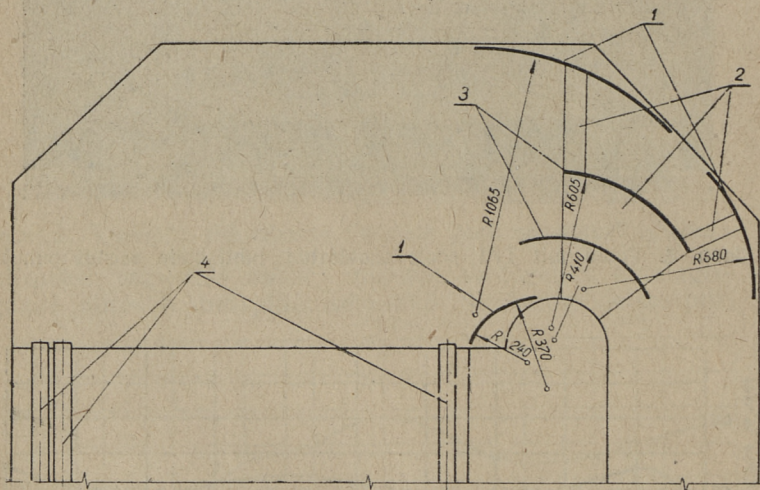


Joon. 9. Kiiruste jaotus TPI poolt soovitatud juhtlabade asendi puhul.

voolu kiiruse suhe 2. See on tingitud elliptilise kujuga keerisest torude 1, 2, 3 ja 4 kohal, mistõttu voolamine toimub peaaegu risti nende torude telgedega. Alates torust nr. 6 toimub voolamine normaalselt, s. o. paralleelselt torude telgedega. See tulemus ühtub täielikult tegelikkusega (vt. joon. 1).

Järgnevad katsed teostati kõik automodelses piirkonnas.

Selgitati voolupildi kuju elektriijaama töötajate poolt soovitatud juhtlabadega.



Joon. 10. 1 — nurkade ümardused; 2 — kinnituskronsteinid; 3 — juhtlabad; 4 — õhuelsoojendi torud.

Katsete tulemused näitasid, et selline juhtlaba asetus muudab voolamisrežiimi veel halvemaks. Keeris juhtlaba taga häirib voolamist torudesse 8 ja 9.

Katsed mitmesuguse kujuga juhtlabade ja nende asukohadega (joon. 2) näitasid, et praktilisest seisukohast on kõige sobivamaks skeem nr. 9. Selles skeemis saadud voolupilt ja kiiruste jaotus on toodud joon. 8 ja 9.

Saadud juhtlabade kuju ja asetust täpsustati ning selle järgi konstrueeriti juhtlabad tegelikule seadmele (joon. 10).

Juhtlabade asetamisega saavutatud vooluse ühtlustumist



(ebaühtlus kuni 5%) võib antud konstruktsiooniga sõlme juures lugeda heaks. Enam kui kahe juhtlaba asetamist ei saa puhastamise seisukohast lähtudes pidada soovitavaks.

## РЕЗЮМЕ

В котельных агрегатах работающих на пыли горючего сланца, на некоторых режимах эксплуатации возникает спекание летучей золы на поверхностях нагрева. Причиной этого являются химические реакции между дымовыми газами и летучей золой, а также отложение летучей золы на поверхностях нагрева под влиянием аэродинамических факторов. Как опыт показывает, играет аэродинамика при известных условиях на процессе спекания, довольно большую роль.

В настоящей исследовательской работе рассматривается аэродинамика воздухоподогревателя одного котлоагрегата работающего на пыли горючего сланца. В целях подробного исследования моделировали соответствующий узел и изучали режимы течений. Для устранения аэродинамических дефектов применяли направляющие лопатки.

На основе этих опытов определили наимыгоднейшие профили и положения направляющих лопаток и предложили проект реконструкции.

## Kasutatud kirjandus

1. I. Örik. «Lendtuhasadestiste paatumine põlevkivi-kukersiidi küttega katelagregaatide küttepindadel», TPI dissertatsioonitöö 1953. a.
  2. Кирпичев, М. В. и Михеев М. А. «Моделирование тепловых устройств» изд. АН СССР 1936 г.
  3. Залогин Н. Г. «Пути к уменьшению золовых отложений в газоходах котлов». Известия ВТИ 1952 № 8.
  4. Эйгенсон Л. С. «Моделирование». Энергоиздат, 1953 г.
  5. Михеев М. А. «Основы теплопередачи». Энергоиздат 1949 г.
-

IV kursuse üliõpil. A. OTS

Töö juhendaja:

tehn. tead. kand. dots. I. ÖPIK

## SOOJUSÜLEKANDE PROBLEEME PÕLEVKIVI- TOLMKÜTTE KOLLETES

### I. Lendtuhasadestiste tekkimise protsessid põlevkivi- tolmküttele kollete küttepindadel

Kõik Eesti NSV territooriumil töötavad põlevkivi-tolmküttele kolded kuni käesoleva ajani on projekteeritud samadel alustel teistel kütustel töötavate kolletega. Nende kollete pikemaajaline eksploatatsioonipraktika on näidanud, et mainitud kolded ei ole võimelised töötama projekteeritud näitajatega. Kollete eksploatatsioonist nähtub, et katla töötamisel projekteeritud toodanguga hakkab pidevalt tõusma koldest lahkuvate gaaside temperatuur ning saavutab mõninga eksploatatsiooni aja möödudes enam-vähem konstantse väärtuse, mis on palju kõrgem koldest lahkuvate gaaside projekteeritud temperatuurist, ületades selle ligikaudu 100—150° C. Tingituna lahkuvate gaaside kõrgest temperatuurist ei ole põlevkivi-tolmküttele töötavad kolded suutelised enam töötama projekteeritud koormustega, vaid 30—40% madalamatel koormustel.

Võrreldes põlevkivi-tolmküttele töötavate kollete soojusülekande tingimusi mõnel muul kütusel töötava tolmküttele koldega, esineb siin mõningaid erinevusi, mis on tingitud põlevkivi suurest mineraalosa-sisaldusest ning mineraalosa erilistest omadustest.

Tallinna Polütehnilises Instituudis teostatud uurimiste tulemusena võib põlevkivi lendtuhasadestiste omaduste kaht viimast piirkonda sõltuvalt temperatuurist iseloomustada järgnevalt:

1. 800—1050° C — tahkes ja suhteliselt nõrgalt kleepuvas faasis toimuvate reaktsioonide piirkond. Selles piirkonnas jäävad lendtuhasadestised küttepindadelt mahapuhutavateks.



2. 800—500° C — lendtuhasadestiste kivistumise piirkond. Selles piirkonnas toimub lendtuhas  $\text{CaSO}_4$  süntees ning tekkivad sadestised ei ole enam küttepindadelt mahapuhutavad.

Tingituna põlevkivilendtuha mainitud omadustest, on sadestiste tekkimine kolde ekraanpindadele vältimatu ja seda protsessi võib ette kujutada järgneva skeemi kohaselt:

Kolde eksploatatsioonil on möödapääsmatu kolde ekraanpindade kattumine õhukese lendtuhasadestiste kihiga («tolmamine») nii suure mineraalosa-sisalduse juures, nagu seda omab põlevkivi. Lendtuha kivistumatu kiht võib eksisteerida niikaua, kui sadestiste välispinna temperatuur saavutab  $\text{CaSO}_4$  sünteesi algtemperatuuri, s. o.  $\sim 500^\circ \text{C}$ . Nagu teostatud arvutus näitab, osutub sellise kihi paksuseks keskrõhu katlale ligikaudu 1 mm, kõrgrõhukateltele osutub ta veelgi väiksemaks.

Lendtuhasadestiste välispinna temperatuuri tõustes üle  $\sim 500^\circ \text{C}$  läheb protsess üle lendtuhasadestiste kivistumise piirkonda, mida iseloomustab sadestiste mittemahapuhutavus küttepindadelt. Kivistised tekivad niikaua, kui sadestiste välispinna temperatuur tõuseb kihi paksuse suurenemise arvel  $800^\circ \text{C}$ -ni.

Sadestiste kihid, mis tekivad edasi pärast  $\text{CaSO}_4$  sünteesi lõpptemperatuuri saavutamist, on eksploatatsioonitingimustes mahapuhutavad kuni temperatuurini  $\sim 1050^\circ \text{C}$ .

Toodud ettekujutus kolde pindadele tekkivatest sadestistest võimaldab sisse tuua mõningaid korrekture soojusülekande arvutusmeetoditesse ning mõista soojusülekande protsesse katla eksploatatsiooni üksikutel perioodidel.

## II. Kolde pindadele tekkinud sadestiste mõju arvestavad tegurid soojusülekande arvutustes

A. M. Gurvitši järgi avaldub koldest lahkuvate gaaside dimensioonita temperatuur Boltzmanni kriteeriumi kaudu seosega:

$$\Theta_o = \frac{T_o}{T_m} = \frac{Bo^{0,6}}{1 + Bo^{0,6}}, \quad (1)$$

kusjuures Boltzmanni kriteerium:

$$Bo_m = \frac{BV_2\bar{c}}{4,96 \cdot 10^{-8} \cdot \varepsilon H_p T_m^3 (1 - \xi)} \quad (2)$$

Valemities esinevate suuruste tähendused:

- $T_o$  — koldest lahkuvate gaaside absoluutne temperatuur;  
 $T_m$  — kolde gaaside teoreetiline absoluutne põlemistemperatuur;  
 $B$  — tunniline kütusekulu;  
 $V_2\bar{C}$  — 1 kg kütuse gaaside keskmine kaaluline erisoojus;  
 $H_p$  — kolde radiatsioonipind;  
 $\xi$  — tagasikiirgustegur;  
 $\varepsilon$  — kolde mustvärvusaste, mis avaldub seosega:

$$\varepsilon = \frac{m\kappa}{1 + \frac{1-a}{a}\kappa\psi}, \quad (3)$$

- $\kappa$  — mustumistegur;  
 $a$  — leegi mustvärvusaste;  
 $\psi$  — kolde ekraaneerimisaste;  
 $m = 0,20$ .  
 Tegur  $\xi$  arvutatakse seosega:

$$\xi = \frac{Q_p^{\partial} H_p}{\mu B I'_m + Q_p^{\partial} H_p}, \quad (4)$$

kusjuures kolde ekraanpindadelt tagasikiiratud soojus:

$$Q_p^{\partial} = a c_s T_{cm}^4. \quad (5)$$

Peale ülalnimetatute on valemities (4) ja (5) järgmised suurused:

- $c_s$  — ekraanpindade kiirgustegur;  
 $T_{cm}$  — ekraanpinna absoluutne temperatuur, mis võetakse A. M. Gurvitši järgi võrdseks vee keemistemperatuurile katlas;  
 $I'_m = I_m - 0,6A^p$  — kasulikult koldesse antud soojus;  
 $\mu = \frac{I'_m - I_o}{I'_m}$  — otsese ülekande tegur;  
 $I_o$  — koldest lahkuvate gaaside entalpia.



Tagasikiirguse olemasolu tõttu väheneb efektiivselt töötav radiatsioonipind  $H_p$  suuruseni  $(1 - \xi)H_p$ . Teiseks radiatsioonipinda vähendavaks teguriks on kolde mustvärvuse astme avaldises (3) esinev liige  $\kappa$ , nn. koldepindade mustumistegur.  $\kappa$  on sisse toodud eeldusel, et kolde ekspluatatsiooni käigus esineb koldepindade mustumine, mis vähendab radiatsioonipinda suuruseni  $\kappa H_p$ . Vastavalt kütuseliigile  $\kappa = 1,0 - 0,85$ , ei olene seega küttepinna soojuslikust koormusest.

Toodud kollete arvutusmeetodi seisukohalt arvutatakse koldesse tagasikiiratud soojushulk puhta ekraanpinna temperatuuri järgi, mis põlevkivi-tolmkütte kolletele pole enam rakendatav. Põhjusest kolde radiatsioonipindade kattumisest sadestistega, tuleb  $\xi$  väärtus põlevkivi-tolmkütte kolletele arvutada mitte metalli välispinna temperatuuri, vaid sadestiste välispinna temperatuuri järgi, sest tagasikiirgusest võtab vahetult osa seinte kõige välimine pind. Selle põhimõtte kohaselt avaldub tagasikiirgustegur põlevkivi-tolmkütte kolletele järgmiselt:

$$\xi = \frac{1}{1 + \frac{\mu B I'_m}{ac_k H_p (t_{32, cm} + 273)^4}}, \quad (6)$$

kus  $c_k$  — sadestiste kiirgustegur;

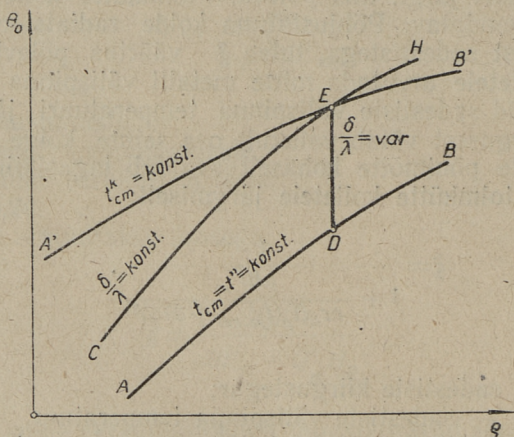
$t_{32, cm}$  — sadestiste välispinna temperatuur.

Seega tegurit  $\xi$  saab käsitada suurusena, mis arvestab põlevkivi-tolmkütte katelagregaatide koldepindade üldist kattumist lendtuhasadestistega ning võtab arvesse töötava radiatsioonipinna efekti vähenemist ja on sõltuv küttepinna soojuskoormusest.

Koldeprotsessis ei ole tagatud, et kõik kolde üksikud osad kattuksid ühtlase sadestiste kihiga (ebaühtlase ülespuhumise ja kohaliku šlakkimise tagajärjel). Sellest tingituna ei ole ka sadestiste välispinna temperatuur kõikjal ühesugune, vaid osutub kohati tunduvalt kõrgemaks kui  $\text{CaSO}_4$  sünteesi lõpptemperatuur. Sääraseid kõrge temperatuuriga alasid küttepinnaval võib käsitada kui soojusülekanne protsessist praktiliselt väljalülitatud pindasid. Seega esineb vajadus jätta soojuskoormusest oleneva teguri  $\xi$  kõrvale soojuskoormusest sõltumatu tegur  $\kappa$  kui suurus, mis on tingitud küttepinnaval ebaühtlasest mustumisest.

### III. Lentuhasadestiste mõju soojusülekandele põlevkivi- tolmkütte kolletes

Joonisel 1 toodud diagrammil joon AB kujutab koldest lahkuvate gaaside temperatuuri sõltuvust katla suhtelisest toodangust  $q = \frac{D}{D_{HOM}}$  juhul, kui kolde radiatsioonipind ei ole kaetud lentuhasadestistega (välispinna temperatuur on võetud võrdseks vee keemistemperatuuriga katlas, s. t.  $t_{cm} = t'' = konst$ ).



Joön. 1. Kolde temperatuurilised karakteristikad koldepinna temperatuuri  $t'' = konst$ ,  $t_{cm}^k = konst$ , ja sadestiste termilise takistuse  $\frac{\delta}{\lambda} = konst$  juures.

Kasutades tasapinnalise seina soojusjuhtivuse valemit, võib mustunud seina sadestiste välispinna temperatuuri avaldada kujus:

$$t_{32.cm} = \frac{\delta}{\lambda} q + t'', \quad (7)$$

kusjuures:

$\delta$  — sadestiste kihi paksus;

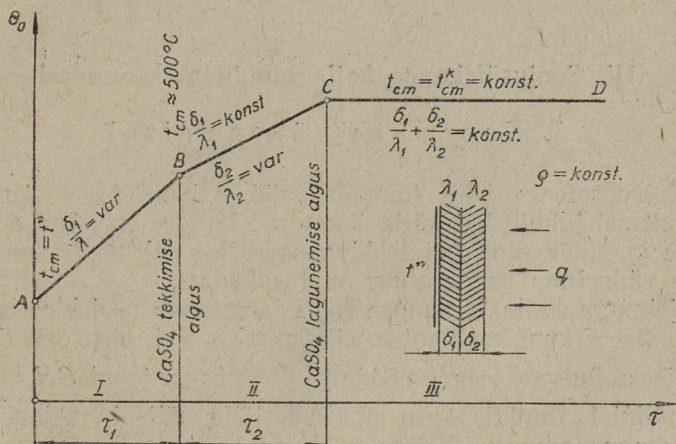
$\lambda$  — sadestiste soojusjuhtivuse tegur;

$q = \frac{\mu I_m B}{H_p}$  — küttepinna soojuslik erikoormus.



Seosest (7) nähtub, et soojuskoormuse  $q$  konstantseks jäämisel muutub sadestiste välispinna temperatuur proportsionaalselt sadestiste kihi paksuse kasvuga, oletusel, et  $\lambda$  ei sõltu sadestiste temperatuurist. Sadestiste välispinna temperatuuri tõusuga aga suureneb ajaliselt tagasikiirata-  
 tav soojus  $Q_p$ , mis viib koldest lahkuvate gaaside dimensioonita temperatuuri  $\Theta_0$  suurenemisele.

$\Theta_0$  ajalist tõusu katla töötamisel püsival koormusel näitab joonisel 1 joon DE.  $\Theta_0$  tõus on vältimatu seni, kui sadestiste välispinna temperatuur ei võrdu  $\text{CaSO}_4$  sünteesi lõpptemperatuuriga, mille ületamise järel  $\xi$  väärtus jääb küttepindade ülepuhumisega eksploatatsioonil püsima.



Joon. 2. Koldest lahkuvate gaaside dimensioonita temperatuuri sõltuvus ajast.

Olgu nimetatud ajavahemik, mille jooksul toimub koldest lahkuvate gaaside temperatuuri tõus kuni püsiva väärtuseni, kolde eksploatatsiooni algperioodiks (joon DE joonisel 1).

Kolde eksploatatsiooni algperioodi võib vaadelda koosnevana kahest üksikust perioodist, mida selgitab joonis 2, kus on toodud koldest lahkuvate gaaside dimensioonita temperatuuri sõltuvus ajast:

I periood — sadestised, mis tekivad ekraanpindadele enne  $\text{CaSO}_4$  tekkimise algust. Seda piirkonda iseloomustab mustuva küttepinna välisseina temperatuuri tõus metalli

välispinna temperatuurist kuni sulfaatide sünteesi temperatuuri alguseni, s. o.  $\sim 500^{\circ}\text{C}$  (joonisel 2 lõik  $AB$ ).

II periood — sadestised, mis tekivad sulfaatide sünteesi protsessis. Seda piirkonda iseloomustab kolde sadestiste välispinna temperatuuri tõus  $\text{CaSO}_4$  sünteesi alguse temperatuurist kuni  $\text{CaSO}_4$  sünteesi lõpptemperatuurini (joonisel 2 lõik  $BC$ ).

Joonisel 1 kujutab joon  $A'B'$  sõltuvust  $\Theta_0$  ja  $\varrho$  vahel sadestiste konstantse välispinna temperatuuri juures, mis võrdub  $\text{CaSO}_4$  sünteesi lõpptemperatuuriga  $t_{cm}^k$ . Joon  $CH$  kujutab koldeprotsessi juhul, kui koormuse muutusel jääb konstantseks suhe  $\frac{\delta}{\lambda}$ .

#### IV. Soojusülekanne katla muutuval koormusel

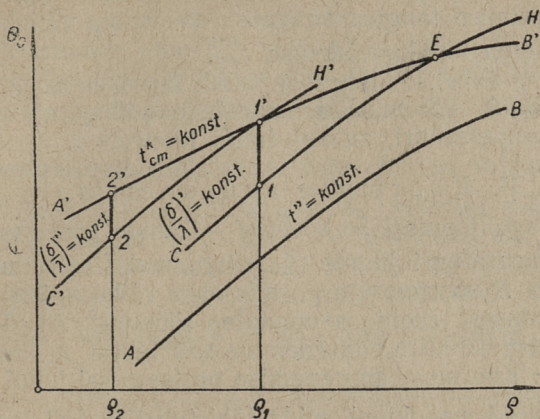
##### A. Koormuse vähenemisel

Koldeprotsess võib toimuda mööda joont  $t_{cm}^k = \text{konst}$  ainult sel juhul, kui katla koormuse langus on väga aeglane ja pidev ning kui tekkiva sadestise paksus ja sadestiste välispinna temperatuur on tasakaalus.

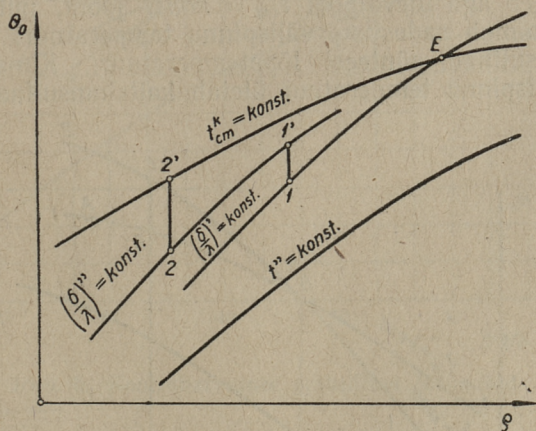
Toimugu katla koormuse kiire langemine projekteeritud punktist  $E$  kuni konstantse väärtuseni  $\varrho_1$  (vt. joon. 3). See protsess kulgeb seega mööda  $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)' = \text{konst}$  joont  $CH$  kuni punkti  $1$ . Punktis  $1$  on aga sadestiste välispinna temperatuur madalam kui kaltsiumsulfaadi sünteesi lõpptemperatuur, st.  $t_{cm}^k > t_1$ . Tingituna temperatuurilisest pingest  $\Delta t = t_{cm}^k - t_1$  (kusjuures  $t_1$  — sadestiste välispinna temperatuur punktis  $1$ ) algab kaltsiumsulfaadi edasine süntees, mille tagajärjel hakkab kasvama sadestiste kihi paksus ja sadestiste välispinna temperatuur. Sadestiste kihi paksuse kasv toimub seni, kuni sadestiste välispinna temperatuur saavutab kaltsiumsulfaadi sünteesi lõpptemperatuuri  $t_{cm}^k$ . Koos sadestiste välispinna temperatuuri kasvuga käib kaasa koldest lahkuvate gaaside temperatuuri tõus, kuni sadestiste välispinna temperatuur saavutab kaltsiumsulfaadi sünteesi lõpptemperatuuri  $t_{cm}^k$ . Seda protsessi kujutab joonisel 3 lõik  $1-1'$ . Ülemineku protsess lõpeb punktis  $1'$ , kus  $\varrho_1 = \text{konst}$  sirge lõikab protsessi joonega  $t_{cm}^k =$



= konst. Kolde töö jääb punkti  $I'$  püsima seni, kuni toimub uus katla koormuse muutus.



Joon. 3. Kolde temperatuurilised karakteristikad katla koormuse vähenemisel, kui  $t_{cm} = t_{cm}^k$ .



Joon. 4. Kolde temperatuurilised karakteristikad katla koormuse vähenemisel, kui  $t_{cm} < t_{cm}^k$ .

Vähendades katla koormust  $q_1$  koormuseni  $q_2$  peale seda, kui protsess on stabiliseerunud punkti  $I'$ , kulgeb katla koormuse vähenemine mööda joont  $(\frac{\delta}{\lambda})'' = \text{konst}$  punktist

1' punktini 2. Edasine protsess kulgeb analoogiliselt eespool kirjeldatuga.

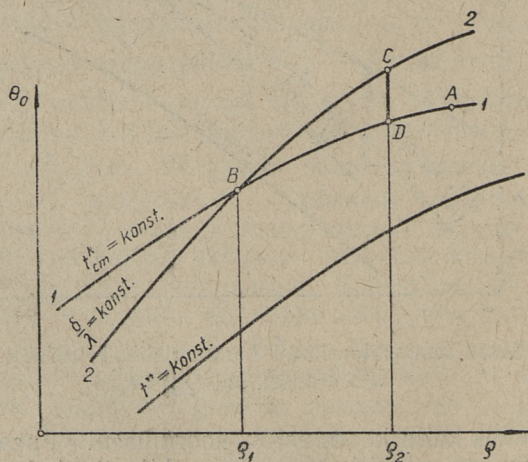
Joonisel 3 kujutatud koormuse muutuse protsessides peale koormuse langust saavutab sadestiste väliskihi temperatuur oma lõpliku väärtuse  $t_{cm}^k$ .

$\Theta_0$  ja  $\varrho$  vahelist olenevust juhul, kus koormuse vähene mine toimub varem, kui sadestiste välispind saavutab püsiva temperatuuri, on kujutatud joonisel 4.

## B. Koormuse suurenemisel

Kujutagu joonisel 5 kõver 1—1 kolde protsessi välis pinna temperatuuri juures  $t_{cm}^k$ . Olgu stabiliseerunud kolde töö punkti B koormusega  $\varrho_1$ , mis olgu väiksem katla nomi naalkoormusest (kolde nominaalne tööpunkt A). Toimugu katla koormuse kiire suurenemine väärtusest  $\varrho_1$  kuni vää rтусeni  $\varrho_2$ : Koormuse suurenemise protsess sel juhul toimub mööda  $\frac{\delta}{\lambda} = konst$  joont, mida tähistab lõik BC joonisel 5.

Protsessi kulgemine punktist B punkti C on seotud koldest lahkvate gaaside temperatuuri suurenemisega. Protsess BC kulgeb aga ülevalpool  $t_{cm}^k = konst$  joont, millest tingituna toimub sadestiste välispinna temperatuuri tõus üle kaltsiumsulfaadi sünteesi lõpptemperatuuri. Kuna sadestiste välispinna temperatuur ületab kaltsiumsulfaadi sün-



Joon. 5 Kolde temperatuurilised karakteristikad katla koormuse suurenemisel.

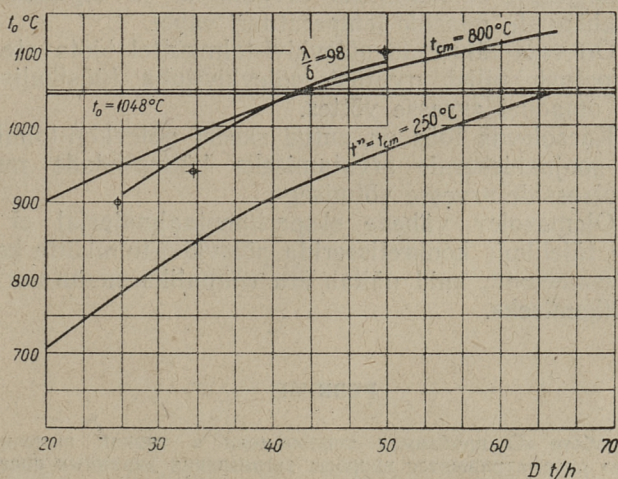


teesi lõpptemperatuuri, hakkab toimuma  $\text{CaSO}_4$  lagunemine, mis teeb sadestised pindadelt mahapuhutavateks. Koos sellega aga käib kaasas sadestiste välispinna ja koldest lahkuvate gaaside temperatuuri alanemine. Seda protsessi iseloomustab joon  $CD$  joonisel 5.

Üleminekuprotsess lõpeb punktis  $D$ , kus sadestiste välispinna temperatuur saavutab väärtuseks  $t_{cm}^k$ .

### V. Arvutusmeetodi praktilise rakendamise tulemustest

Lendtuhasadestiste mõju arvesse võtmise näitena on teostatud arvutused ühele Eesti NSV-s töötavale katelagregaadile. Arvutuste tulemused on kantud joonisele 6. Samale joonisele on kantud ka kolm katseliselt määratud punkti, mis langevad  $\frac{\lambda}{\delta} = 98 = \text{konst.}^*$  joone ligidale.



Joon. 6. Kontrollarvutuse praktilised tulemused.

\* Suurus  $\frac{\lambda}{\delta}$  on arvatud seosega

$$\frac{\lambda}{\delta} = \frac{B\mu I'_m}{H_p} \left[ \frac{1}{\sqrt{\frac{\mu I'_m}{ac_k} \left[ \frac{4,96 \cdot 10^{-8} \varepsilon T_m^3}{Vz\bar{c}} \left( \frac{T_0}{T_m - T_0} \right)^{\frac{5}{3}} - \frac{B}{H_p} \right] - t'' - 273}} \right] \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{C}},$$

mis on tuletatud lähtudes Boltzmanni kriteeriumist.

Koormusele 65 t/h tavalise meetodiga projekteeritud koldest lahkuvate gaaside temperatuur  $1048^{\circ}\text{C}$  saavutatakse tegelikult eksploatatsioonil koormuse 35—40 t/h juures, mille lähedal katlad ka tegelikult pidevalt töötasid. Arvestades mustunud ekraanpinna temperatuuriks  $\text{CaSO}_4$  sünteesi lõpptemperatuurina  $800^{\circ}\text{C}$ , saame koormusele 40 t/h vastavaks temperatuuriks  $1030^{\circ}\text{C}$ , kuna tavalise meetodiga saame samale koormusele vastava temperatuurina  $900^{\circ}\text{C}$ , mis kaugeltki ei vasta tegelikkusele.

## VI. Järeldused

1. Põlevkivi-tolmküttel töötavatele koldepindadele tekivate lendtuhasadestiste mõju on niivõrd suur, et põhjustab märgatava lahkumineku arvutusliku ja tegeliku koldest lahkuvate gaaside temperatuuri vahel.

2. On vaja täiustada põlevkivi-tolmküttel töötavate kollete soojustehnilist arvutust põlevkivituha füüsikalis-keemilisi omadusi arvesse võttes.

3. Käesolevas töös on antud skeem põlevkivi-tolmküttele kolde soojusülekanne arvutamiseks küttepindade mustumisprotsesside arvesse võtmisega.

4. Olemasolev vähene eksperimentaalmaterjal ei võimalda täielikult konkretiseerida põlevkivi-tolmküttele kollete arvutusmeetodit, kuid näitab ära võimaliku suuna uurimistöö jätkamiseks.

## РЕЗЮМЕ

В работе «О проблемах теплообмена в топках пылевидного сланца» рассматриваются вопросы загрязнения экранных поверхностей топки летучей золы и влияние этого процесса на лучистый теплообмен. В настоящее время при расчете топки на эстонском горючем сланце не учитывается химическая цементация летучей золы на экранных поверхностях, вследствие чего температура покидающих топку газов после некоторого периода работы значительно превышает проектную и является тем самым фактом, ограничивающим мощность котлоагрегата.

На основе новых представлений о физико-химическом характере процессов спекания летучей золы сланца-кукерсита рассматривается теоретическая возможность и целесообразность на введение соответствующих поправок в методику теплового расчета топков. Анализ работы одной топки позволяет подтвердить сделанные выводы.



## Kasutatud kirjandus

1. I. Örik — «Lendtuhasadestiste paatumine põlevkivi-kukersliidi küttega katelagregaatide küttepindadel», TPI dissertatsioonitöö 1953. a.
  2. Гурвич А. М. — «Теплообмен в топках паровых котлов», Государственное энергетическое издательство, 1950.
-

V kursuse üliõpilane B. TAMM  
Teaduslik juhendaja  
tehn. tead. kand. dots. S. BUATSIDZE

## VAHELTVÕTUGA AURUTURBIINIDE AUTOMAATNE REGULEERIMINE

### Sissejuhatus

Tarbijale antava elektrienergia kvaliteet on määratud vahelduvvoolu pingega ja sageduse konstantsusega. Sage-  
duse hoidmine omakorda on elektri- ja turboagrega-  
aatide kiiruse reguleerimise süsteemide töö täpsusest.  
Peale selle on agregaatide tööhindlus suurel määral regu-  
leerimissüsteemi tööhindlusest ja kiiretoimelisusest.

Praktikas kasutatakse äärmiselt mitmekesiseid reguleeri-  
missüsteeme ning et otsustada nende otstarbekuse üle ja  
valida õige lahendus, tuleb rangelt silmas pidada, kuidas  
üks või teine seade täidab tähtsamaid nõudeid reguleeri-  
misel.

Mida väiksem on regulaatori pöörlevate osade ning  
vahelduva koormuse all töötavate osade arv, seda töökind-  
lam on süsteem. Peale suure töökindluse, tundlikkuse ning  
kiire reageerimise peab reguleerimissüsteem olema veel  
lihtsalt teenindatav.

Vanades ning ka käesoleval ajal massiliselt kasutusel  
olevais reguleerimissüsteemides täidab kiirusregulaatori  
impulsi andja osa tsentrifugaalregulaator. Viimasel on aga  
ülalmainitud nõuete suhtes tõsised puudused: pöörlevad  
osad, suur inerts jne. Käesoleval ajal püütaksegi tsentrifu-  
gaalregulaatorit, kus vähegi võimalik, asendada kas hüdro-  
dünaamilise skeemiga, kus impulssi andvaks organiks on  
õlipump, või elektro-hüdraulilise süsteemiga, kus impulss  
saadakse turbiiniga samal võllil istuvalt abigeneraatorilt,  
võimendatakse elektrilise skeemi poolt ning antakse edasi  
hüdraulilisele süsteemile.

Üht kõrgparameetritega kahe vaheltvõtuga auruturbiini  
mehaanilis-hüdraulilise reguleerimissüsteemi muutmise  
võimalust elektro-hüdrauliliseks ongi käsitletud allpool.



## Elektro-hüdrauliline regulaator

Kahe vaheltvõtuga turbiinil БПТ-25-3, võimsusega 25 MW, tuleb reguleerida kolme parameetrit: pöörlemiskiirus ja kaht rõhuastet —  $8 \div 13$  ata ja  $1,2 \div 2,5$  ata. Selle turbiini praegu kasutamisel olev reguleerimissüsteem on esitatud joonisel 1.

Reguleerimissüsteemi tegevus, nagu jooniselt näha, hoiab konstantsetena järgmisi parameetreid: 1. elektrilist koormust, kui muutub auru hulk mõlemas vaheltvõtus; 2. auru rõhku vaheltvõttudes, kui muutub elektriline koormus, ja 3. elektrilist koormust ja rõhku ükskõik kummas vaheltvõtus, kui muutub teine vaheltvõtt.

Auru vaheltvõtu suurenemisel  $8 \div 13$  ata astmes töötab drosselite, summeerivate jagajate ja õli-läbivoolusüsteemide poolt saadud impulsi tõttu värske auru klappide servomootor avamisele, kuna vaheltvõttude servomootorid sulgemisele. Elektrilise koormuse suurenemisel töötavad aga kõik servomootorid avamisele, sest intensiivsem auru laskmine turbiini, tema vaheltvõtu astmetesse ja kondensaatorisse ei luba tõusta rõhul vaheltvõttudes, vaatamata aurukulu suurenemisele.

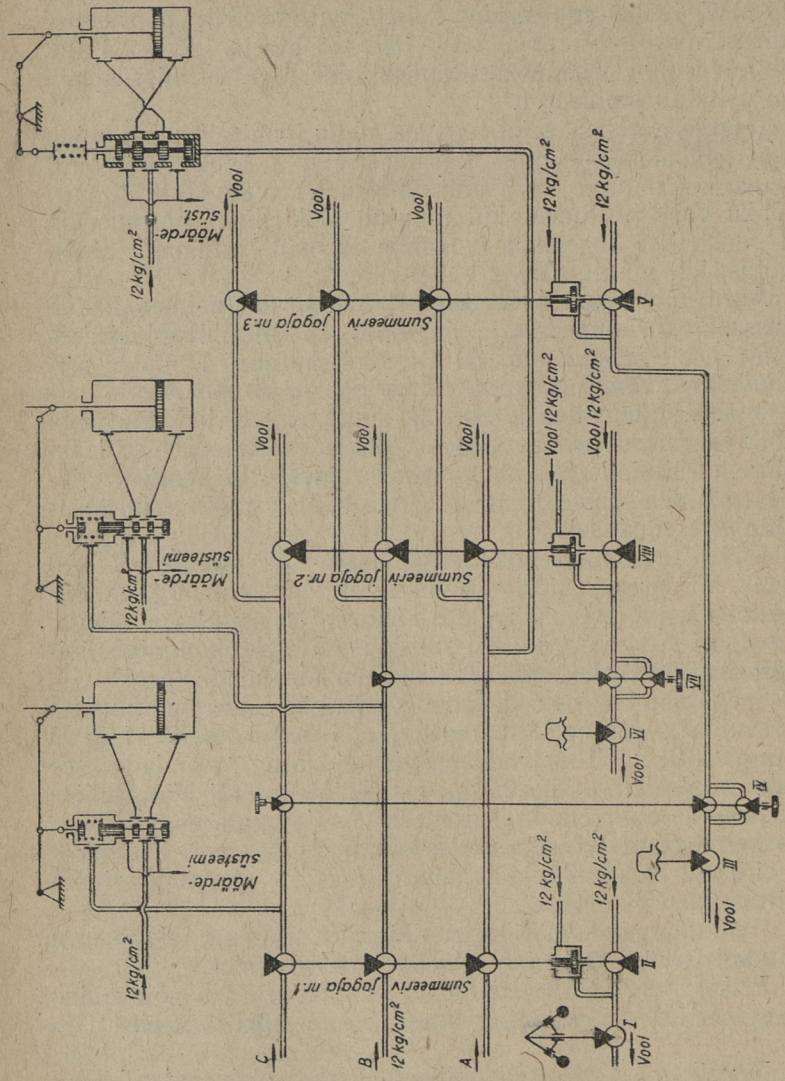
Kirjeldatud süsteemi üheks põhilisemaks puuduseks on tema kiirusregulaator, mis on teostatud tsentrifugaalregulaatorina ja mis, võrreldes süsteemi teiste elementidega, omab küllalt suurt inertsit ning peale selle kannatab kõikide mehaanilistele süsteemidele omaste puuduste all.

Seepärast on otstarbekohane teha skeemis muudatus — kõrvaldada senine kiirusregulaator koos drosselite I ja II ning vastava õli-läbivoolusüsteemiga ning asendada see uue — elektrilise skeemiga, mis töötab samuti hüdraulilise süsteemi (vt. joon. 1) summeerivale jagajale nr. 1. Elektronregulaatori kasutamisega ei muutu skeem keerulisemaks ega kallimaks, kuid tema töökindlus ja reageerimiskiirus kasvab suuresti.

Uue ettepanekuga elektron-kiirusregulaatori skeem on toodud joonisel 2 ja tema töö toimub järgmiselt.

Elektronregulaator analüüsib, kombineerib ja võimendab reguleerivat suurust ning muudab selle alalisvooluks  $I_1$  ja  $I_2$ .

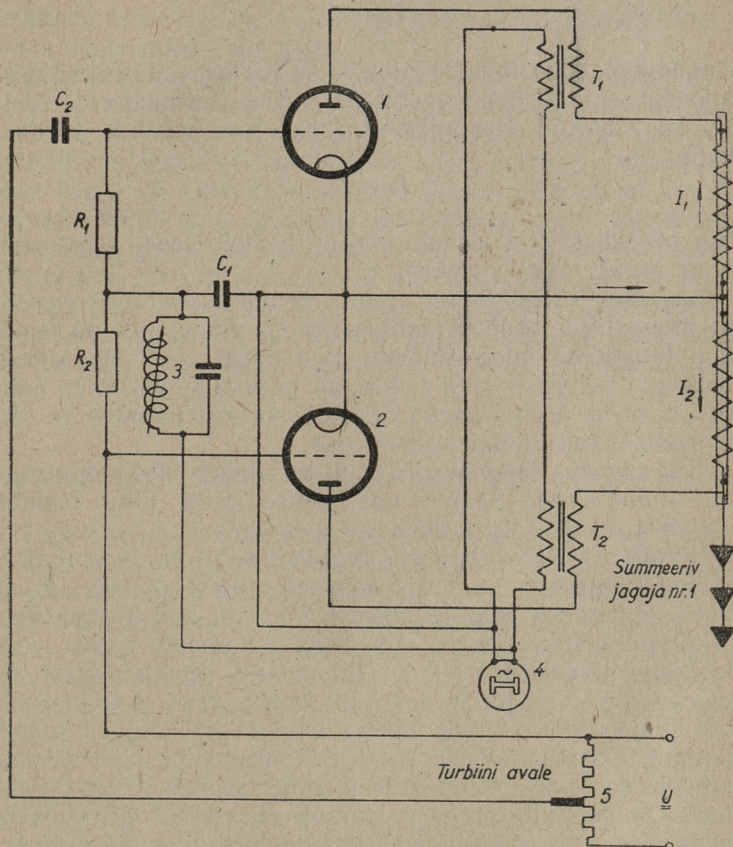
Regulaator koosneb põhiliselt kahest elektronlambist 1 ja 2, mis on ühendatud push-pull lülitusse. Need reageerivad sageduse muutusele resonantskontuuri 3 ja summutus-



Joon. 1. Turbiin BПГ-25-3 reguleerimissüsteem.



ringi abil. Viimane täidab tagasiside ülesandeid. Regulaatori operatiivvoolud  $I_1$  ja  $I_2$ , mis on omavahel vastufaasis, muudavad õli rõhku (vooluhulga suurust) läbivoolusüsteemides  $A$ ,  $B$  ja  $C$  (vt. joon. 1). Kui mõlemad voolud  $I_1$  ja  $I_2$



Joon. 2. Elektron-kiirusregulaator.

on võrdsed, on resulterivate amperkeerdude väärtus null ning sumeeriva jagaja aknad asuvad neutraalses olukorras. Lampide toitepinge saadakse reguleerivalt abigeneraatorilt (4), mis on alalismagnetitega ning asub turbiini ühisel võllil.

Sageduse reguleerimine toimub järgnevalt. Resonantskontuur 3 on häälestatud sagedusele 50 perioodi sekundis ning sellel sagedusel järelikult kujutab endast lõpmata suurt impedantsi. Pinge lampide võrele on siis null ja voolud võrdsed.

$$I_1 = I_2.$$

Anoodvoolud voolavad ainult poole perioodi ulatuses, kuna anoodide pinge asub vastufaasis. Transformaatorid  $T_1$  ja  $T_2$  on lülitatud vastupidiselt. Kui aga voolude võrdsus kaob:

$$I_1 \neq I_2,$$

mis toimub sageduse muutumisel, hakkab seade tegutsema ning jagaja asetub ümber.

Sageduse kasvamisel läbi resonantskontuuri voolav mahtuvuslik vool loob mahtuvuses  $C_1$  pinge, mis on faasis ühe lampide anoodpingega ja vastufaasis teise anoodpingega. Sel viisil vool  $I_1$  kasvab ja vool  $I_2$  väheneb. Selle resultaadina jagaja liigub ära neutraalsest asendist ja servomootori kolb töötab sulgemisele.

Kui sagedus langeb, siis vool, mis läheb läbi kontuuri 3, on induktiivne. Saame vastupidise pildi ning turbiini servomootorite kolbid töötavad avanemisele.

Stabiilsuse saavutamiseks reguleerimisel on skeemi sisse viidud tagasiside osa, mis koosneb ringist  $C_2-R_1-R_2$  ja mida toidetakse potentsiomeetri 5 kaudu läbi liikuva kontakti, mille liikumise suurus ja suund on olemas värske auru klappide servomootori kolvi liikumisest. Kondensaator  $C_2$ , olenevalt servomootori kolvi liikumissuunast, kas laetakse või tühjendatakse ning laadiv vool loob vastavad pingelangud takistustel  $R_1$  ja  $R_2$ . Kui servomootor jääb seisma, langeb vool eksponentsiaalselt ning vastav pinge takistustel kaob. Selle pinge polaarsus on võetud niisugusena, et ta tegutseb vastupidiselt peavooluringile ning täidab sel viisil tagasiside osa.

Arvestades elektronlampide odavat hinda, võib süsteemi veelgi suurema töökindluse saavutamiseks üles seada kaks tagavaralampi, mille skeem automaatselt lülitab tegevusse ühe töölampidest rikkemisel.

Peale mehaanilise kiirusregulaatori asendamise elektronregulaatoriga oleks turbiini БИТ-25-3 reguleerimissüsteemile veel üks pretensioon.

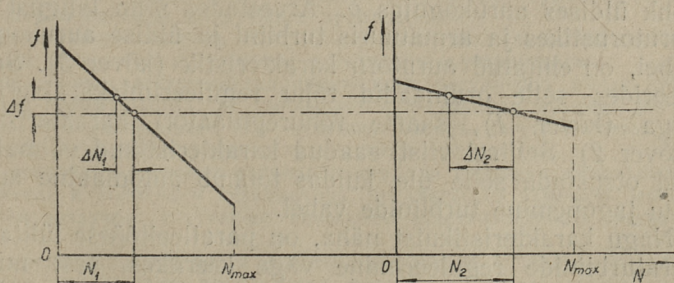


Olemasolevas süsteemis annavad summeerivad jagajad impulsi, mis nad saavad kiirus- ja rõhuregulaatoreilt õli kaudu õli-läbivoolusüsteemidele  $A$ ,  $B$  ja  $C$ , kus tavaliselt konstantse rõhu  $12 \text{ kg/cm}^2$  all voolav õli annab impulsi omakorda edasi servomootorite jagajaile. Miks aga mitte kasutada torustikes  $A$ ,  $B$  ja  $C$  ning rõhuregulaatorite drosselite süsteemides suruõhku.

Näib, et madalarõhulise suruõhu kui impulssi edasiandva keskkonna kasutamine õli asemel tuleb regulaatorile kasuks. Suruõhk on õliga võrreldes väheminertne ning seetõttu tundlikum. Suruõhu kasutamine teeks süsteemi õlimajanduse äärmiselt lihtsaks, sest õliga juhitavaks jääksid ainult servomootorid ning jagajate servomootoritega ühenduses olevad osad, kust ühtlasi antakse õli ka määrimissüsteemi. Samal ajal suruõhu saamine ja majandamine tuleks tunduvalt odavam õli omast. Olgu mainitud, et kaugmõõtmise ja soojuselektrijaamade tsentraliseeritud juhtimise tehnikas on samaks otstarbeks kasutatud suruõhuga saavutatud väga häid tulemusi.

### Paralleelselt ja blokis töötavate turbiinide reguleerimisest

Sageduse muutudes elektrivõrgus, kuhu töötavad paralleelselt mitu turbogeneraatorit, muutub automaatselt ka koormuse jaotus turboagregaatide vahel. Viimane sõltub regulaatorite staatilistest karakteristikutest. Oletame, et elektrivõrku töötavad paralleelselt 2 turbogeneraatorit, mis omavad erinevaid staatilisi karakteristikuid (vt. joon. 3). Võrgu üldise koormuse kasvades  $\Delta N$  võrra langeb voolu



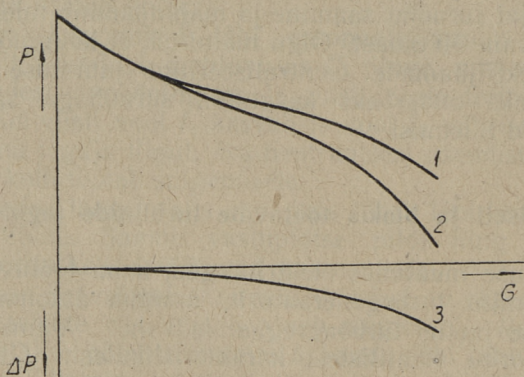
Joon. 3. Turbogeneraatorite paralleeltöö.

sagedus ning mõlemad masinad hakkavad pöörlema väiksema kiirusega. Seejuures võtab kumbki masin endale osa täiendavast koormusest vastavalt tema regulaatori karakteristikule statismile, nii et

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2.$$

Seega määrab turbogeneraatorite käitumise paralleeltöös koormuse muutusel nende staatiliste reguleerimiskarakteristikute kalle.

Täpselt niisamuti määravad turbiinide rõhuregulaatorite karakteristikud ära soojusvõrku antava auru hulga igalt turbiinilt, kui need töötavad paralleelselt ühest aurukogu-



Joon. 4. Auruturbiini rõhuregulaatori karakteristikud.

jast. Neil karakteristikuil (vt. joon. 4) on auru hulk  $G$  ning rõhk üldises aurukogus  $p$ . Arvestades rõhu langust  $\Delta p$  aurutorustikes ja armatuuris turbiini ja üldise aurukogu vahel, on ehitatud aurutoru karakteristik (kõver 3). Summeerides selle ordinaadid rõhu reguleerimiskarakteristikuga (kõver 1), saame rõhuregulaatori karakteristikud (kõver 2). Sellisel viisil saadud karakteristikud võimaldavad otsustada selle üle, kuidas toimub automaatne aurukulu jagunemine turbiinide vahel.

Nagu karakteristikuid näha, on paralleeltöösse lülitatud auruturbiinide reguleerimine väga keerukas, sest mingi muutuse puhul ühe turbiini juures avaldub see kogu süsteemis ning reguleerimisest võtavad osa kõik masinad. Samuti,



et saavutada head stabiilsust sellisel ühisel reguleerimisel, tuleb väga täpselt valida kõikide agregaatide karakteristikud, mis on küllalt komplitseeritud ülesanne.

Seevastu, kui panna turbiinid töötama blokis katlaga, muutub reguleerimine lihtsaks. Nüüd ei mõjuta karakteristikud üksteist ning reguleerimisprotsessist võtab osa ainult selle turbiini regulaator, kus toimus parameetri muutus. Seega ei mõju reguleerimine enamatel juhtudel süsteemi kui terviku tööle üldse.

## Järeldused

1. Elektro-hüdrauliline regulaator omab vana süsteemiga võrreldes järgmisi põhilisi eeliseid:

a) vähendab regulaatori inertsust, muutes ta kiiremat toimeliseks,

b) suurendab süsteemi töökindlust,

c) lihtsustab tema ehitust ja eksploatatsiooni.

2. Suruõhu kasutamine regulaatoris õli asemel impulsi vastuvõtmiseks ja edasiandmiseks servomootorite jagajaile tõstab regulaatori tundlikkust ja vähendab maksumust.

3. Blokkскеemis töötavate turbiinide reguleerimine on palju stabiilsem turbiinide omast, mis töötavad ühisest aurumagistraalist, ning seepärast tuleb esimest lülitust eelistada viimasele.

## РЕЗЮМЕ

Критически рассмотрена работа регулятора турбины типа ВПГ-25-3 и сделаны следующие предложения.

Предлагается заменить центробежный маятник, служащий выявительным элементом регулятора, электронным устройством.

Применение электронно-гидравлического регулятора имеет следующие преимущества: а) уменьшается постоянная времени регулятора, что увеличивает его чувствительность и быстродействие и б) упрощается конструкция и эксплуатация регулятора.

В проточных системах регулирования, для передачи импульса от выявителя к золотнику сервомотора, предлагается заменить масло сжатым воздухом, что также повышает чувствительность регулятора.

В заключительной части работы произведено сравнение регулирования параллельно работающих теплофикационных турбин работающих на общую тепловую магистраль или же по блочной схеме, и выявлены преимущества последней схемы.

## Kasutatud kirjandus

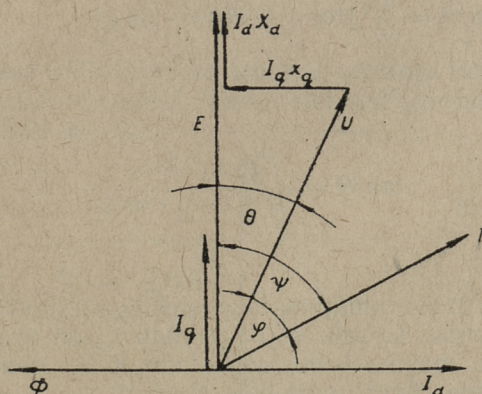
1. В. Н. Веллер «Гидродинамическое регулирование паровых турбин». 1953.
  2. Л. И. Тубянский, Л. Д. Френкель «Паровые турбины высокого давления.»
  3. И. И. Кириллов «Регулирование паровых и газовых турбик» 1952.
  4. E. Brodersen, E. Hedström: «La régulation électro-hydraulique des turbines hydrauliques».
  5. Electrical Engineering April 1951 «Centralized Control Broad for steam — Electric Generating Plant».
-



V kursuse üliõp. K. JOUDU  
 Teaduslik juhendaja  
 tehn. tead. kand. dots. S. BUATSIDZE

## SÜNKROONGENERAATORI ELEKTROMOTOORSE JÕU NING PINGE VAHELISE NURGA $\theta$ MÕÖTMISEST

Tavalised meetodid nurk  $\theta$  mõõtmiseks nõuavad tingimata mingisugust ühendust masina rootoriga ning spetsiaalset aparatuuri. Käesolevas töös on püütud välja töötada meetod nurga  $\theta$  mõõtmiseks, mis:



Joon. 1

1. sobiks nii silinder- kui ka ilmutatud poolustega rootoriga masinale;
2. ei vajaks spetsiaalseid seadmeid, vaid piirduks standardse aparatuuriga;
3. toimuks üksnes staatori voolude-pingete alusel.

Mõõtmisvõimaluste selgitamiseks lähtume ilmutatud poolustega sünkroonmasina vektordiagrammist (joonis 1).

Võime kirjutada:

$$\sin \Theta = \frac{X_q I_q}{U}, \quad (1)$$

$$I_q = I \cos \varphi = I \cos [\varphi + \Theta], \quad (2) \rightarrow (1) \quad (2)$$

$$\sin \Theta = \frac{X_q}{U} \cdot I \cos [\varphi + \Theta]. \quad (3)$$

Teisendades trigonomeetriliselt (3) paremat poolt, saame:

$$\sin \Theta = \frac{X_q \cdot I}{U} [\cos \varphi \cdot \cos \Theta - \sin \varphi \cdot \sin \Theta], \quad (4)$$

jagame avaldised  $\cos \Theta$ -ga läbi:

$$\tan \Theta = \frac{I \cdot X_q}{U} [\cos \varphi - \tan \Theta \cdot \sin \varphi], \quad (5)$$

sellest

$$\tan \Theta = \frac{I \cdot X_q \cdot \cos \varphi}{U + I \cdot X_q \cdot \sin \varphi} \quad (6)$$

Vaatleme nüüd ilmutamata poolustega (silindrilise rootoriga) masinat. Et seoses (6) puudub  $X_x$ , on avaldis silindrootoriga masina kohta sama, ainult  $X_q$  asemele tuleb masina üldine sünkroontakistus  $X_x = X_q$ .

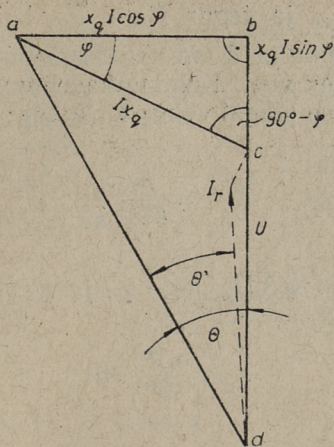
Konstrueerime valemi (6) alusel nurga  $\Theta$  (joonis 2) (kui  $X_q \neq X_x$ , siis  $\overline{ad} \neq E$ ).

Kolmnurga  $abc$  hüpotenuus on ilmselt  $I \cdot X_q$ . Ta asub külje  $cd$  suhtes nurga all  $90^\circ - \varphi$ . Järelikult, nurga  $\Theta$  määramiseks tuleb mõõta nurka masina klemmpinge  $U$  ja pinge vahel, mis on saadud masina klemmpinge liitmisel voolu  $I$  poolt tekitatud pingelanguga ebatakistusel  $X_q$ .

Tavaline mõõteriist nurk  $\varphi$  või  $\cos \varphi$  määramiseks näitab skaalal nurka liinivoolu ja faasipinge (resp. faasivoolu ja liinipinge) vahel, vajades kolmefaasilist ühendust pingete-

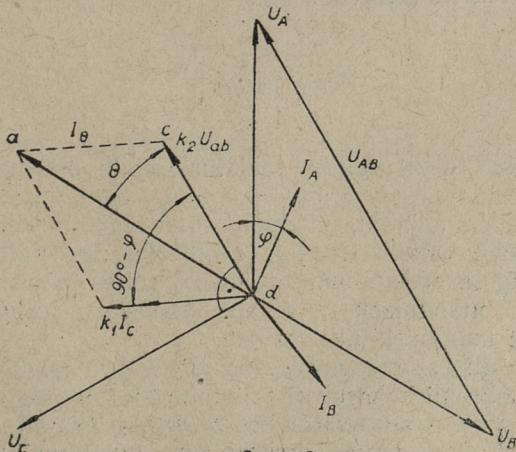


süsteemiga ja ühendust ühega liinivooludest. Võime kolmnurka  $acd$  (joonis 2) meelevaldselt mastaabis muuta,



Joon. 2

samuti võime võtta pingete asemele nendega faasis olevad proportsionaalsed voolud. Vastav vektordiagramm on kujutatud joonisel nr. 3.



Joon. 3.

Mõõta tuleb nurka liinipinge  $U_{AB}$  ja kunstlikult loodud voolu  $I_\theta$  vahel.  $I_\theta$  koosneb  $U_{AB}$ -ga proportsionaalsest voo-

lust  $K_2 U_{AB}$  ning liinivooluga  $I_c$  proportsionaalsest voolust  $K_1 I_c$ . Tegur  $K_1$  on faasi  $c$  voolutrafo ülekande tegur  $K_1 = n_1$ , kui  $n_1 = I_{sek} : I_{prim}$  ja tegur  $K_2 = \frac{n_2}{R}$ , kui  $n_2$  on vastava voolutrafo ülekanne ja  $R$  on tegev takistus, milles luuakse  $U_{AB}$ -ga faasis olev vool. Kolmnurkade  $acd$  joonis 3 ja  $acd$  joonis 2 sarnasuse põhjal võime kirjutada:

$$\frac{I_c X_q}{U_A} = \frac{K_1 I_c}{K_2 U_{AB}} \quad (7)$$

Et  $U_{AB} = \sqrt{3} U_A$ ,  $K_1 = n_1$  ja  $K_2 = \frac{n_2}{R}$ , siis

$$X_q = \frac{n_1 R}{n_2 3}, \text{ siit}$$

$$R = \sqrt{3} \cdot X_q \cdot \frac{n_2}{n_1} \quad (8)$$

või kui voolutrafode sek. voolud on võrdsed, märkides  $I_{n_1}$  — esimese trafo primaarne nimivool ja  $I_{n_2}$  — teise trafo primaarne nimivool, siis

$$R = 3 \cdot X_q \cdot \frac{I_{n_1}}{I_{n_2}} \quad (9)$$

Nii suur tuleb valida takistus, mille abil tekitatakse  $K_2 U_{AB}$ .

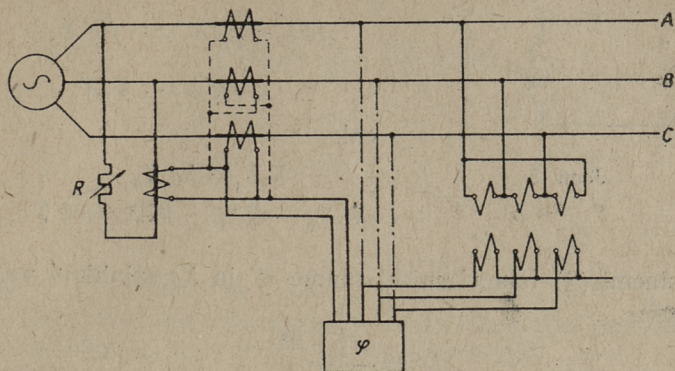
Arvestades asjaolu, et meil tuleb mõõta lisavoolu  $I_c$  ja liinipinge vahelist nurka, fasomeeter aga näitab mingi voolu ning faasipinge vahelist nurka (olles määratud võimsusteguri mõõtmiseks), tuleb fasomeetri pingesüsteem lülida üle kolmnurk-täht trafode.

Vastav lülitus skeem on toodud joonisel nr. 4. Olgu tähendatud, et skeemi kohaselt  $\Theta$ -t näitab riist kui  $(-\varphi)$ -d, seega kui ta on vaid gradueeritud  $\cos \varphi$  järgi, põhimõtteliselt aga näitab  $\varphi$ -d, tuleb väljalöök vasakule, mahtuvuslikku sektorisse. Et igal riistal seda ei ole, on sobiv mõõta  $\sin \Theta$ -t (vt. lisa nr. 3).

Nagu eelnevast nähtub, on ainukeseks suuruseks, mida



meil masina kohta vaja teada on, sünkroontakistus põiktel-  
jes  $X_q$  või silinderrootoriga masinail  $X_d = X_q$ .



Joon. 4

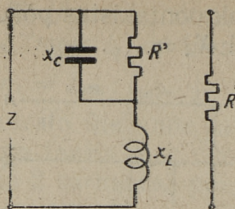
Lihtsamini on  $X_q$  määratav katsest, kus tühijooksul võrku lülitatud masinal avatakse ergutusring ja lastakse käia asünkroonselt väikese libistusega. Mõõdetakse kõiku-  
vate liinivoolu ja -pinge ekstreemväärtused, kusjuures

$$X_q = \frac{U_{min}}{\sqrt{3} I_{max}}$$

Kui  $X_d = X_b$ , võib selle määrata samal meetodil või siis tühijooksu-lühise katsetest: ergutust muutmata mõõdetakse tühijooksupinge ja lühisevool; nende jagatis (faasisuurused) ongi  $X_d = X_q$ .

### Lisad

1. Voolutrafo, ühendatuna fasomeetri voolumähiselt, on peaaegu puhtinduktiivne koormis. Selle tõttu vool ahelas  $ab$  (joonis 4) ei ole pingega täiesti faasis, mis avaldub nurga veana. Selle vältimiseks võib voolutrafo induktiiv-  
suse  $X_L$  mahtuvuse  $X_c$  abil kompenseerida, muutes vastavalt ka takistust  $R$  (joonis 5). Lähtudes seosest  $Z = R$ , saame:



Joon. 5

$$R = \frac{R' \cdot (-jX_c)}{R' - jX_c} \cdot jX_L \quad (1) \text{ ehk}$$

$$RR' - jRX_c = -jR'X_c + \\ + jR'X_L + X_LX,$$

ehk

$$\left. \begin{aligned} RR' &= X_L X_c \\ R' X_L + RX_c - R' X_c &= 0 \end{aligned} \right\} (2)$$

Süsteemi (2) lahendamisel saame  $R'$  ja  $X_c$  vajalikud väärtused:

$$R' = \frac{X_L^2 + R^2}{R} \quad (3)$$

$$X_c = \frac{X_L^2 + R^2}{X_L} \quad (4)$$

Kui  $X_L \ll R$ , siis  $R' \approx R$  ning

$$\text{mahtuvus } c \approx \frac{10^6 \cdot X_L}{\omega R^2} [\mu F].$$

2. Väikestes masinates muudab nurka  $\theta$  tunduval määral mähise tegev takistus. Selle arvesse võtmiseks (vt. joonis nr. 2) tuleks eelmistele vooludele ( $K_1 \cdot I_c$  ja  $K_2 U_{AB}$ ) liita veel vool, mis on  $K_1 I_c$ -st  $90^\circ$  ees ning temast väiksem proportsioonis  $\frac{r}{x_q}$ , kui  $r$  on masina mähise takistus. Säärase voolu saaksime  $I_B$  lahutamisel  $I_A$ -st (joonis nr. 3) vähendatuna vastavas proportsioonis  $K_3$ , s. o.

$$\frac{K_3 |\dot{I}_A - \dot{I}_B|}{K_1 |\dot{I}_c|} = \frac{I \cdot r}{I \cdot X_q}, \quad (1)$$

et

$$I_c = \frac{|\dot{I}_A - \dot{I}_B|}{\sqrt{3}}, \quad (2)$$



siis

$$\frac{K_3 \sqrt{3}}{K_1} = \frac{r}{X_q}, \text{ ehk}$$

$$K_3 = \frac{r}{X_q} \cdot \frac{K_1}{\sqrt{3}}, \text{ ehk}$$

$$\boxed{n_3 = n_1 \frac{r}{\sqrt{3} X_q}} \quad (3)$$

kus  $n_3$  on trafode  $I_{sek} : I_{prim}$ .

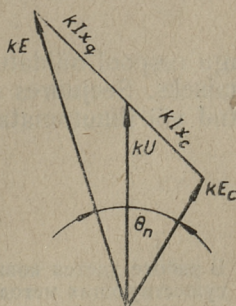
Trafod voolude lahutamiseks tuleb ühendada vastassuunas faasidesse  $A$  ja  $B$  (vt. joonis 4, punktiir).

Kui kõigi trafode  $I_{sek}$  on võrdsed, siis

$$I_{n_3} = I_{u1} \frac{\sqrt{3} \cdot X_q}{r}. \quad (4)$$

3. Ühendades fasomeetri pingesüsteemi ilma  $\Delta/Y$ , vahetrafota, pöörame me sellega, vastavat faasijärjestust silmas pidades, pingesüsteemi  $90^\circ$  võrra ette (kui  $U_{AB}$ -ga ühend. mähis ühendada  $U_e$ -ga jne.). Seega  $\cos \varphi$  järgi gradueeritud riist hakkab näitama  $\cos \Theta$  asemel  $\cos 90^\circ - \Theta = \sin \Theta$ , mis võimaldab vahetult otsustada staatilise stabiilsuse üle (joonis 4 — . — . — . — .).

4. Mõõtmiseprintsip sobib ka kogu elektriülekanne  $\Theta_\pi$  mõõtmiseks, kui on teada võrgu reaktantsi generaatori suhtes. Sellisel juhul peab riist näitama nurka kahe pinge vahel, millest üks on saadud masina pinge liitmisel pingelanguga masina reaktantsis  $X_q$  ja teine pingelanguga võrgu reaktantsis  $X_c$ . Loomulikult võib seda teha ka proportsionaalsete voolude kaudu (s. t. koef.  $K$  võib olla nimeta arv või omada juhtivuse dimensiooni) (joonis 6). Joonisel 6  $E_c$  on süsteemi e. m. j. ehk pinge piiramata võimsustega lattidel,  $X_c$  — võrgu reaktants jaama suhtes.



Joon. 6.

Olgu tähendatud, et siin on tegemist n. ü. «fiktiivse telemõõtmisega» ( $E_c$  suurus), mis ei vaja sidekanalit eemalasuva suuruse mõõtmiseks. Säärane «fiktiivne telemõõtmine» oma üldisel kujul seisneb mitteligiipäätava voolu (või pinge) modelleerimises kohapealse voolu (või pinge) ja aseskeemi alusel.

5. Põiktelje reaktantsi küllastumisest tekkinud muutuse mõju mõõtmisele on võimalik vältida vastava ebalineaarse elemendi sisseviimisega.

### Märkus:

T.F.K. S. D. Levintov («Elektritšestvo» nr. 7, 1950. a. lk. 64) kinnitab, et «nurga  $\Theta$  arvutamine ilmutatud poolustega masinate puhul tekitab tunduvald tehnilisi raskusi». Lähtudes lihtsustatud vektordiagrammist ilmutatud poolustega masinale (joonis 1), ta saab valemi  $\Theta$  määramiseks:

$$\Theta = \arcsin \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 + \frac{U^2}{I^2 X_q^2} + 2 \frac{U}{IX_q} \sin \varphi}}$$

Selle valemi alusel ta esitabki nomogrammi  $\Theta$  määramiseks, eeldustel, et kasutatakse suhteliste ühikute süsteemi ja et  $\underline{U} = 1 = U_H$ .

Eeltoodud valem (6)

$$\Theta = \arctan \frac{IX_q \cos \varphi}{U + IX_q \sin \varphi} \text{ on lihtsam ja,}$$

nagu eespool näidatud, annab võimaluse mõõteskeemi koostamiseks. Seejuures siin generaatori pooluste tüüp (ilmutatud või ilmutamata) ei oma tähtsust.

### РЕЗЮМЕ

В работе дается новый метод замера угла  $\Theta$ , который в отличие от существующих методов: 1) метод годен равным образом как для машин с явно выраженными полюсами, так и для машин с цилиндрическим ротором, 2) для замера применяется весьма простая аппаратура и 3) метод опирается только на величины токов и напря-



жений статора и поперечного реактанса машины (последняя предварительно определяется особым замером).

В работе доказано аналитическим путем и построением соответствующей векторной диаграммы, что при помощи трансформаторов тока и активных сопротивлений можно создать искусственный ток, который отстает от напряжения машины как раз на угол  $\theta$ . Таким образом угол  $\theta$  можно измерить фазометра любого типа.

Далее указывается на возможность замера, по данному методу, угла  $\theta$  между Эдс машины и напряжением на конце питаемой электропередачи.

Следовательно, данный метод является частным случаем метода «фиктивного телеизмерения» не нуждающегося в канале связи и основанного на местном моделировании недоступных величин тока или напряжения — при помощи эквивалентных схем.

В работе также подвергнута анализу опубликованная в журнале «Электричество» статья С. Д. Левинтова и отмечена необоснованная сложность предложенного этим автором метода для определения угла  $\theta$ .

---

Студенты V курса К. А. МЯЭОТС,  
Э. Р. ГАЛИНСКИЙ и  
Б. Ю. УГОДНИКОВА.  
Научный руководитель канд. техн.  
наук доц. А. В. НИКОЛЬСКИЙ.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ОСНОВАНИИ ДАННЫХ СТАТКОНТРОЛЯ И СТАНАНАЛИЗА ДЛЯ КОНКРЕТНОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ОПЕРАЦИИ

Существующие распространенные методы определения жесткости станка и технологической системы в целом основаны либо на статических испытаниях, которые дают результаты существенно отличающиеся от получаемых при работе станка, либо на динамических испытаниях — резанием на станке специальных образцов, одинаковых для разных сравниваемых станков.

Динамические испытания жесткости технологической системы производятся в искусственных условиях, отличающихся от условий конкретной производственной операции на данном станке. Результаты таких испытаний далеко не всегда можно практически использовать для анализа точности обработки на станке, для оценки величины необходимого припуска и возможностей повышения производительности труда на конкретной операции механической обработки производственных деталей.

Обычно [1], [2 — стр. 47] под жесткостью упругой системы станок — заготовка — приспособление — инструмент понимают отношение нормальной составляющей сил резания ( $P_y$ ) к смещению ( $y$ ) в том же направлении лезвия инструмента относительно обрабатываемой поверхности:

$$j = \frac{P_y}{y} [кг/мм] \quad (1)$$

Например, при работе проходным резцом [5 — стр. 88]:

$$P_y = C_y \cdot t^{x_{py}} \cdot S^{y_{py}} \cdot H_B^n, \quad (2)$$



где:  $C_y$  — коэффициент, характеризующий условия работы резания.

$t$  — глубина резания в мм.

$S$  — подача в мм за I относительный оборот.

$H_B$  — твердость по Бринелю обрабатываемого материала.

При многоинструментальной работе  $P_y$  принимается [2 — стр. 51] как равнодействующая составляющих сил резания по нормали к обрабатываемой поверхности (с учетом местоприложения сил).

На одном и том же станке величина жесткости системы колеблется в широких пределах в зависимости от величин и соотношения составляющих сил резания, —  $P_z : P_x : P_y$  [1], [3].

В связи с этим особенно велико различие в величинах жесткости системы полученных динамическими испытаниями на специальных эксцентричных или ступенчатых образцах [1 и др.] и величинами жесткости и соответствующими деформациями и погрешностями обработки на производственных деталях при работе на многоинструментальных станках и при чистовой работе с малыми усилиями резания — то есть как раз в тех случаях, когда жесткость системы нас больше всего интересует.

На одном и том же станке, при одних и тех же величинах и соотношении составляющих сил резания ( $P_z$ ;  $P_x$ ;  $P_y$ ), даже при обработке одной и той же заготовки величины жесткости системы резко колеблется в зависимости от изменения вылета инструмента, вылета поддерживающего центра [1], [4 — стр. 5—30] и других причин.

В связи с этими особенностями изменения жесткости технологической системы, возникает необходимость дополнить существующие методы определения жесткости новым методом, основанным на статанализе точечных диаграмм, характеризующих изменение рассматриваемого размера обрабатываемой поверхности производственных деталей последовательно в процессе работы станка при его определенной настройке.

Таким путем мы рассчитываем получить конкретную характеристику жесткости, точности и возможной производительности для данной детали и для определенной настройки станка.

Для определения жесткости по замерам производственных деталей А. В. Никольский (ТПИ) рекомендует формулы (3), (4):

$$j = C_y \cdot K_{h_{py}} \cdot S^{y_{py}} \times \sqrt{\frac{t_{cp}^{2x_{py}} (H_{B_{макс.}}^n - H_{B_{мин.}}^n)^2 + H_{B_{cp.}}^{2n} (t_{макс.}^{x_{py}} - t_{мин.}^{x_{py}})^2}{\Delta_y}} \quad (3);$$

где:  $\Delta_y$  — рассеяние размеров выбранной партии деталей в результате колебания деформаций системы вследствие неустойчивости глубины резания и механических свойств обрабатываемого материала, а также вследствие изменения силы резания по мере износа режущего инструмента.

$K_{h_{py}}$  — коэффициент, учитывающий увеличение рассеяния размеров от изменения силы резания по мере износа инструмента при обработке рассматриваемой партии деталей.

$t_{cp}$  — средняя глубина резания партии.

$t_{макс.}$  — максимальная глубина резания партии (мгновенная) [2 — стр. 57].

$t_{мин.}$  — минимальная глубина резания партии [2 — стр. 57].

Приближенно при симметричном допуске:

$$t_{макс.} - t_{мин.} = \frac{\Delta_3}{2}, \text{ где:}$$

$\Delta_3$  — рассеяние размеров, полученных в смежном предшествующем переходе для рассматриваемой партии деталей (рис. 1, 2 и 5 —  $\Delta_{р. загот.}$ ).

Более точно величины  $t_{макс.}$  и  $t_{мин.}$  могут быть определены по формулам В. М. Кована [2 — стр. 57] с заменой в них допуска  $\delta_a$  величиной действительного рассеяния размеров —  $\Delta_3$  на смежном предшествующем переходе и с другими соответствующими поправками.

$H_{B_{cp.}}$  — средняя в пределах избранной партии твердость обрабатываемого материала по Бринелю.

$H_{B_{макс.}}$  — максимальная твердость, наблюдаемая среди деталей партии.

$H_{B_{мин.}}$  — минимальная твердость среди деталей партии.



Величины  $C_y$ ;  $X_{py}$ ;  $Y_{py}$ ;  $n$  — по справочным данным [5 и др.]. Величина  $K_{hpy}$  — по справочным и исследовательским данным, исходя из износа инструмента в период обработки рассматриваемой партии. Износ может быть

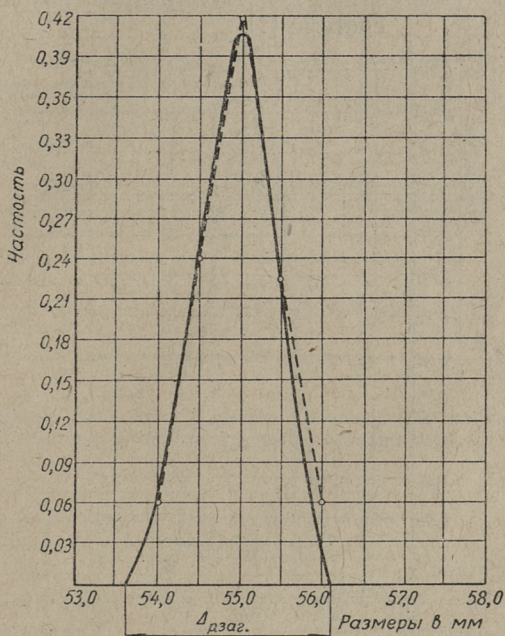


Рис. 1. Кривая распределения размеров заготовок 1-й опорной шейки распределительного вала.

определен или непосредственным измерением или также по ходу линии размера на точечных диаграммах данной партии (напр. фиг. 3 и 4). Величина  $\Delta_y$  — рассеяния размеров выбранной партии деталей вследствие колебания деформаций при обработке на изучаемом переходе может быть определена следующим образом:

$$\Delta_y = \sqrt{\left(\Delta_{p.n.} - \Delta_{t^{\circ} \text{ сист.}} - \Delta_{H \text{ сист.}} - \sum \Delta_{\text{ст. сист.}}\right)^2 - \Delta_H^2 - \Delta_{\text{ст.}}^2 - \Delta_E^2 - \Delta_{t^{\circ}}^2} \quad (4);$$

- где:  $\Delta_{p.н.}$  — рассеяние размеров деталей избранной партии [1] (по данным статанализа — напр., рис. 3 и 4)
- $\Delta_{t_{сист.}}$  — систематическая переменная погрешность от тепловых деформаций при резании до стабилизации температуры в системе [1].

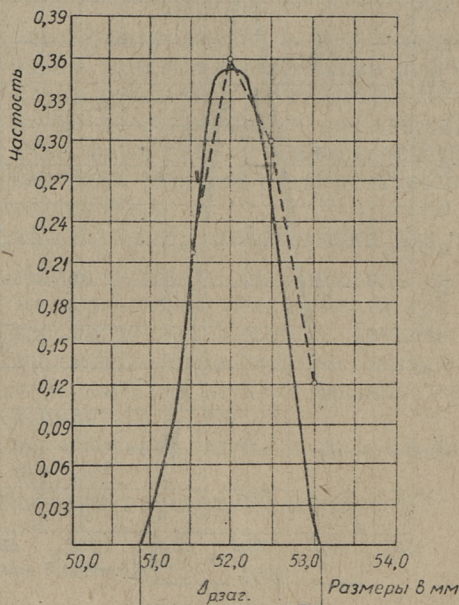


Рис. 2. Кривая распределения размеров заготовок 4-й опорной шейки распределительного вала.

- $\Delta_{И_{сист.}}$  — систематическая переменная погрешность от размерного износа инструмента [1].
- $\Sigma \Delta_{ст. сист.}$  — алгебраическая сумма геометрических погрешностей станка, создающих систематические погрешности формы обрабатываемой поверхности [1], [2].
- $\Delta_H$  — погрешности настройки и поднастройки станка [1].



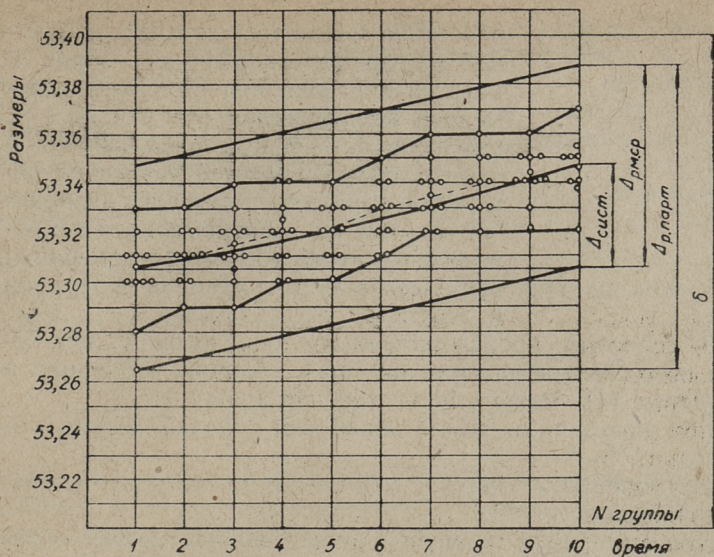


Рис. 3. Линия изменения размера и рассеивание погрешностей 1-й опорной шейки распределительного вала.

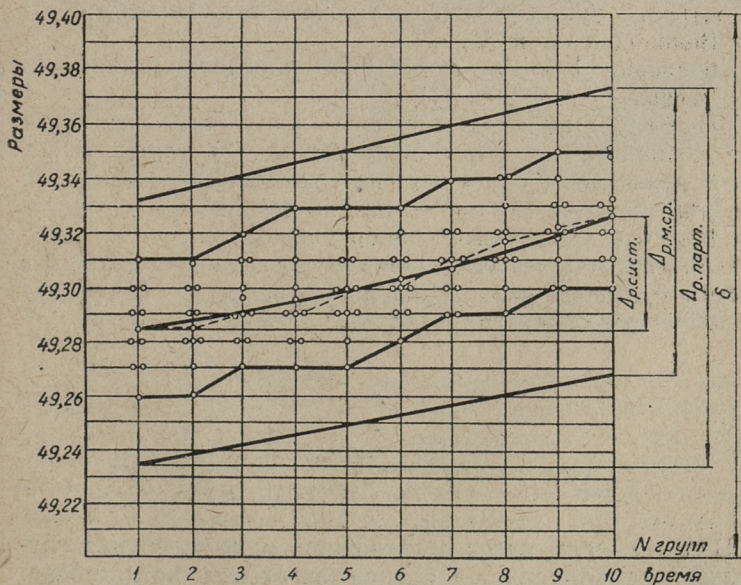


Рис. 4. Линия изменения размера и рассеивание погрешностей 4-й опорной шейки распределительного вала.

$\Delta_{ct}$  — рассеяние размеров деталей избранной партии от колебания зазоров и натягов в станке под влиянием переменной нагрузки при резании [1].

$\Delta_\varepsilon$  — рассеяние размеров деталей избранной партии от погрешностей установки [2].

$\Delta_t^\circ$  — рассеяние размеров деталей избранной партии от неравномерного теплового режима обработки при колебании времени резания и времени перерывов в резании.

В условиях производственного определения жесткости по точечным диаграммам ряд величин, входящих в формулу (4), может быть сведен к нулю.

При постоянном темпе обработки деталей можно полагать  $\Delta_t^{\circ'} = 0$ .

При обработке партии между двумя смежными поднастройками  $\Delta_H = 0$ .

При измерении размера в определенных местах обрабатываемой поверхности может быть принята равной нулю величина  $\Sigma \Delta_{ct, cуст.}$ .

Величины  $\Delta_{t_{cуст.}}$  и  $\Delta_{H_{cуст.}}$  могут быть определены [1] по ходу линии размера на точечной диаграмме статконтроля (рис. 3 и 4).

Величины  $\Delta_\varepsilon$  и  $\Delta_{ct}$  могут быть определены для данной операции отдельно [1], [2].

В условиях производственного испытания жесткости все величины, входящие в формулы (3), также могут быть определены с достаточной практически точностью.

Если возможно отобрать партию деталей с  $H_B \approx \text{пост.}$ , то формула (3) соответственно упрощается.

При всех возможных упрощениях, указанных выше и с отбором деталей равной твердости, формулы (3) и (4) приобретают следующий вид:

$$j = C_y \cdot K_{h_{py}} \cdot H_B^n \cdot S^{py} \cdot \frac{t_{\text{макс}}^{xpy} - t_{\text{мин.}}^{xpy}}{\Delta y}, \quad (3-a)$$

где:

$$\Delta y = \sqrt{(\Delta_{p.n.} - \Delta_{t^\circ_{cуст.}} - \Delta_{H_{cуст.}})^2 - \Delta_\varepsilon^2 - \Delta_{ct}^2}. \quad (4-a)$$

В тех случаях, когда главной причиной колебания глубины резания является биение заготовки представляет



интерес также и определение величин жесткости системы по уточнению биения каждой отдельной детали, с тем, чтобы дополнить результаты, полученные по формулам (3) и (4) данными о рассеянии величин жесткости.

В этом случае желательно отобрать сравнительно небольшую партию деталей (25—50 шт.) с  $H_B \approx \text{const.}$  с таким расчетом, чтобы можно было полагать колебание твердости всех деталей равным нулю и  $K_{h_{py}} = 0$ . Тогда для каждой детали жесткость может быть рассчитана по формуле В. М. Кована [2 — стр. 65], которая является частным случаем формулы (3):

$$j = C_y \cdot H_B^n \cdot S^{y_{py}} \cdot \frac{t_{\text{макс.}}^{x_{py}} - t_{\text{мин.}}^{x_{py}}}{\Delta_y} \quad (3-б)$$

По этой методике студенты ТПИ под научным руководством А. В. Никольского провели и проводят ряд работ по исследованию жесткости, точности и возможностей повышения производительности и снижения припусков на многих операциях в массовом производстве.

Ниже приведены частично две первые законченные работы в этом направлении выполненные студентами Э. Р. Галинским, К. А. Мязотс и Б. Ю. Угодниковой в производственных условиях.

Из результатов этих работ мы здесь, за недостатком места, приводим лишь касающиеся характеристик жесткости, не вдаваясь в анализ точности, производительности и в оценку величин припусков при обработке.

### 1. Жесткость технологической системы токарного многолезцового станка при черновой обточке опорных шеек кулачкового валика автомобиля «Победа»

Обточка всех 4-х шеек одновременно велась при последовательной работе поперечного и продольного супортов ( $S_{\text{прод.}} = 0,22 \text{ мм/об}$ ). Замеры делались для всех деталей партии подряд. Число деталей в партии более 100.

Замеры делались на всех четырех шейках в серединах шеек по их длине и брались как среднее арифметическое из  $d_{\text{мин.}}$  и  $d_{\text{макс.}}$  в одном поперечном сечении. Темп обработки сохранялся постоянным. Резцы за время переры-

вов в работе успевали полностью остыть ( $\Delta t_{\text{суст.}} = 0$ ), и ход линии размера определялся в основном износом резца каждой шейки.

На рис. 1, 2, 3, 4 приведены данные замеров до и после обработки, например, для шеек № № 1 и 4.

Линия размера получилась во всех случаях прямая, что, как показал ряд дальнейших наблюдений, характерно для резцов из быстрорежущей стали при  $\Delta t_{\text{суст.}} = 0$ .

Форма кривых распределения размеров у заготовок и после обработки, примерно одинаковая в данном случае — рис. 5.

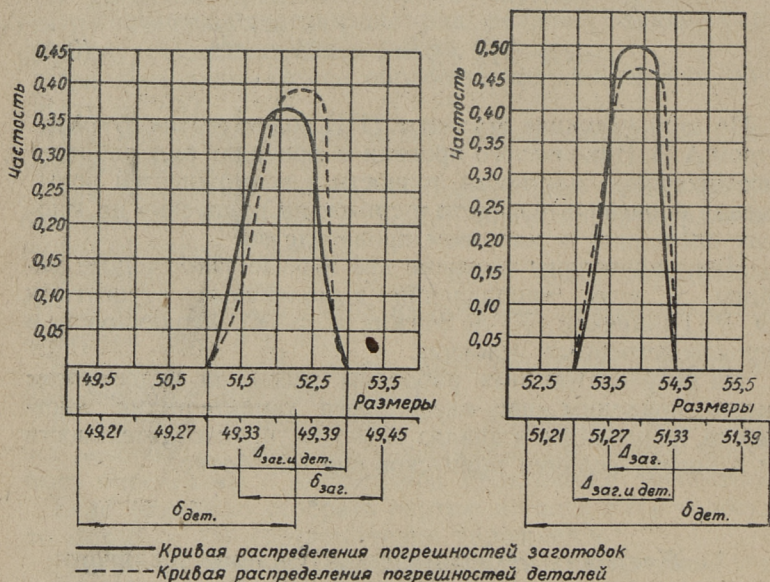


Рис. 5.

То, что крайние шейки № 1 и № 4 расположены по самым концам вала, а средние № № 2 и 3 симметрично центральному патрону станка позволило определить жесткости отдельных узлов станка. В конечном счете оказалось, что жесткость передней бабки составляет —  $j_{\text{п.б.}} = 768 \text{ кг/мм}$ , жесткость задней бабки —  $j_{\text{з.б.}} = 793 \text{ кг/мм}$ , жесткость центрального патрона —  $j_{\text{ц.п.}} = 665 \text{ кг/мм}$ . По-



путно выяснилась и была доказана на практике возможность снижения припуска на 30% без ущерба конечному качеству изделия.

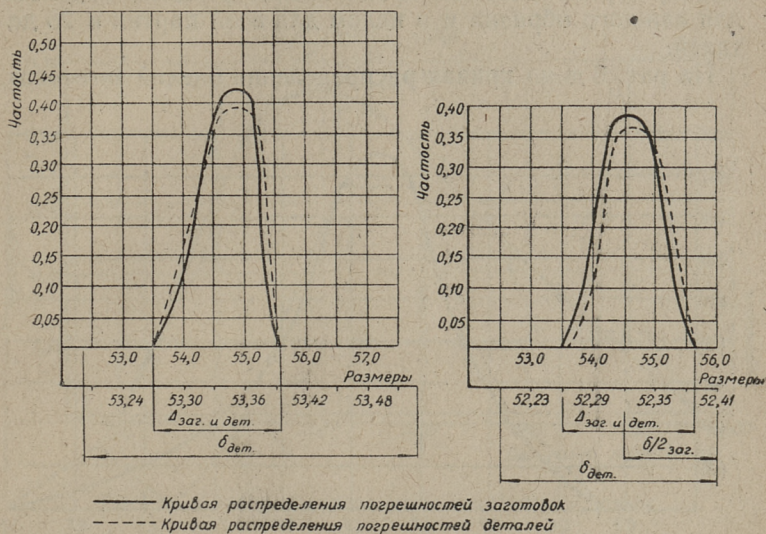


Рис. 5а.

## 2. Жесткость технологической системы токарного многорезцового станка (т. 116) при черновой обточке вторичного валика коробки скоростей автомобиля «Москвич»

Главной причиной колебания глубины резания в рассматриваемом поперечном сечении валика являлось биение в центрах.

Эта погрешность на практике является главной в настоящее время.

Валики из ст. 20 X с  $H_B = 179$  обрабатывались двумя продольными и одним поперечным резцами на обрабатываемой части детали. Поперечный резец обрабатывает одну шейку, продольные другую, причем к началу резания продольными резцами поперечный резец в основном устраняет биение обрабатываемой им поверхности. По-

этому работа поперечного резца мало влияла на колебание деформаций при резании продольными резцами.

Определение жесткости производилось по замерам шейки, обрабатываемой продольными резцами отдельно для каждого образца и в целом для всей партии в 25 деталей.

На рис. 6 дана кривая распределения биений заготовок.

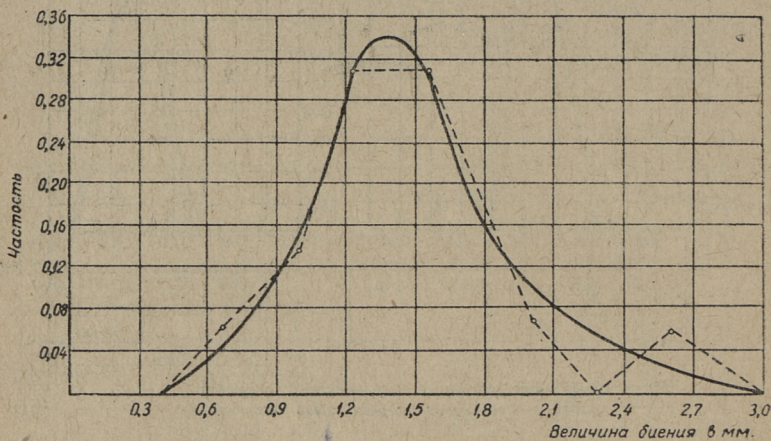


Рис. 6. Кривая распределения биения заготовок.

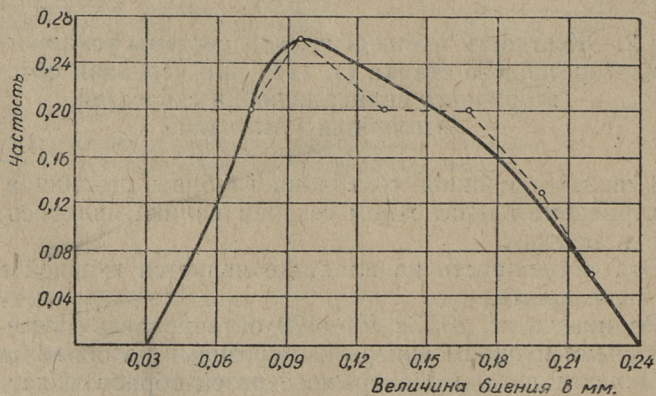


Рис. 7. Кривая распределения биений деталей после обработки на многолезвцовом п/автомате 116.



На рис. 7 дана кривая распределения биения деталей после обработки на станке.

На рис. 8 дана кривая распределения величин расчетной жесткости по замерам отдельных деталей.

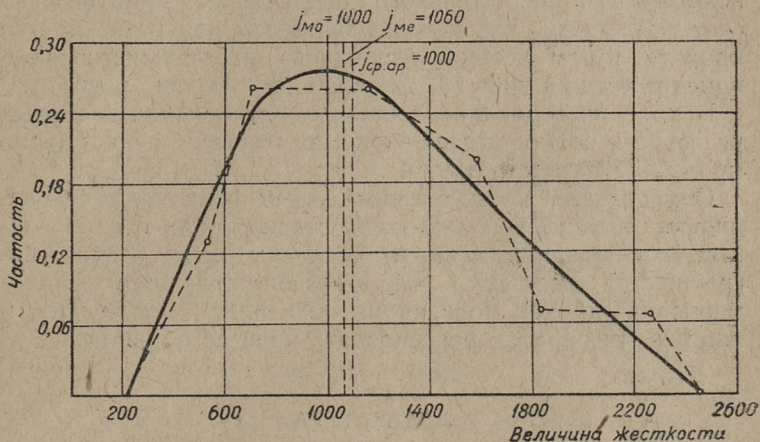


Рис. 8. Кривая распределения жесткости системы.

Значительное рассеяние величин жесткости объясняется помимо широкого колебания глубин и усилий резания изменением соотношения между величинами усилий резания различных резцов из-за неодинаковой скорости их износа.

Получены следующие характеристики жесткости системы:

Для партии в целом, в зависимости от допущений при определении уточнения, жесткость колеблется в довольно узких пределах:

$$j_{\text{парт.}} = 920—1085 \text{ кг/мм.}$$

По значениям величин жесткости для отдельных деталей партии (фиг. 8) получены следующие средние значения жесткости системы.

Среднеарифметическая	— $j_{\text{ср.ар.}} = 1100$ [кг/мм]
Медиана	— $j_{\text{ме}} = 1060$ [кг/мм]
Мода	— $j_{\text{мо}} = 1000$ [кг/мм]

Все средние характеристики жесткости для партии в 15—25 деталей оказались близкими друг к другу.

Рассеяние величин расчетной жесткости, также является ценной производственной характеристикой настроенного на определенную операцию станка. В данном случае была экспериментально и теоретически доказана возможность значительного сокращения припуска за счет уменьшения изогнутости заготовок при резке прутка проката путем весьма несложного усовершенствования приспособления для закрепления прутка при резке.

В ходе исследования выявился ряд неиспользованных резервов и возможностей экономии металла и повышения производительности труда.

Определение жесткости по данным стат-контроля расширяет область использования статконтроля в производстве, связана с детальным анализом всех причин погрешностей. Все это в целом позволяет вскрыть закономерности данной операции, позволяет сознательно и наилучшим образом регулировать процесс обработки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. П. Соколовский. Расчеты точности обработки на металлорежущих станках, Машгиз, 1952 г.
  2. В. М. Кован — Расчет припусков на обработку в машиностроении, Машгиз, 1953 г.
  3. С. П. Трошенский — Точность обработки на шлифовальных станках, Машгиз, 1953 г.
  4. Некоторые вопросы технологии машиностроения, сборник научных работ Московского инженерно-физического института под редакцией Е. Н. Маслова — статья Р. С. Каплунова — О регулировании жесткости системы при обточке валов в центрах.
  5. Энциклопедический справочник Машиностроения, том 7, Машгиз, 1948.
-



## SISUKORD

Eessõna . . . . .	3
R. Kuusekänd, M. Leibur, <b>Eelpingestatud raudbetoonelementidega armeeritud talad.</b> Tead. juhendaja tehn. tead. kand. dots. H. Laul . . . . .	4
H. Parmas, E. Potseps, <b>Töötlemise mõjust tsükloontuha sideomadustele.</b> Tead. juhendaja tehn. tead. kand. dots. V. Kikas . . . . .	11
E. Piiraja, <b>CO<sub>2</sub> absorptsiooni uurimine barboteerimise teel vette.</b> Tead. juhendaja tehn. tead. kand. dots. E. Siirde . . . . .	15
U. Soodla, <b>Õhu eelsoojendi modelleerimine lendtuha sadestiste vastu võitlemise võimaluste uurimiseks.</b> Tead. juhendaja tehn. tead. kand. dots. I. Õpik . . . . .	30
A. Ots, <b>Soojusülekande probleeme põlevkivi-tolmkütte kolletes.</b> Tead. juhendaja tehn. tead. kand. dots. I. Õpik . . . . .	40
B. Tamm, <b>Vaheltvõtuga auruturbiinide automaatne reguleerimine.</b> Tead. juhendaja tehn. tead. kand. dots. S. Buatšidze . . . . .	52
K. Jõudu, <b>Sünkroongeneraatori elektrimotoorse jõu ning pinge vahelise nurga <math>\varphi</math> mõõtmisest.</b> Tead. juhendaja tehn. tead. kand. dots. S. Buatšidze . . . . .	61
K. Мязотс, Э. Галинский, Б. Угодникова, <b>Определение жесткости технологической системы на основании данных стат-контроля и статанализа для конкретной производственной операции.</b> Научн. руководитель канд. техн. наук, доцент А. Никольский. . . . .	70

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ СТУДЕНТОВ II

На эстонском языке

Эстонское Государственное Издательство

Таллин, Пярну маantee 10

\*

Toimetaja L. Allikas

Tehniline toimetaja I. Vahtre

Korrektorid S. Kõiv ja N. Kruglova

Ladumisele antud 26. XI 1955. Trükkimisele  
antud 26. I 1956. Paber 54×84, 1/16.  
Trükipoognaid 5,25. Formaadile 60×92 kohal-  
datud trükipoognaid 4,3. Arvutuspoognaid  
3,66. Trükiarv 800. MB-01726. Tellimise  
nr. 3272. Trükikoda «Tartu Kommunist»,  
Tartu, Ülikooli 17/19

Hind rbl. 2.60