

B. B. PANITŠ , A. I. VINOKUROV , G. M. ITSKOVITŠ ,
V. I. JERDAKOV

TEHNILINE MEHHAANIKA

PROGRAMM , METOODILISED JUHENDID
JA KONTROLLÜLESANDED

TARTU 1961

A-24105

NSV LIIDU KÕRGEMA JA KESK-ERIHARIDUSE MINISTEERIUM

Kinnitatud Kesk-erihariduse
Õppemetoodika Keskkabineti
poolt

B. B. PĀNITŠ, A. I. VINOKUROV, G. M. ITKOVITŠ,
V. I. JERDAKOV

T E H N I L I N E M E H H A A N I K A

PROGRAMM, METOODILISED JUHENDID JA
KONTROLLÜLESANDED

Kesk-eriõppeasutuste mittemasinaehituse
erialade kaugõppijatele

Kolmas ümbertõetatud väljaanne

Tartu 1961

dy

Originaali tiitel:

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ ССР
Центральный методический кабинет по среднему специальному
образованию

Б. Б. ПАНИЧ, А. И. ВИНОКУРОВ, Г. М. ИЦКОВИЧ,
В. И. ЕРДАКОВ

Т Е Х Н И Ч Е С К А Я М Е Х А Н И К А

Программа, методические указания и контрольные
задания

для учащихся немашиностроительных заочных
средних специальных учебных заведений

Издание третье, переработанное

Государственное издательство "Высшая Школа"
Москва - 1960

N
~~18849~~

Raamatuksu

Tattu Riikliku Ülikooli

E e s s õ n a .

Käesolev kolmas väljaanne, nagu eelmisedki, on ette nähtud kaugõppe tehnikumide mittemasinaehituse erialade õpilastele, kes õpivad tehnilise mehhaanika kursust 260-200 tunnilise programmi järgi.

260 tunnilise programmi järgi tuleb täita kõik kuus kontrolltööd, mille ülesanded on toodud käesolevas raamatus: kaks kontrolltööd teoreetilises mehhaanikas, kolm tugevusõpetuses ja üks masina-elementide osas. Masina-elementides tuleb teostada teine variant kontrolltööst (nr.6 b), mis on ette nähtud nende erialade õpilastele, kus õppeplaanid näevad ette kursuse projekti valmistamise masina-elementides. Kontrolltööde mahu vähendamine teoreetilises mehhaanikas ja masina-elementides pole lubatud. Tugevusõpetuses võib erialnete ainekomisjoni otsusel igast kontrolltööst ühe ülesande välja jätta.

Õpilased, kes õpivad kursust 200 tunnilise programmi järgi, teostavad 5 kontrolltööd: kaks teoreetilises mehhaanikas, kaks tugevusõpetuses ja ühe masina-elementides. Sel juhul kontrolltööd tulevad koostada ülesannetest järgmiselt:

1. kontrolltöö - ülesanded nr. 1-6 kontrolltööst nr.1;
2. kontrolltöö - ülesanded nr.1-10 kontrolltööst nr.2
(on lubatud selle töö mahu vähendamine ülesannete nr.2 ja nr.7 väljajätmisega);
3. kontrolltöö - ülesanded nr. 1-7 kontrolltööst nr.3
(on lubatud ülesannete nr.5 ja nr.7 väljajätmine);
4. kontrolltöö - ülesanded nr. 2-6 kontrolltööst nr.4;
ja ülesanded nr. 2,3,5 kontrolltööst nr.5;
5. kontrolltöö - kõik ülesanded kontrolltööst nr.6 b
(õpilastele, kes valmistavad kursuseprojekti) või nr.6-a (õpilastele, kes ei valmista kursuseprojekti).

Vastavad juhised kontrolltöö sisu kohta peavad tehnikumid välja saatma õpilastele üheaegselt käesoleva raamatuga.

Õsa "Teoreetiline mehhaanika" on kirjutanud B.B.Panitš,
"Tugevusõpetus" - A.I.Vinokurov G.M.Itskovitši osavõtul, "Masi-
na-elementid" - V.I.Jerdakov kasutades G.M.Itskovitši poolt
varem koostatud materjale.

Kõik märkused ja soovid käesoleva väljaande kohta saa-
ta kirjastuse aadressil.

S i s s e j u h a t u s .

Kursus "Tehniline mehhaanika" ühendab kolm õppeainet: teoreetilise mehhaanika ühes mehhanismide ja masinate teooriaga, tugevusõpetuse ja masina-elementideid.

Kogu kursus on jagatud kuueks ülesandeks: kaks tööd teoreetilises mehhaanikas, kolm tugevusõpetuses ja üks - masina-elementides.

Igas ülesandes on toodud järgmine materjal:

- 1) kursuse vastava osa programm;
- 2) lühikesed metoodilised juhendid kursuse selle osa õppimise kohta, mis kuulub antud ülesandesse;
- 3) peatükkide ja paragrahvide loetelu, milliseid soovitatatakse kirjandusest;
- 4) ülesannete numbrid, milliseid soovitatatakse lahendada ülesannete kogudest;
- 5) kontrolltöö ülesanne.

Kursuse esimese ja teise osa metoodilised juhendid sisaldavad mõningaid täpselt lahendatud tüüpülesandeid.

Masina-elementides on kontrolltöö ülesannete kõrval toodud ka kursuseprojekti ülesanne.

ÜLDISED METOODILISED JUHENDID.

Materjali tuleb õppida ülesannetes näidatud järjekorras.

Õpiku järgi õpitud materjal tuleb lühidalt, selgelt ja täpselt konspekteerida töövihikusse. Kõik formuleeringud ja määrangud tuleb alla kriipsutada, valemid aga ümbritseda raamisega. Konspekt tuleb koostada selliselt, et tema järgi oleks võimalik valmistuda eksamiks, ilma materjali raamatust uuesti lugemata.

Õppides õpikust kursuse antud teemat (või teema üksikut iseseisvat osa), on vajalik raamatu abita reprodutseerida selle teema juurde kuuluvad tuletused ja tõestused. Selleks otstarbeks soovitatatakse teist töövihikut. Materjali õppimisel pole mingil juhul lubatud piirduda seisukohtade ja järelduste meh-

haanilise meelespidamisega. Valemite tuletamist tuleb selgesti mõista, siis on seda raskuseta võimalik iseseisvalt teostada ka küllalt pika ajavahemiku järgi.

Ei tohi jätta arusaamatuid ja segaseid kohti; kui ei lähe korda raskusi võita iseseisvalt, siis pöörduge õppe-konsultatsioonipunkti või tehnikumi poole.

Kõige suuremat tähelepanu tuleb pöörata näidete ja ülesannete läbiarutamisele, millede lahendused on toodud õpperaamatuis. Otstarbekas on proovida neid ülesandeid algul lahendada iseseisvalt ja juhul kui see ei õnnestu, siis arutada valmis lahendust.

Enne kui asuda kontrolltöö teostamisele kursuse õpitud teema järgi, on tingimata vajalik lahendada iseseisvaks harjutuseks soovitatud ülesanded. Äärmisel juhul võib piirduda mitte kõikide, vaid enamiku lahendamisega. Nende ülesannete lahendamine kergendab oluliselt kontrolltööde täitmist. Peale selle tuleb pidada silmas, et kontrolltööde lahendamine üksi pole küllaldane kursuse täielikuks omandamiseks ega kindlusta ülesannete lahendamiseks vajalike võtete omandamist.

Ülesanded, mis on lahendatud harjutuste korras, tuleb teha erivihikusse (kolmandasse). Ülestähendused selles peavad olema täpsed, kuna on vaja arvestada, et ülesannete veelkordne läbi vaatamine kergendab tunduvalt eksamikis ettevalmistumist.

Ülesannete lahendamisel tuleb juhinduda järgmistest seisukohtadest :

- 1) peale ülesande sisu läbiarutamist tuleb koostada selle lahendamise käik;
- 2) lahendada tuleb üksikute etappide kaupa, näidates lühidalt nende sisu alapealkirjadega;
- 3) lahendusele lisada joonis (skeem, graafik jne.), teostades selle küllalt suurelt, puhtalt ja selgelt;
- 4) kirjutada alul valemid, milliseid kasutatakse ülesande antud etapi lahendamisel, seejärel asetada valemitesse algandmed tingimata samas järjekorras nagu olid vastavad tähed valemis; võimaluse korral teostada arvutus tähtavaldisena kuni ülesande või antud etapi lahenduse lõpuni;
- 5) arvutused teostada arvutuslülakatil;

6) saades lõpptulemused, püüda hinnata nende õigsust ülesande füüsilise olemuse ja algandmete järgi. Kui võimalik, siis kontrollida vastuse õigsust, lahendades ülesande teistkordselt mingil teisel viisil.

Kirjandusele viitamisel antakse reeglina mitu õpperaamatut ühe ja sama õppeaine kohta. See on tehtud esiteks sellepärast, et käesolev raamat on arvestatud mittemasinaehituse kaugõppetehnikumide väga paljudele erialadele, kus kursuse maht, olemus ja õpperaamatud on mitmesugused; teiseks, et pole alati võimalik muretseda või raamatukogust saada just kõige sobivamat õpperaamatut, mis pärast õpilane peab teadma, millise raamatuga võib asendada õpikut.

JUHENDID KONTROLLTÖÖDE TÄITMISEKS.

Iga kontrolltöö koosneb reast ülesannetest, kusjuures iga ülesanne on antud kümnes variandis, mis erinevad üksteisest skeemide ja arvuliste andmete või ainult arvuliste andmete poolest.

Lahendada tuleb variant, mille number langeb kokku õpilase šifri (isikliku kausta) viimase numbriga. Variandi 10 lahendavad õpilased, kellel šifri viimaseks numbriks on null.

Ei soovitata lahendada tervet kontrolltööd korraga; otsustarbekam on pärast määratud teema õppimist ja harjutusteks soovitatud ülesannete lahendamist lahendada ka kontrolltöö vastav ülesanne.

Kontrolltööd tuleb lahendada igaüks eraldi vihikusse või standardsetel ruudulistel paberilehtedel (288 x 203 mm), ääribaga mitte vähem kui 40 mm.

Kontrolltöö iga ülesanne peab olema lahendatud täielikult ja vastavalt ettenähtud tingimustele; lahendatud peavad olema kõik ülesanded, mis kuuluvad antud kontrolltöösse, vastasel korral kontrolltöö tagastatakse lõpuni lahendamiseks. Ülesande tingimuste ja lahenduste joonised ja graafikud tuleb teostada korralikult joonestusvahenditega. Tuleb asetada kõik vajalikud

mõõdud, näidates ära nende tähised ja ka arvulised väärtused. Graafikutes (diagrammidel, epüüridel) tuleb näidata mõõtkava, iseloomulike ordinaatide väärtused aga kirjutada graafikule (epüürile). Kõik graafilised tööd teostatakse pliiatsis. Masinaelementide kontrolltööde joonistel tuleb täita kõiki masinaehituse joonestamise eeskirju.

Kontrollülesannete lahendamisel tuleb arvestada neid põhiseisukohti, mis on toodud üldistes metoodilistes juhendites. Veel kord kriipsutame alla, et kõik arvutused tuleb teostada arvutuslükatil pikkusega 25 cm. Kui mingi erilise põhjuse tõttu arvutamist ei teostata arvutuslükatil, peab arvutamise täpsus siiski vastama arvutuslükati täpsusele, s.o. resultaadis ei tohi olla üle kolme koha.

Kõik arvutuse vahetulemused mis saadakse arvutuse iga etapi sooritamisel, milledeks on jaotatud ülesande üldine lahendus, kirjutatakse vabale äärele ja kriipsutatakse alla.

Kui arvutamise käigus kasutatakse mingisuguseid teatmikke või raamatuid (see on vajalik masinaelementide ülesannete lahendamisel), siis tingimata näidata allikas, kust need on võetud (autor ning raamatu nimi, tabeli või lehekülje number).

Iga ülesande lahendust tuleb hoolega kontrollida mitte üksnes lahenduse hoolika läbivaatamise ja arvutuse kontrollimisega, vaid ka saadud resultaate õigsuse hindamisega. Väga otstarbekas on leida mingi teine lahendusviis ja ülesanne uuesti lahendada. Kahe erineva lahenduse tulemuste kokkulangemise puhul võime enamikel juhtudel lugeda lahenduse õigsust tagatuks.

Peale retsenseeritud töö tagasisaamist õppejõult tuleb täita temalt saadud juhendid, parandada vead ja põhjalikumalt selgeks õppida puudulikult omandatud materjal.

KURSUSE JAOTUS ÜLESANNETE JÄRGI

Üles- ande nr.	Teema nr.	Teema nimetus
----------------------	--------------	---------------

I osa. Teoreetiline mehhaanika koos
masinate ja mehhanismide teooria
elementidega.

I	1	Sissejuhatus
	2	Vektorid ja tehted nendega
	3	Põhimõisted ja staatika aksioomid
	4	Ühte punkti rakendatud jõudude tasapinna- line süsteem
	5	Jõupaar
	6	Tasapinnaliste jõudude süsteem
	7	Ruumiline jõudude süsteem
	8	Raskuskese
	9	Sissejuhatus kinemaatikasse
	10	Punkti kinemaatika
	11	Kõva keha lihtliikumised
	12	Punkti keerukas liikumine
II	13	Kõva keha keerukas liikumine
	14	Sissejuaatatus dünaamikasse
	15	Masspunkti liikumine
	16	Töö ja võimsus
	17	Dünaamika seadused
	18	Üldmõisted ja seisukohad masinate ja mehhanismide teooriast
	19	Mehhanismide kinemaatika elemendid
	20	Masinate dünaamika elemendid
II osa. Tugevusõpetus		
III	21	Sissejuhatus
	22	Sirge varda tõmme ja surve
	23	Praktilised harjutused lõikele ja mulju- misele

Üles- ande nr.	Teema nr.	Teema nimetus
IV	24	Vääne
	25	Tasapinnaliste lõigete geomeetriselised karakteristikad
V	26	Sirge tala paine
	27	Vildakpaine. Paine koos tõmbega (survega)
	28	Tugevusteooriad ja nende rakendamine
	29	Surutud varraste stabiilsus (nõtk) e
	30	Tugevusarvutused ajas muutuvate pingete puhul
		III osa. Masina-elementid.
VI	31	Sissejuhatus
	32	Masinaehituse materjalid. Lubatavate pingete valik.
	33	Hõõrdeajamid
	34	Hammasajamid
	35	Tiguajamid
	36	Reduktorid
	37	Rihmajamid
	38	Kettajamid
	39	Teljed ja võllid
	40	Tapid ja nende toed. Liugelaagrid
	41	Veerelaagrid
	42	Sidurid
	43	Kiillited
44	Keermega liited	
45	Keevisliited	
46	Neetliited	

TEOREETILINE MEHHAANIKA KOOS MASINATE JA MEHHAANISMIDE
TEORIA ELEMENTIDEGA

Üldised metoodilised juhendid teoreetilise mehhaanika
õppimiseks.

Teoreetilise mehhaanika kursuses tuleb kogu aeg tegeleda vektoriaalsete suurustega ja sooritada nendega mitmesuguseid matemaatilisi operatsioone. Seepärast küsimus vektoritest ja tehetest nendega on toodud programmi algusse (teema 2) paigutatud eriteemasse. Seda teemat on vaja õppida eriti tõsiselt ja tähelepanelikult selleks, et hoiduda raskustest teoreetilise mehhaanika põhikursuse õppimisel.

Teoreetilise mehhaanika tähtsaim osa on "Staatika". Staatika oskamine on vajalik paljude tehniliste küsimuste lahendamisel, mis on seotud väga mitmesuguste teaduse ja tehnika harudega. Staatika mitte üksnes ei oma suurt iseseisvat tähendust, vaid temale tugineb põhiliselt ka tugevusõpetus, mille edukas õppimine ilma heade teadmisteta kõva keha staatikast pole üldse võimalik.

"Kinemaatika" õppimisel tuleb hästi omandada mõisted : ümberpaigutus ja käidud teekond, punkti kiirus ja kiirendus. Suurt tähtsust omab punkti ühtlaselt kiirenev liikumine, mille arvutusvalemite ja kinemaatiliste graafikute kindel teadmine on tingimata vajalik.

Kõva keha pöörlev liikumine tuleb sageli ette mitmesugustes tehnilistes rakendustes. Tingimata on vaja hästi omandada kõik mõisted, definitsioonid ja arvutussõltuvused selle liikumise kohta. Sama tuleb arvestada kõva keha tasaparalleelse liikumise õppimisel.

"Dünaamika" õppimisel tuleb põhiline tähelepanu osutada dünaamika teisele aksioomile ja dünaamika põhivalemile, mõistetele inertsjõududest ja D'alembert'i printsipile ning küsimustele, mis on seotud töö ja võimsuse määramisega.

Osas "Masinate ja mehhanismide teooria elemendid" määrava tähtsuse omavad küsimused, mis on seotud pöörleva liikumise

mise ülekannetega. Eriti hästi tulevad omandada kinemaatilised ja jõudude vahekorrad ülekannetes (ajamites) ning osata neid kasutada ülesannete lahendamisel.

Pärast iga teema teoreetilise materjali selgeksõppimist tuleb lahendada ülesanded, mis on ette nähtud iseseisvaks harjutamiseks ja alles pärast seda asuda kontrolltöö teostamisega.

Käesoleval ajal puudub teoreetilise mehhaanika õpik, mis täielikult vastaks programmile. Olemasolevatest õpperaamatutest võiks põhiraamatuna soovitada kursuse õppimisel ühte järgmistest:

1. Б ы ч к о в Д.В. и М и р о в М.О. Техническая механика, ч. I; Теоретическая механика. М., Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре, 1957.

2. Л е в и н с о н Л.Е. Теоретическая механика с элементами теории механизмов. М., Трудрезервиздат любое издание, начиная с 1955 г.

Õpilastele, kes pole tuttavad kõrgema matemaatika elementidega on põhioõpikuks - "Теоретическая механика" М.С. Мовнина, Судпромгиз, 1958.

Lisa-õpperaamatutena, milliseid võib kasutada ühtede või teiste raskuste puhul või aine mõnede küsimuste põhjalikumaks tundmaõppimiseks soovitatakse:

1. В о р о н к о в И.М. Курс теоретической механики. М., Гостехиздат (любое издание, начиная с 1953 г.);

2. Н и к и т и н Е.М. и К а р л и н Д.М. Теоретическая механика. М., Гостехиздат, 1957, 1958;

3. Н и к о л а и Е.Л. Теоретическая механика, Ч. I и II. М., Гостехиздат (любое издание, начиная с 1960 г.);

*) Tuleb arvestada, et osa "Masinate ja mehhanismide teooria elementid" selles raamatus puudub. Sellepärast võiks III ülesande teostamisel selle õpiku kõrval kasutada veel järgmist autorite raamatuid: Л.Е. Левинсон, М.С. Мовнин, Е.М. Никитин и Д.М. Карлин.

4. Т а р г С.М. Краткий курс теоретической механики. М., Физматгиз, 1958.

Iseseisvaks lahendamiseks soovitatud ülesanded on võetud kolmest järgmisest ülesannetekogust; ühte nendest õpilasel peaks õppestuma endale muretseda :

1. Б а т ь М.И., К е л ь з о н А.С., С о р о -
к о в С.А. Сборник задач по теоретической механике.
М., Физматгиз, 1958. .

2. М е щ е р с к и й И.В. Сборник задач по теоретической механике. М., Гостехиздат (любое издание, начиная с 1950 г.);

3. С т о р о ж е в Л.П. Сборник задач по теоретической механике и элементам теории механизмов и машин. М., Трудрезервиздат, 1959.

I ÜLESANNE

PROGRAMM

1. Sissejuhatus

Tehnilise mehhaanika kursuse sisu. Mehhaanika tähtsus ja ülesanded tehnikas. Materia ja liikumine. Mehhaaniline liikumine. Tasakaal. Teoreetiline mehhaanika ja tema osad : staatika, kinemaatika ja dünaamika.

I o s a

Staatika

2. Vektorid ja tehted nendega .

Skalaarsed ja vektoriaalsed suurused. Vektori moodul. Vektori kujutamine. Geomeetriliselt võrdsed vektorid. Vektorite liitmine. Vektoriaalne summa ja tema omadused. Kahe vektori liitmine. Vektori lahutamine kaheks komponendiks. Kahe vektori vektoriaalne vahe. Vektori korrutamine skalaariga. Vektori projektsioon teljele, projektsiooni märk. Vektoriaalse summa projektsioon. Vektori projektsioon koordinaattelgedele. Vektoriaalse summa määramine projektsiooni meetodil. Vektoriaalse summa nulliga võrdumise tasakaalu tingimused.

3. Staatika põhimõisted ja aksioomid

Masspunkt. Staatika esimene aksioom. Inerts. Jõud. Jõuvektor, selle suurus ja suund. Jõu mõõtmine. Raskusjõud. Masspunktide süsteem. Sise- ja välisjõud. Absoluutselt kõva keha. Vastastiku tasakaalustuvad jõud. Teine aksioom. Kolmas aksioom. Jõu ülekandmine mõjumissuunas.

Staatiliselt ekvivalentsed jõudude süsteemid. Jõudude süsteemi resultantjõud. Tasakaalustav jõud. Neljas aksioom. Jõudude kolmnurk ja rööpkülik. Kahe ühte punkti rakendatud jõu resultandi määramine analüütiliselt. Jõu jaotamine kaheks komponendiks antud suundade järgi.

Viies aksioom. Mõju ja vastumõju kui jõud, mis on rakendatud erinevatele kehadele. Vaba ja mittevaba keha. Sidemed. Sidemete reaktsioonid. Ideaalsed (hõõrdumiseta) sidemed ja nende reaktsioonide suunad (tugipind, tugipunkt, painduv side, šarniir).

Hõõrdumisega sidemed. Hõõrdumise kaks liiki. Hõõrdejõud. Hõõrdeegur. Hõõrdekoonus.

4. Ühte punkti rakendatud tasapinnaliste jõudude süsteem

Ühte punkti rakendatud jõudude süsteemi mõiste. Ühte punkti rakendatud tasapinnaliste jõudude süsteemi liitmine. Jõu hulknurk. Ühte punkti rakendatud tasapinnaliste jõudude süsteemi resultantjõud. Ühte punkti rakendatud tasapinnaliste jõudude süsteemi resultantjõu määramine analüütiliselt (projektsiooni-meetod). Ühte punkti rakendatud tasapinnaliste jõudude süsteemi geomeetrilised tasakaalu tingimused. Ühte punkti rakendatud tasapinnaliste jõudude süsteemi analüütilised tasakaalu tingimused (tasakaaluvõrrandid). Ülesannete lahendamine ühte punkti rakendatud jõudude tasakaalu tingimustel. Šarniirides koormatud ideaalsete šarniiridega varrassüsteemid.

5. Jõupaar

Jõupaar. Jõupaari mõju kehale. Jõupaari õlg, moment ja momendi märk. Jõupaari moment kui vektor. Jõupaaride ekvivalentsus. Jõupaaride ekvivalentsuse teoreem. Jõupaaride omadused. Jõupaaride liitmine. Jõupaaride tasakaal.

6. Tasapinnaline jõudude süsteem

Jõu moment punkti suhtes. Jõu moment kui vektor. Jõu pöörav mõju kehale. Jõu üleviimine antud punkti. Ühendatud jõupaar. Tasapinnalise jõudude süsteemi ülekanndmine antud punkti. Tasapinnalise jõudude süsteemi peavektor ja peamoment. Erijuhud ülekanndmisel. Varignon'i teoreem. Tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaalu tingimused. Tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaaluvõrrandid.

Tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaalu alusel ülesannete lahendamine; ratsionaalne koordinaattelgede ja momendi tsentri valik.

Talade süsteemid. Koormuste liigitamine. Ühtlaselt jaotatud koormuse intensiivsus. Talade toed ja toereaktsioonid. Kinnetusmoment. Ülesannete lahendused tala toereaktsioonide määramiseks.

7. Ruumiline jõudude süsteem

Jõudude risttahuk. Ruumiliste koonduvate jõudude süsteemi resultantjõud. Jõu projektsioonid kolmle koordinaatteljele, ühte punkti rakendatud ruumiliste jõudude tasakaal. Jõu moment telje suhtes, tema suurus ja märk. Kehale mõjuvate ruumiliste jõudude süsteemi üldjuhust. Ruumilise jõudude süsteemi kuus tasakaalu võrrandit (tuletamata). Näiteid ruumiliselt koormatud völli toereaktsioonide määramiseks.

8. Raskuskese

Kahe ühele poole suunatud paralleeljõu liitmine. Paralleeljõudude tsenter ja tema koordinaadid. Keha raskus. Keha raskuskese ja tema koordinaadid. Sümmeetriatelge või -tasapinda omavate kehade raskuskese. Maha raskuskese (lihtsamad geometrilised ja lihtkehadest koosnevad liitkehad).

Pinna raskuskese. Pinna staatiline moment ja tema omadused. Lihtsamate geometriliste kujundite (kolmnurk, ringisektor, segment) raskuskeskme asukoht. Standardprofiilidest koostatud ristlõigete ja liitkujundite raskuskese.

Joone raskuskese (sirglõik, ringi kaar). Põhimõisted tasakaalu stabiilsusest.

KIRJANDUS I ÜLESANDE JUURDE

Põhikirjandus

№ ТЕМЫ	Бычков Д.В. и Ми- ров М.О. Техниче- ская механика, ч I; Теоретическая ме- ханика. М., Гос- стройиздат, 1957	Левинсон Л.Е. Теоре- тическая механика с элементами теории ме- ханизмов. М., Трудре- зервиздат любое из- дание, начиная с 1955	Мовнин М.С. Теоретическая механика. Л., Судпромгиз, 1958
1	Введение	Введение § 1-4	Введение
2	—	§ 5	§ 1-4
3	§ 1-3, 38-39	§ 6-15, 61-68	§ 5-7, 39-42
4	§ 4-7, 9-12	§ 16-25	§ 8-13
5	§ 24-25	§ 31, 33-36	§ 17-19
6	§ 20, 21, 32-33, 35	§ 28-30, 37-39	§ 20-28
7	§ 47-52	§ 42-46, 48	§ 29-31
8	§ 15-19, 23, 27-31, 53	§ 26-27, 82, 51-60	§ 14-16 § 32-38

№ темы	Никитин Е.М. и Карлин Д.М. Теоретическая механика. М., Гостехиздат, 1957-1958	Воронков И.М. Курс теорети- ческой механики. М., Гостех- издат любое издание, начиная с 1953
1	§ 1	Введение, § 1
2	5-13	
3	2-4, 14, 15, 68-71	§ 1-4, 29, 30
4	16-23	§ 5-11
5	27-30	§ 17-19
6	31-39	§ 12, 20-28
7	48-57	§ 39, 45-47, 49, 50
8	24-26, 58-67	§ 13-16, 51-56

№ темы	Мещерский И.В. Сборник задач по теоретической меха- нике. М. Гостехиздат любое издание, на- чиная с 1950	Бать М.И., Кель- сон А.С., Сороков С.А. Сборник за- дач по теорети- ческой механике. М., Физматгиз, 1958	Сторожев Л.П. Сборник задач по теоретической ме- ханике и элемен- там теории меха- низмов и машин. М., Трудрезервиз- дат, 1959
3	№ 1, 3, 15	№ 1, 2, 14	№ 3, 4, 10, 11, 17, 30, 32
4	№ 5-8, 17-31	№ 10, 13, 16, 23-29, 193	№ 37, 42, 45, 48, 52, 56, 65, 72, 280, 285, 302, 304
5	№ 171	№ 214	№ 94-100
6	№ 73, 80-90, 118-141, 176-180, 190-192	№ 135-145, 150, 91, 110, 111, 120, 125, 218-220	№ 103, 107, 112, 115, 122, 126, 130, 131, 136, 139, 142, 149, 154, 156, 159, 160, 167, 179, 288, 290, 293
7	№ 212, 217, 223, 253- 256, 280	№ 254, 257, 265, 276, 277-281	№ 205, 215, 218, 225, 229, 233-236, 241
8	№ 289-296, 300, 302	№ 289-294, 301, 302	№ 89, 90, 244, 247, 252, 255, 259-262, 264, 273, 276

METOODILISED JUHENDID I ÜLESANDE JUURDE

Esimese ülesande õppimiseks peavad olema õmatud staatika põhiseisukohad. Mõne seisukoha lühikene arutelu on toodud allpool.

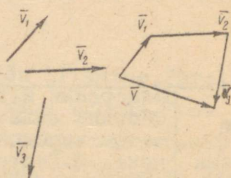
Teema 1. "Materia on see, mis mõjudes meie meelega tekitab aistinguid; materia on objektivne reaalsus, mis on meile antud aistingutega".

Liikumine on põhiline materia olemise vorm. Teoreetiline mehhaanika käsitleb lihtsaimat liikumist - mehhaanilist liikumist. Mehhaaniline liikumine on keha või tema punktide liikumine

teiste kehade suhtes ruumis ja ajas. Liikumise erijuhus on tasakaal, millele vastab: punkti ja keha paigalseis, punkti ühtlane sirgjooneline liikumine ja keha ühtlane pöörlemine.

Teema 2. Arvulise väärtuse ja suunaga määratud füüsikalisi suurusi nimetatakse vektoriaalseteks suurusteks (vektoriteks). Vektorite geomeetiline (vektoriaalne) summa \vec{V} kujutatakse vektorite hulknurka sulgeva küljena, see on vektoriga, mis ühendab esimese vektori alguse viimase vektori lõpuga, olles suunatud komponentvektorite ahelale vastu (joon.1) :

$$\vec{V} = \sum \vec{V}_i$$



Joon. 1.

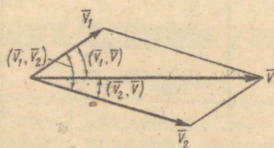
Vektoriaalse summa omadused: 1) vektoriaalne summa ei sõltu vektorite liitmise järjekorrast;

2) vektoriaalse summa moodul on väiksem (äärmisel juhul võrdne) komponentvektorite moodulite summast: $V \leq \sum V_i$;

3) vektoriaalne summa võrdub nulliga kui hulknurk on suletud, s.o. viimase vektori lõpp peab langema esimese vektori algusse (joon.2) : $\sum \vec{V}_i = 0$.



Joon.2



Joon.3

Kahe vektori geomeetrilist summat kujutatakse rööpküliliku diagonaalina, mille külgedeks on antud vektorid (joon.3)

Kahe vektori geomeetrilise summa suund ja moodul määratakse järgmiste valemitega:

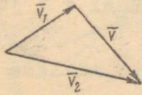
$$V = \sqrt{V_1^2 + V_2^2 + 2V_1V_2 \cos(\vec{V}_1, \vec{V}_2)},$$

$$\frac{V_1}{\sin(\vec{V}_2, \vec{V})} = \frac{V_2}{\sin(\vec{V}_1, \vec{V})} = \frac{V}{\sin(\vec{V}_1, \vec{V}_2)}$$

kus (\vec{V}_1, \vec{V}) , (\vec{V}_2, \vec{V}) ja (\vec{V}_1, \vec{V}_2) on nurgad vastavate vektorite vahel.

Kahe vektori vahet kujutatakse vektoriga, mis ühendab ühte punkti kantud vektorite lõppusid. See vektor on suunatud mahaarvatava vektori poolt vähendatava vektori poole (joon.4):

$$\bar{V} = \bar{V}_2 - \bar{V}_1 .$$

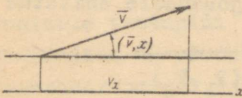


Joon. 4



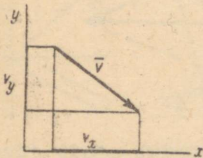
Joon. 5

Vektori korrutamiseks skalaariga tuleb skalaar korrutada vektori mooduliga, jättes muutmata tema suuna ja raskenduspunkti (joon.5).



Joon.6

Vektori projektsioon teljele võrdub vektori mooduli ja nurga koosinuse korrutisega, mille vektor moodustab telje positiivse suunaga : $V_x = V \cos(\bar{V}, x)$.



Joon. 7

Vektori projektsioonid paralleelstelgedele on võrdsed (joon.6). Vektori projektsioon teljele on skalaarne suurus. Vektori projektsioon on positiivne, kui vektori suund ühtub telje positiivse suunaga.

Vastavalt joon. 7, $V_x > 0$; $V_y < 0$. Tuleb teada, et ühele vektoriaalsele valemile vastab kaks skalaarset valemit :

$$\bar{V} = \sum \bar{V}_i \begin{cases} V_x = \sum V_{ix} , \\ V_y = \sum V_{iy} , \end{cases}$$

kus V_{ix} ja V_{iy} on vektori V_i projektsioonid koordinaattelgedele.

Vektorite geomeetrilise summa nulliga võrdumiseks on vajalik ja küllaldane, et nende vektorite projektsioonide algebraline summa igale koordinaatteljele üksikult võrduks nulliga :

$$\bar{V} = 0 \quad \begin{cases} \sum V_{ix} = 0 ; \\ \sum V_{iy} = 0 . \end{cases}$$

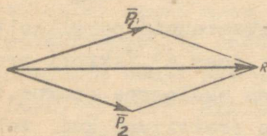
Teema 3. Jõuks nimetatakse teiste kehade mõju masspunktile (kehale), mille tagajärjel punkt liigub ebaühtlaselt või mittesirgjooneliselt.

Jõud on vektoriaalne suurus. Jõu suund määratakse selle jõu mõjul liikuva punkti liikumise suunaga. Jõu mõõtühikuks on kilogramm (kg) (ühe liitri destilleeritud vee kaal 4⁰ juures).

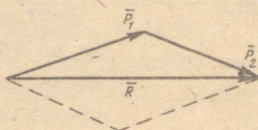
Vastastikku tasakaalustatuteks nimetatakse jõude, millede mõjul punkt jääb seisma või liigub ühtlaselt ja sirgjooneliselt, jõudude süsteemi resultandiks nimetatakse jõudu, mis avaldab kehale samasugust mehhaanilist mõju, kui antud jõudude süsteem.

Kahe ühte punkti rakendatud jõu resultant on rakendatud samasse punkti ja teda kujutatakse nendele jõududele ehitatud rööpküliku diagonaalina (joon.8):

$$R = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + P_1 P_2 \cos(\overline{P_1}, \overline{P_2})}.$$



Joon. 8



Joon. 9

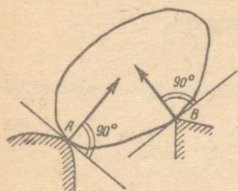
Kahe ühte punkti rakendatud jõu resultant võrdub nende jõudude geomeetrilise summaga (joon.9): $\overline{R} = \overline{P_1} + \overline{P_2}$

Jõudusid, milledega teised kehad mõjuvad antud kehale, piirates tema liikumise vabadust, nimetatakse sidemete reaktsioonideks. Sidemete reaktsioonid on suunatud vastupidi piiratava liikumise suunale.

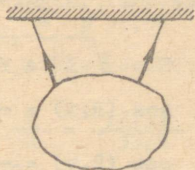
Ideaalsete (hõõrdumiseta) sidemete reaktsioonide suunad erijuhtudel:

- 1) tasapinnalise tugipinna reaktsioon on sellele pinnale perpendikulaarne (punkt A joon.10);
- 2) tugipunkti reaktsioon on perpendikulaarne puutuva pinnaga (punkt B joon.10);
- 3) painduva sideme (tross, kett, nööri jne.) reaktsioon on suunatud kinnituspunktist piki painduvat sidet (joon.11);

4) Šarniiri reaktsioon läbib tema telge; ülesannete lahendamisel on otstarbekas



Joon. 10



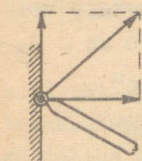
Joon. 11

normaalreaktsiooni (N) esineb veel tangentsiaalne (puutuvasuunaline) reaktsioon (T), mis on suunatud suhtelisele liikumisele vastupidi (joon. 13). See on hõõrdejõud.

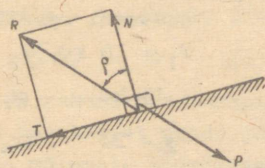
Hõõrdejõud on võrdeline normaalsurvele. Liugehõõrdumisel $T = fN$. Veerehõõrdumisel (joon. 14)

see reaktsioon jagada kaheks omavahel perpendikulaarseks komponendiks (joon. 12).

Kui jõud (P)^x püüab nihutada või nihutab keha mittetasasel pinnal, siis peale



Joon. 12



Joon. 13

$$T = \frac{k}{r} N, \text{ ehk } T = fN,$$

kus f - liugehõõrdetegur (mõõduta);

k - veerehõõrdetegur (mõõdetakse pikkusühikutes);

$$f_1 = \frac{k}{r} - \text{taandatud}$$

veerehõõrdetegur (mõõduta).

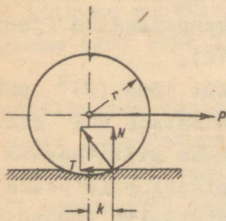
Nurka mittetasase pinna täisreaktsiooni suuna ja normaalkomponendi (joon. 13) vahel nimetatakse hõõrdenurgaks, kusjuures

$$\text{tg} = \frac{T}{N} = f$$

x)

Siin ja edaspidi jõude ja teisi vektoriaalseid suurusi tekstis ja joonistel lihtsuse mõttes märgime nagu nende suuruste mooduleid, s.o. ilma ülemise kriipsuta.

Teema 4. Ühte punkti rakendatud tasapinnalise jõudude süsteemi (P_i) resultant (R) võrdub nende jõudude geomeetrilise summaga (joon.16): $\bar{R} = \sum \bar{P}_i$. Analüütiliselt see jõud määratakse projektsioonide meetodil järgmise valemiga :



Joon. 14

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2} ;$$

$$\cos (R, x) = \frac{X}{R} ;$$

$$\cos (R, y) = \frac{Y}{R} ;$$

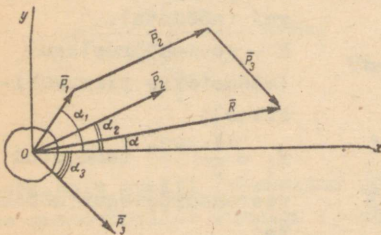
$$X = \sum X_i ; \quad Y = \sum Y_i ;$$

$$X_i = P_i \cdot \cos (\bar{P}_i x) ;$$

$$Y_i = P_i \cdot \cos (\bar{P}_i y) ;$$

kus (P_i, x) ja (P_i, y) - nurgad jõudude ja koordinaattelgede positiivsete suundade vahel.

Näide 1 : Määrata joon.15 näidatud punkti rakendatud jõudude



Joon. 15

süsteemi resultantjõud, kui $P_1 = 10 \text{ kg}$, $P_2 = 20 \text{ kg}$, $P_3 = 15 \text{ kg}$, $\alpha_1 = 60^\circ$, $\alpha_2 = 30^\circ$, $\alpha_3 = 45^\circ$.

Lahendus. Arvutame jõudude projektsioonid koordinaattelgedele :

$$X_1 = P_1 \cdot \cos \alpha_1 = 10 \cdot \cos 60^\circ = 10 \cdot 0,5 = 5 \text{ kg} ;$$

$$X_2 = P_2 \cdot \cos \alpha_2 = 20 \cdot \cos 30^\circ = 20 \cdot 0,866 = 17,32 \text{ kg} ;$$

$$X_3 = P_3 \cdot \cos \alpha_3 = 15 \cdot \cos 45^\circ = 15 \cdot 0,707 = 10,6 \text{ kg} ;$$

$$X = \sum X_i = 5 + 17,32 + 10,6 = 32,92 \text{ kg} ;$$

$$Y_1 = P_1 \cdot \cos (90 - \alpha_1) = P_1 \cdot \sin \alpha_1 = 10 \cdot \sin 60^\circ = 10 \cdot 0,866 = 8,66 \text{ kg} ;$$

$$Y_2 = P_2 \cdot \sin \alpha_2 = 20 \cdot \sin 30^\circ = 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ kg} ;$$

$$Y_3 = -P_3 \cdot \sin \alpha_3 = -15 \cdot \sin 45^\circ = -15 \cdot 0,707 = -10,6 \text{ kg} ;$$

$$Y = \sum Y_i = 8,66 + 10 - 10,6 = 8,06 \text{ kg.}$$

Määrame resultantjõu mooduli :

$$R = \sqrt{X^2 + Y^2} = \sqrt{32,92^2 + 8,06^2} = 33,9 \text{ kg.}$$

Määrame nurga koosinuse, mille moodustab resultantjõud teljega O_x :

$$\cos(R, x) = \frac{x}{R} = \frac{32,92}{33,9} = 0,971 ,$$

$$\text{kust } (R, x) = \alpha = 13^{\circ} 35'$$

Joonisel 15 kujutatud keha kinnitamiseks trossi abil peab see olema tõmmatud resultantjõu mõjumisjoonel jõule vastassuunas.

Ühte punkti rakendatud tasapinnaliste jõudude süsteemi tasakaaluks on vajalik, et nende geomeetiline summa võrduks nulliga, s.o. et jõuhulknurk peab olema kinnine :

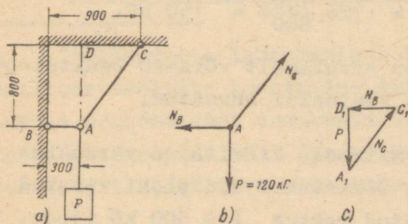
$\sum \vec{P}_i = 0$. See geomeetiline tingimus viitab kahele analüütilisele tingimusele - tasakaalu tingimustele

$$\sum X_i = 0 \quad \text{ja} \quad \sum Y_i = 0 ,$$

s.o. ühte punkti rakendatud tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaaluks on vajalik, et nende jõudude projektsioonide algebraline summa mõlemale koordinaatteljele eraldi võrduks nulliga.

Geomeetrilist tasakaalu tingimust on otstarbekas kasutada siis, kui jõu mõjumissuunad määratakse joonmõõtudega, tasakaalu võrrandeid aga siis, kui jõudude suunad määratakse nurkade kaudu.

Näide 2. Koorem raskusega $P = 120 \text{ kg}$ on riputatud lakke



Joon. 16

trossi AC abil ja tõmmatakse seina poole horisontaalse trossiga AB. Koorma asend on näidatud joon. 16 a.

Määrata pingutused (jõud) trossides.

Lahendus.

1. Valime punkti, mis on tasakaalus antud jõu (P) ja otsitava jõudude (reaktsioonide) mõjul. Selliseks punktiks osutub koorma kinnituspunkt A.
2. Sidemete (trosside) mõju asendame reaktsioonidega. Need reaktsioonid on suunatud piki trosse punktist A väljapoole (joon. 16 b).
3. Kuna selles ülesandes jõudude suund määratakse joonsuurustega, siis ülesande lahendamisel kasutame tasakaalu geomeetrilist tingimust; jõuhulknurk (kolmnurk) peab olema kinnine. Kolmnurga ehitamist algame tuntud jõust: joonestame jõu P vektori valitud mõõtkavas (joon. 16 c) ja selle vektori lõpust tõmbame jõu N_c suunale paralleelse sirge. Sellele sirgele joonestame jõule N_c võrdse vektori ja jõu N_c vektori lõpust tõmbame jõule N_B võrdse vektori. Kuna jõu N_c suurus pole teada, siis jõu N_B suuna tõmbame läbi vektori P alguse (joon. 16 c). Saadud kolmnurga $A_1 C_1 D_1$ küljed kujutavad valitud mõõdus jõude P, N_c ja N_B , kusjuures külge P on tuntud. Kahe ülejäänud külje määramiseks võrdleme jõukolmnurka $A_1 C_1 D_1$ kolmnurgaga ACD (joon. 16 a). Näidatud kolmnurgad on sarnased. Kõik kolmnurga ACD küljed määrame kergesti :

$$CD = 900 - 300 = 600 \text{ mm};$$

$$AC = \sqrt{AD^2 + CD^2} = \sqrt{300^2 + 600^2} = 1000 \text{ mm.}$$

Kolmnurkade sarnasusest määrame jõud:

$$\frac{N_B}{P} = \frac{CD}{AD} ; \quad N_B = P \frac{CD}{AD} = 120 \frac{600}{800} = 90 \text{ kG} ;$$

$$\frac{N_c}{P} = \frac{AC}{AD} ; \quad N_c = P \frac{AC}{AD} = 120 \frac{1000}{800} = 150 \text{ kG.}$$

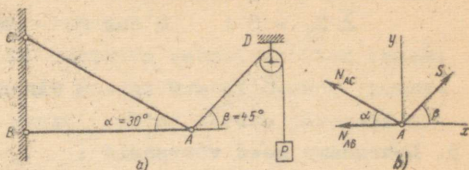
Trossile mõjuvad jõud on arvuliselt võrdsed reaktsioonidega N_B ja N_c , kuid on vastupidi suunatud.

Näide 3. Määrata jõud šarniirselt kinnitatud varrastes AB ja AC, kui šarniiri A polti tõmmatakse üle ploki visatud trossiga, mille otsa on kinnitatud raskus $P = 500 \text{ kG}$ (joon. 17 a).

Hõõrdumist plokis ei arvestata.

Lahendus.

1. Vaatleme šarniirpoldi A tasakaalu: selles punktis on rakendatud antud jõud S , mis mõjub piki trossi AD ja on võrdne koorma



Joon. 17

raskusega P ja ka varraste reaktsioonidega.

2. Sidemete mõju asendame reaktsioonidega teades, et šarniirseltselt ühendatud ja ainult šarniirides koormatud varraste reaktsioonid on suunatud piki vardaid: tõmbel šarniirist väljapoole ja surveel šarniiri poole. Joon 17 b on näidatud punktile A mõjuvad jõud: trossi tõmme $S = P$, varda AB reaktsioon N_{AB} ja varda AC reaktsioon N_{AC} , kusjuures oletatakse, et mõlemad vardad on tõmmatud.
3. Kuna jõudude suunad on antud nurkadega α ja β , siis ülesande lahendamisel kasutame tasakaaluvõrrandeid. Telje x suuname piki varrast AB ja telje y vardale perpendikulaarselt. Tasakaaluvõrrandis kasutatavad suurused on otstarbekas koondada alljärgnevasse tabelisse^{x)}:

P_i	X_i	Y_i
S	$S \cos \beta$	$S \sin \beta$
N_{AC}	$- N_{AC} \cos \alpha$	$N_{AC} \sin \alpha$
N_{AB}	$- N_{AB}$	0

^{x)} Ülesannete lahendamisel tasakaaluvõrrandite abil on selliste tabelite koostamine kursuse õppimise algul, kuni vilumuse omandamiseni tasakaaluvõrrandite koostamisel, väga otstarbekas. Edaspidi võib aja kokkuhoiduks ülesannete lahendamisel tabeli koostamisest loobuda.

4. Koostame tasakaaluvõrrandid :

$$\sum X_i = 0 ; \quad S \cos \beta - N_{AC} \cos \alpha - N_{AB} = 0; \quad (1)$$

$$\sum Y_i = 0 ; \quad S \sin \beta + N_{AC} \sin \alpha = 0. \quad (2)$$

5. Lahendame need võrrandid :

Võrrandist (2)

$$N_{AC} = -\frac{S \sin \beta}{\sin \alpha} = -\frac{500,0,707}{0,50} = -707 \text{ kg.}$$

Võrrandist (1)

$$N_{AB} = S \cos \beta - N_{AC} \cos \alpha = -500,0,707 + \\ + 707 \times 0,866 = 965 \text{ kg.}$$

Märk miinus jõu N_{AC} ees näitab, et selle jõu suund on vastupidine lahenduse algul oletatud suunale, s.t. varras AC ei ole tõmmatud, vaid on surutud.

Teema 5. Jõupaariks nimetatakse kahest võrdsest, paralleelsest ja vastupidi suunatud jõust koosnevat süsteemi. Jõupaari mõju määratakse jõupaari momendiga, mis on ühe jõu ja jõudude vahelise kauguse (õla) korrutis.

Kaks võrdse momendiga jõupaari on staatiliselt ekvivalentsed (jõupaaride ekvivalentsuse teoreem). Jõupaari mõju kehale ei muutu, kui jõupaar tema mõjumistasapinnas mistahes kohta üle kanda.

Ühel tasapinnal mõjuvaid jõupaare võib liita ja asendada ühe paariga. Resultantjõupaari moment võrdub üksikute jõupaaride momentide algebralise summaga. Jõupaaride tasakaaluks on tingimata vajalik, et nende momentide summa võrduks nulliga. Jõupaari võib tasakaalustada ainult jõupaariga (mitte jõuga). Jõupaari projektsioon mistahes teljele võrdub nulliga.

Teema 6. Jõu momendiks punkti suhtes nimetatakse vastava märgiga võetud jõu ja tema õla korrutist. Jõu õlaks punkti suhtes nimetatakse perpendikulaari pikkust, mis on tõmmatud punktist jõu mõjumissuunale. Pur Δ , mille suhtes võetakse

moment, nimetatakse momendi tsentriks. Moment loetakse positiivseks, kui jõud püüab pöörata joonise pinda ümber momendi tsentri kellaosuti liikumise suunas^{x)}.

Jõu moment jõu mõjumisjoonel asetseva vabalt valitud punkti suhtes võrdub nulliga. Jõupaari moodustavate jõudude momentide summa vabalt valitud punkti suhtes võrdub jõupaari momendiga.

Kõva keha vabalt valitud punkti rakendatud jõudu võib üle viia paralleelselt tema suunale mistahes teise punkti, lisades sealjuures jõupaari, mille moment võrdub üleviidud jõu momendiga selle punkti suhtes, kuhu jõud üle viidi. Sellist jõu üleviimist nimetatakse tema taandamiseks antud punkti (taandamistsentrisse). Selle reegli järgi võib kõiki tasapinnaliste jõudude süsteemi jõude üle viia mistahes vabalt valitud punkti. Selle tulemusena saame ühte punkti rakendatud jõudude ja jõupaaride süsteemi. Taandamistsentrisse rakendatud jõud summeeritakse geomeetriselt, jõupaaride momendid aga algebraliseks. Lõpptulemusena saame ühe taandamistsentrisse rakendatud jõu ja ühe jõupaari.

Seega tasapinnaline jõudude süsteem on ekvivalentne ühe jõuga, mis kannab süsteemi peavektori nime ja ühe jõupaariga, mille momenti nimetatakse süsteemi peamomendiks.

Jõudude süsteemi peavektor võrdub nende jõudude geomeetriselise summaga; tema suurus (moodul) ja suund ei sõltu taandamistsentri valikust.

Jõudude süsteemi peamoment võrdub süsteemi komponentjõudude momentide algebralise summaga taandamistsentri suhtes.

x) Tuleb meeles pidada, et momendi märgi reegel on tingimulik. Paljudes õpikutes on toodud vastupidine märgi reegel, s.o. positiivseks momendi suunaks loetakse moment, mis püüab joonise pinda pöörata kellaosuti liikumisele vastupidises suunas.

Peavektor osutub kogu süsteemi resultandiks ainult juhul, kui peamoment võrdub nulliga. Tasapinnalise jõudude süsteemi resultantjõu moment vabalt valitud punkti suhtes võrdub komponentjõudude momentide summaga sama punkti suhtes (Varignoni teoreem).

Tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaaluks on vajalik, et peavektor ja peamoment võrduksid nulliga. See tasakaalutingimus koosneb kolmest tasakaaluvõrrandist.

Igasuguse tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaaluvõrrandid võib koostada kasutades kolmest võimalikust viisist ühte:

Tasakaaluvõrrandite esimene liik - tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaaluks on vajalik ja küllaldane, et nende jõudude projektsioonide algebraline summa kahеле koordinaatteljele ja nende jõudude momentide algebraline summa vabalt valitud punkti suhtes, mis asetseb jõudude mõjumistasapinnas, oleksid võrdsed nulliga:

$$\sum X_i = 0 ; \sum Y_i = 0 ; \sum m_{ic} = 0 .$$

Tasakaaluvõrrandite teine liik - tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaaluks on vajalik ja küllaldane, et nende jõudude momentide algebraline summa mingi kahe vabalt valitud punkti suhtes ja jõudude projektsioonide algebraline summa vabalt valitud teljele võrduksid nulliga, kusjuures valitud telg ei tohi olla perpendikulaarne vabalt valitud punkte ühendavale sirgele:

$$\sum m_{iA} = 0 ; \sum m_{iB} = 0 ; \sum X_i = 0 .$$

Tasakaaluvõrrandite kolmas liik - tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaaluks on vajalik ja küllaldane, et nende jõudude momentide summa kolme vabalt valitud punkti suhtes, mis ei asetse ühel sirgel, võrduks nulliga :

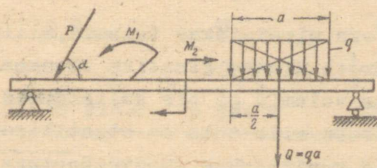
$$\sum m_{iA} = 0 ; \sum m_{iB} = 0 ; \sum m_{iC} = 0 .$$

Tasapinnaliste jõudude süsteemide tasakaalu
ülesannete lahendamise meetoodika.

- 1) Valida keha, mis on tasakaalus otsitavate jõudude ja kas või ainult ühe antud jõu mõjul ;
- 2) Selgitada kõik kehale mõjuvad aktiivjõud ja kujutada need vastavates punktides rakendatud vektoritena ;
- 3) selgitada sidemed, asendada nende mõju vastavate reaktsioonidega ja kujutada need reaktsioonid vektoritena ;
- 4) valida koordinaattelgede süsteem nii, et teljed oleksid perpendikulaarsed võimalikult paljudele jõududele ;
- 5) valida momendi tšenter nii, et teda läbiks võimalikult paljude jõudude mõjusirged (soovitav tundmatute) ;
- 6) koostada tasakaaluvõrrandid ja need lahendada ;
- 7) kontrollida lahendust: veenduda, et saadud tulemus rahuldab ülesande lahendamisel mittekasutatud tasakaaluvõrrandit.

Talasüsteemidele mõjuvad koormused jagatakse :

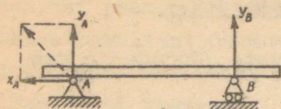
- 1) keskendatud jõud, millede mõju määratakse jõu P suurusega, rakenduspunktiga ja suunaga (nurk α) ;
- 2) keskendatud jõupaarid, millede mõju määratakse jõupaari momendiga M ;
- 3) mingile osale pikkusega a alaliselt mõjuv jaotatud koormus, mille mõju määratakse selle koormuse intensiivsusega q - jõuga, mis tuleb tala ühe pikkusühiku kohta (kG/m, t/m jne.). Staatika ülesannete lahendamisel jaotatud koormus asendatakse keskendatud jõuga, mis on selle koormuse resultandiks. Ühetaoliselt jaotatud koormuse puhul ($q = \text{const}$) keskendatud jõud võrdub koormuse in-



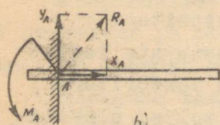
Joon. 18

tensiivsuse ja ühtlaselt koormatud osa pikkuse korrutisega ning on rakendatud ühetaoliselt jaotatud koormuse keskele.

Staatiliselt määratud^{x)} talad võivad olla kahel toel (joon.



a)



b)

Joon. 19

19 a) või jäigalt kinnitatud otsaga (joon. 19 b).Kahe toe puhul üks tuge-dest peab olema šarniirselt liikuv, teine šarniirselt liikumatu.Šarniir-selt liikuva toe reaktsioon on per-pendikulaarne tugipinnale;šarniirselt mitteliikuvas toes tuleb reaktsioon jagada kaheks komponendiks, kusjuures üks neist olgu tala teljega paralleel-ne ja teine risti.

Toereaktsioonide määramisel tuleb kasutada teist liiki tasakaaluvõrrandeid, s.o. koostada kaks momentide summa võr-randit tugipunktide suhtes ja jõudude projektsioonide summa tala pikitelje kohta. Lahenduse kontrollimiseks tuleb koos-tada jõudude projektsioonide summa talale ristiasetseva telje kohta. Joon. 19 b toodud jäigalt kinnitatud tala kin-nituskoha reaktsioonjõud R_A tuleb jagada kaheks vastastikku perpendikulaarseks komponendiks X_A ja Y_A , ning reaktsiooni jõupaariks; selle jõupaari momenti M_A nimetatakse reaktsioo-ni momendiks ehk kinnitusemomendiks.

Toereaktsioonide määramisel tuleb kasutada esimest lii-ki tasakaaluvõrrandeid, suunates ühe koordinaattelje tala telge mööda ja võttes momentide tsentriks kinnituskoha. La-henduse kontrollimiseks võib koostada momentide summa tala pikiteljel asetseva vabalt valitud punkti suhtes.

Näide 4 : Üntlane (homogeenne) varras AB pikkusega $l = 4$ m ja kaaluga $G = 60$ kG on kinnitatud pörandi külge šarniiriga A ja toetub sileda pinnaga astmele punktis D (joon.20).

^{x)} Staatiliselt määratuteks nimetatakse talasid, millede toe-reaktsioonid võib määrata üksnes staatika tasakaaluvõrran-dite abil. Kui staatika valemid ei ole küllaldased toe-reaktsioonide määramiseks, siis tala on staatiliselt määra-matu. Selliseid talasid käsitatakse tugevusõpetuse kursu-ses.

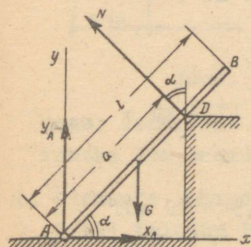
Tasakaaluseisundis varras moodustab pörandaga nurga $\alpha = 60^\circ$; kaugus šarniiri A ja astme D vahel $a = 3$ m. Määrata šarniiri A ja astme D reaktsioon.

Lahendus.

1. Vaatleme varda AB, millele on rakendatud otsitav reaktsioon ja antud jõud G , tasakaalu.

2. Aktiivjõuks on varda kaal G , mille rakenduspunkt asetseb varda keskel punktis C.

3. Astmele toetuva sileda pinna reaktsioonijõud N on perpendikulaarne vardale ja järelikult moodustab vertikaaliga nurga α ^{x)}; šarniiri reaktsiooni lahutame kaheks vastastikku perpendikulaarseks komponendiks: horisontaalseks X_A ja vertikaalseks Y_A .



Joon. 20

4. Koordinaatide algpunkti asetame punkti A ja telgede suuna valime nii nagu on näidatud joon. 20.

5. Momentide tsentriks võtame punkti A.

6. Tasakaaluvõrrandites kasutatavad suurused koondame tabelisse. Selles tabelis d_{iA} on jõu õlg valitud momentide tsentri suhtes. Tabelisse kanname järjekorras kõik jõud alates joonise vasakust punktist kuni joonise äärmise parempoolse punktini.

P_i	X_i	Y_i	d_{iA}	m_{iA}
Y_A	0	Y_A	0	0
X_A	X_A	0	0	0
G	0	$-G$	$\frac{1}{2} \cos \alpha$	$G \frac{1}{2} \cos \alpha$
N	$-N \sin \alpha$	$N \cos \alpha$	a	$-Na$

x) Siin ja edaspidi näitame aktiiv- ja reaktiivjõud otsestelt antud süsteemi joonisel, kujutamata eraldi kehi, mille tasakaalu me vaatleme.

7. Koostame tasakaaluvõrrandid :

$$\sum X_i = 0 ; \quad X_A - \sin \alpha = 0 ; \quad (1)$$

$$\sum Y_i = 0 ; \quad Y_A - G + N \cos \alpha = 0 ; \quad (2)$$

$$\sum m_{iA} = 0 ; \quad G/2 \cos \alpha - N \cdot a = 0 . \quad (3)$$

Lahendust alustame võrrandist (3)

$$N = \frac{G \cos \alpha}{2 \cdot a} = \frac{60 \cdot 4 \cdot 0,5}{2 \cdot 3} = 20 \text{ kG} ;$$

Võrrandist (1)

$$X_A = N \sin \alpha = 20 \cdot 0,866 = 17,3 \text{ kG} ;$$

Võrrandist (2)

$$Y_A = G - N \cos \alpha = 60 - 20 \cdot 0,5 = 50 \text{ kG}.$$

8. Arvutuse kontrollimiseks võtame kõikide jõudude momentide summa punkti C suhtes (varda keskel):

$$\begin{aligned} \sum m_{iC} &= Y_A \cdot l/2 \cos \alpha - X_A \cdot l/2 \sin \alpha - N(a - l/2) = \\ &= 50 \cdot 2 \cdot 0,5 - 17,3 \cdot 2 \cdot 0,866 - 20(3 - 2) = 0 , \end{aligned}$$

s.t. lahendus on õige.

Näide 5. Oletades, et eelmises näites šarniir A on asendatud mittesileda horisontaalpinnaga, määrata hõõrde teguri suurus varda ja tasapinna vahel, kui näidatud asendis varras on tasakaalus.

Lahendus.

Ülesande lahendus on sama, mis näites 4, kusjuures reaktsioon X_A antud juhul osutub hõõrdejõuks $X_A = f Y_A$.

Pärast toereaktsioonide määramist leiame

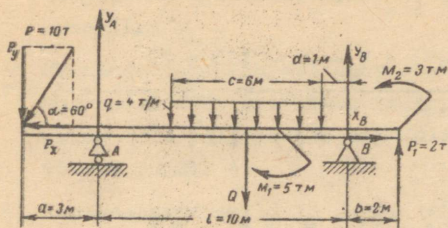
$$f = \frac{X_A}{Y_A} = \frac{17,3}{50} = 0,346$$

Näide 6. Määrata joonisel 21 toodud tala toereaktsioonid.

Märkus: tehnilistel põhjustel on mõõtühikud joonistel toodud venekeelses tähistuses.

Lahendus.

1. Vaatleme tala tasakaalu.



Joon. 21

2. Ühtlaselt jaotatud koormuse asendamise keskendatud jõuga

$$Q = q \cdot c = 4 \cdot 6 = 24 \text{ t}$$

3. Šarniirise liikuva toe A reaktsiooni Y_A on perpendikulaarne tala tel-

jega; Šarniirise mitteliikuva toe B reaktsiooni lahutame kaheks komponendiks X_B ja Y_B .

4. Ülesande lahendamisel kasutame tasakaaluvõrrandite teist liiki. Kaldjõu P momendi määramiseks on otstarbekas ta jagada kaheks komponendiks ja siis kasutada Varignon'i teoreemi;

$$m(P) = m(P_x) + m(P_y) :$$

$$P_x = P \cos \alpha ; \quad P_y = P \sin \alpha ;$$

kusjuures jõu P_x momendid punktide A ja B suhtes võrduvad nulliga.

5. Koostame tasakaaluvõrrandid :

$$\begin{aligned} \sum m_{1A} &= 0 ; \quad - P \sin \alpha \cdot a + Q \left(1 - d - \frac{c}{2} \right) + M_1 + \\ &+ Y_B \cdot 1 - M_2 - P_1 (1 + b) = 0 ; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sum m_{1B} &= 0 ; \quad - P \sin \alpha (a + 1) + Y_A \cdot 1 - Q \left(d + \frac{c}{2} \right) + \\ &+ M_1 - M_2 - P_1 b = 0 ; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\sum X_i = 0 ; \quad - P \cos \alpha + X_B = 0 . \quad (3)$$

Igas saadud võrrandis on ainult üks tundmatu, mida on kerge leida.

Võrrandist (1)

$$Y_B = \frac{-P \sin \alpha \cdot a + Q(1-d - \frac{c}{2}) + M_1 - M_2 - P_1(1+b)}{1} =$$

$$= \frac{-10.0,866.3 + 24(10-1-3) + 5 - 3 - 2(10+2)}{10} = 9.6 \text{ t.}$$

Võrrandist (2)

$$Y_A = \frac{P \sin \alpha (a+1) + Q(d + \frac{c}{2}) - M_1 + M_2 + P_1 b}{1} =$$

$$= \frac{10.0,866(3+10) + 24(1+3) - 5 + 3 + 2.2}{10} = 21 \text{ t}$$

Võrrandist (3)

$$X_B = P \cos \alpha = 10.0,5 = 5 \text{ t.}$$

Lahenduse kontroll :

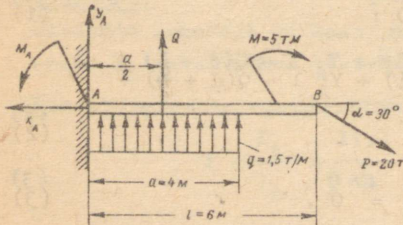
$$\sum Y_i = -P \sin \alpha + Y_A - Q + Y_B + P_1 = -10.0,866 +$$

$$+ 21 - 24 + 9,6 + 2 \approx 0,$$

s.t. lahendus on õige.

Näide 7. Leida joonisel 22 kujutatud tala kinnitatud otsa reaktsioon, kui $P = 2 \text{ t}$, $q = 1.5 \text{ t/m}$, $M = 5 \text{ tm}$, $\alpha = 30^\circ$,

$$a = 4 \text{ m}, \quad l = 6 \text{ m}.$$



Lahendus.

1. Vaatleme tala AB tasakaalu;
2. Ühtlaselt jaotatud koormuse asendame keskendatud jõuga

$$Q = 3 q \cdot a = 1,5 \cdot 4 = 6 \text{ t}$$

3. Tala seinasse kinnitamise kohas tekib reaktsioonjõud, mille jaotame komponentideks X_A , Y_A ja reaktsioonpaar momendiga M_A .
4. Ülesande lahendamisel kasutame esimest liiki tasakaaluvõrrandeid. Ühe koordinaattelje suuname piki tala telge ja teise tala teljele perpendikulaarselt; momendi tsentriks võtame punkti A.
5. Tasakaaluvõrrandid ja nende lahendused :

$$\sum X_i = 0 ; \quad -X_A + P \cos \alpha = 0 ,$$

$$X_A = P \cos \alpha = 20 \cdot 0,866 = 17,3 \text{ t} ;$$

$$\sum Y_i = 0 ; \quad Y_A + Q - P \sin \alpha = 0 ,$$

$$Y_A = P \sin \alpha - Q = 20 \cdot 0,5 - 6 = 4 \text{ t} ;$$

$$\sum m_{iA} = 0 ; \quad -M_A - Q \frac{a}{2} + P \sin \alpha \cdot l = 0 ,$$

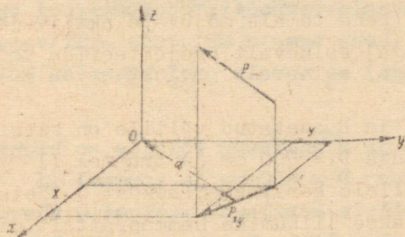
$$M_A = -Q \frac{a}{2} + M + P \sin \alpha \cdot l = -6 \frac{4}{2} + 5 + 20 \cdot 0,5 \cdot 6 = 53 \text{ t m}$$

6. Lahenduse kontroll :

$$\sum m_{iB} = -M_A + Y_A \cdot l + Q(l - \frac{a}{2}) + M =$$

$$= -53 + 4 \cdot 6 + 6(6-2) + 5 = 0 .$$

Teema 7. Jõu (P) projekteerimiseks telgedele (O_x, O_y), milised ei asetse jõudude mõjumistasapinnas (joon.23), tuleb



Joon. 23

jõud esialgselt projekteerida tasapinnale ($x O y$), kus asetseb projektsiooni telg. Selliselt saadud projektsioonvektor \underline{P}_{xy} projekteeritakse teljele.

Vektori projektsioon tasapinnale on vektor, vektori projektsioon teljele on skalaar. Ühele koordinaatteljele paralleelne jõud projekteeritakse sellele teljele "loomulikult suuruses"; tema projektsioonid kahele teisele teljele võrduvad nulliga. Mingile koordinaattasapinnale paralleelne jõud projekteeritakse ainult kahele teljele, mis asetsevad sellel tasapinnal (kui ta pole perpendikulaarne ühelegi neist); tema projektsioon kolmandale koordinaatteljele võrdub nulliga.

Et määrata jõu (P) moment telje Oz (joon. 23) suhtes on eelnevalt vajalik projekteerida see jõud telje suhtes perpendikulaarsele tasapinnale (xOy) ja siis võtta selle projektsiooni (P_{xy}) moment telje ja tasapinna lõikumispunkti O suhtes :

$$m_z(P) = m_o(P_{xy}) = P_{xy} \cdot d .$$

Jõu moment telje suhtes võrdub nulliga, kui jõud on paralleelne või lõikub selle teljega.

Ruumilise jõudude süsteemi tasakaaluks on vajalik ja küllaldane, et kõikide jõudude projektsioonide algebraline summa igale kolmele koordinaatteljele ja nende jõudude momentide algebraline summa kolme koordinaattelje suhtes võrduksid nulliga :

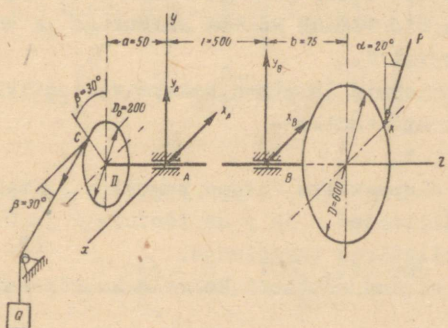
$$\sum X_i = 0 ; \quad \sum Y_i = 0 ; \quad \sum Z_i = 0 ;$$

$$\sum m_{ix} = 0 ; \quad \sum m_{iy} = 0 ; \quad \sum m_{iz} = 0 .$$

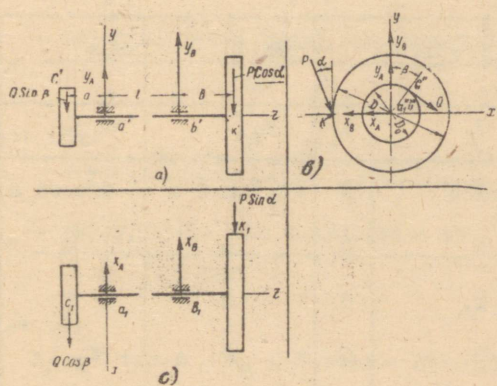
Ülesannete lahendamise meetodika ruumilise jõudude süsteemi tasakaalu kohta on sama, mis tasapinnalisel süsteemilgi. Ainult kuni tasakaaluvõrrandite koostamiseni on otsustarbekas kogu süsteem (keha temale mõjuvate aktiiv- ja sidemete reaktsioonjõududega) eelnevalt projekteerida kolmele koordinaattasapinnale.

Näide 8. Laagritele A ja B asetatud völliile on kinnitatud hammasratas I läbimõõduga $D = 600$ mm ja trummel II läbimõõduga $D_o = 200$ mm, millele keritakse raskust Q tõstev köis (joon. 24). Völliile antakse liikumine hammasrattalt, mida po-

le joonisel näidatud; hammasarataste hambumine toimub horisontaalsel läbimõõdul asetsevas punktis K, hambumisjõud $P = 100$ kG moodustab vertikaaliga nurga $\alpha = 20^\circ$. Kõis keritakse trumlile horisontaali suhtes nurga $\beta = 30^\circ$ all (puntuja suund,



Joon. 24



Joon. 25

Määrata laagrite reaktsioonid ja tõstetava raskuse suurus. Mõõ-
dud joonisel 24 on toodud millimeetrites.

Lahendus.

1. Vaatleme võlli tasakaalu koos temale kinnitatud hammasrat-
ta ja trumliga.
2. Võllile mõjuvateks aktiivjõududeks on hambumisjõud P ja
kõie pingutus, mis võrdub koorma raskusega ja on suunatud
piki kõiit punktist C .
3. Laagrite reaktsioonid lahutame kaheks vastastikku perpen-
dikulaarseks komponendiks -
 X_A, Y_A ja X_B, Y_B .
4. Koordinaatide algpunktiks võtame punkti A ja telje z suu-
name piki võlli; teljed x ja y on jõudude P ja Q mõjumista-
sapinnaga paralleelses tasapinnas.
5. Projekteerime saadud süsteemi kolmele koordinaattasapinnale
(joon.25).
6. Kõik tasakaaluvõrrandites esinevad suurused kanname tabe-
lisse :

Koord. tasa- pinnad	xOy	yOz	yOz	xOz	xOy	
P_1	X_1	Y_1	Z_1	m_{1x}	m_{1y}	m_{1z}
Q	$Q \cos \beta$	$-Q \sin \beta$	0	$-Q \sin \beta a$	$-Q \cos \beta a$	$Q \frac{D}{2}$
X_A	$-X_A$	0	0	0	0	0
Y_A	0	Y_A	0	0	0	0
X_B	$-X_B$	0	0	0	$-X_B l$	0
Y_B	0	Y_B	0	$-Y_B l$	0	0
P	$P \sin \alpha$	$-P \cos \alpha$	0	$P \cos \alpha (l+b)$	$P \sin \alpha (l+b)$	$-P \cos \alpha \frac{D}{2}$

7. Koostame tasakaaluvõrrandid :

$$\sum X_1 = 0 ; \quad Q \cos \beta - X_A - X_B + P \sin \alpha = 0 ; \quad (1)$$

$$\sum Y_1 = 0 ; \quad - Q \sin \beta + Y_A + Y_B - P \cos \alpha = 0 ; \quad (2)$$

$$\sum m_{ix} = 0 ; \quad - Q \sin \beta \cdot a - Y_B \cdot l + P \cos \alpha (1+b) = 0 ; \quad (3)$$

$$\sum m_{iy} = 0 ; \quad - Q \cos \beta \cdot a - X_B \cdot l + P \sin \alpha (1+b) = 0 ; \quad (4)$$

$$\sum m_{iz} = 0 ; \quad Q \frac{D_0}{2} - P \cos \alpha \frac{D}{2} = 0 . \quad (5)$$

8. Lahendame saadud võrrandid :

Võrrandist (5)

$$Q = \frac{P \cos \alpha D}{D_0} = \frac{100.0,939.600}{200} = 282 \text{ kg} .$$

Võrrandist (4)

$$\begin{aligned} X_B &= \frac{- Q \cos \beta \cdot a + P \sin \alpha (1+b)}{1} = \\ &= \frac{- 282.0,866.50 + 100.0,342.(500+75)}{500} = 15 \text{ kg} . \end{aligned}$$

Võrrandist (3)

$$\begin{aligned} Y_B &= \frac{- Q \sin \beta \cdot a + P \cos \alpha (1+b)}{1} = \\ &= \frac{- 282.0,5.50 + 100.0,939(500 + 75)}{500} = 94 \text{ kg} . \end{aligned}$$

Võrrandist (2)

$$\begin{aligned} Y_A &= Q \sin \beta - Y_B + P \cos \alpha = 282.0,5 - 94 + \\ &+ 100.0,939 = 141 \text{ kg} . \end{aligned}$$

Võrrandist (1)

$$X_A = Q \cos \beta - X_A + P \sin \alpha = 282.0,866 - 15 + \\ + 100.0,342 = 265 \text{ kG} .$$

Teema 8. Keha raskuskeskmeks nimetatakse punkti, mida keha mistahes asendi puhul ruumis läbib antud keha osakeste raskusjõudude resultantjõud. Raskuskeskme koordinaadid määratakse järgmiste valemitega :

$$x_c = \frac{\sum G_1 x_1}{G} ; \quad y_c = \frac{\sum G_1 y_1}{G} ; \quad z_c = \frac{\sum G_1 z_1}{G} ,$$

kus G - keha raskus, G_1 - keha elementaarsete osade raskus ; x_1, y_1, z_1 - nende osade raskusjõudude rakenduspunktide koordinaadid.

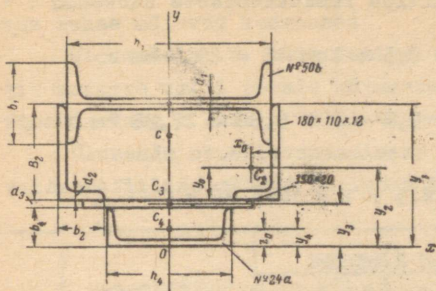
Sümmeetriliste kehade raskuskeskmed asetsevad vastavalt sümmeetriatasapinnas, sümmeetriateljel, sümmeetriatsentris. Liitkeha raskuskesket võib määrata nagu mitme massipunkti süsteemi raskuskesket : masspunktid saadakse kui keha iga osa raskus taandada tema raskuskeskmesse.

Kujundi pinna raskuskeskme koordinaadid

$$x_c = \frac{S_y}{F} ; \quad y_c = \frac{S_x}{F} ,$$

kus $S_y = \sum F_1 x_1$, $S_x = \sum F_1 y_1$ - kujundi pinna staatilised momendid koordinaattelgede suhtes ; F_1 - elementaarpindade pindalad; x_1, y_1 - nende pindade raskuskeskme koordinaadid. Raskuskesket läbivaid telgi nimetatakse tsentraattelgedeks. Pinna staatilised momendid tsentraattelgede suhtes võrduvad nulliga.

Näide 9. Määrata joonisel 26 toodud standardsetest profiilidest koosneva ristlõike raskuskeskme koordinaadid.



Joon. 26

lõige oleks sellest teljest ülevalpool.

1. Valime koordinaatide süsteemi. ^{x)}
Kuna ristlõige on sümmeetriline, siis üks koordinaattelgedest (telg Oy) ühtib sümmeetriateljega, aga teise (telg Ox) suuname nii, et kogu rist-

2. Märgime üksikute profiilide raskuskeskmed ja kirjutame **FOCT**-i profiilteraste tabelist välja arvutamiseks vajalikud lähteandmed :

$$I \text{ nr. 50 : } h_1 \times b_1 \times d_1 = 500 \times 170 \times 9,3 \text{ mm ;}$$

$$F_1 = 96,9 \text{ cm}^2 ;$$

$$L \text{ nr. 18/11 : } B_2 \times b_2 \times d_2 = 180 \times 110 \times 12 \text{ mm ;}$$

$$F_2 = 33,7 \text{ cm}^2 ; \quad x_0 = 2,44 \text{ cm} , \quad y_0 = 5,88 \text{ cm}.$$

$$\text{Riba : } b_3 \times d_3 = 350 \times 20 \text{ mm ;} \quad F_3 = 70 \text{ cm}^2 ;$$

$$L \text{ nr. 24 a : } h_4 \times b_4 \times d_4 = 240 \times 95 \times 5,6 \text{ mm ;}$$

$$F_4 = 32,9 \text{ cm}^2 ; \quad z_0 = 2,67 \text{ cm}.$$

-
- x) Kui analoogilise ülesande lahendamisel antakse skemaatiline ristlõike kujutus, tuleb alustada ülesande lahendamist ristlõike väljajoonestamisega küllalt suures mõõtkavas.

3. Määrame üksikute profiilide raskuskeskmete asukohad :

$$y_1 = b_4 + d_3 + B_2 = 9,5 + 2 + 18 = 29,5 \text{ cm} ;$$

$$y_2 = b_4 + d_3 + y_0 = 9,5 + 2 + 5,88 = 17,38 \text{ cm} ;$$

$$y_3 = b_4 + \frac{d_3}{2} = 9,5 + 1 = 10,5 \text{ cm} ;$$

$$y_4 = z_0 = 2,67 \text{ cm}.$$

4. Ristlõike pindala :

$$F = \sum F_1 = 96,9 + 2.33,7 + 70 + 32,9 = 267,2 \text{ cm}^2$$

5. Ristlõike staatiline moment x-telje suhtes :

$$S_x = \sum F_1 y_1 = 96,9 \cdot 29,5 + 2.33,7 \cdot 17,38 + \\ + 70 \cdot 10,5 + 32,9 \cdot 2,67 = 5643 \text{ cm}^3 .$$

6. Raskuskeskme ordinaat

$$y_c = \frac{S_x}{F} = \frac{5643}{267,2} = 21,1 \text{ cm}.$$

JUHENDID KONTROLLTÖÖ nr.1 TÄITMISEKS

Ülesandes nr.1 tuleb määrata resultantjõu suurus (moodul) ja nurk, mille moodustab resultantjõu mõjumisjoon valitud koordinaatsüsteemi ühe teljega.

Ülesanne nr.2 soovitatakse lahendada analüütiliselt, koostades tasakaaluvõrrandid šarniiris A rakendatud jõudude kohta. Soovitav on teostada lahenduse kontrollimine graafiliselt - ehitada šarniiris A mõjuvate jõudude jõuhulknurk.

Ülesanded 3 ja 4 tulevad lahendada järgneva kontrollimisega. Ülesande nr.4 lahendamisel on vajalik eelnevalt

joonestada mõõtkavas talade skeemid ja kanda nendele vastavas kohas mõjuvad koormused.

Ülesande nr.5 lahendamisel on vajalik teha abijoonis, mis kujutab võlli temale mõjuvate jõududega kolmes projektsioonis. Telg z ühtigu võlli teljega.

Ülesande nr.6 lahendamiseks vajalikud standardsete valtsprofiilide mõõdud on antud tabelites :

L -profiil	Mõõdud (mm)					Ristlõike pind. F (cm ²)	Raskuskeskme kaugus (cm)	
	B	b	d	R	r		y_0	
	180	110	10	14	4,7	28,3	2,44	5,88
			12			33,7	2,52	5,97

I - tala	Profiili nr.	Mõõdud (mm)						Ristlõike pind. F (cm ²)
		h	b	d	t	R	r	
	50	500	170	9,3	15,7	17	7	96,9
	55	550	180	10	16,5	18	7	113

[- tala	Profiili nr.	Mõõdud (mm)						Ristlõike pind. F (cm ²)	z_0 (cm)
		h	b	d	t	R	r		
	24	240	90	5,6	10	10,5	4	30,6	2,42
	24a	240	95	5,6	10,7	10,5	4	32,9	2,67

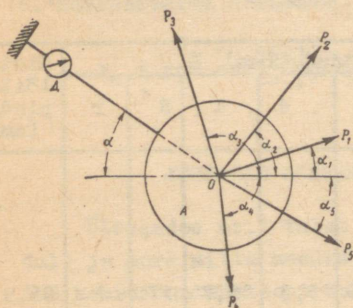
KONTROLLTÖÖ nr. 1 ÜLESANDED

Ülesanne nr.1

Trossi kaudu dünamomeetriga ühendatud plaat A on koor-

matud punktis O rakendatud jõude süsteemiga, nagu on näidatud joonisel 27. Kuidas tuleb kinnitada tross (missuguse nurga α all), et plaat jääks tasakaalu? Missugune on dünamomeetri näit?

Ülesanne lahendada graafiliselt ja analüütiliselt (projektsioonide meetodil).



Joon. 27

Andmed Variandid	P_1 (kg)	α_1°	P_2 (kg)	α_2°	P_3 (kg)	α_3°	P_4 (kg)	α_4°	P_5 (kg)	α_5°
I	20	15	15	30	30	60	10	75	25	45
II	15	30	80	45	20	15	5	60	10	105
III	10	45	20	15	30	105	25	30	5	60
IV	5	60	25	60	10	45	30	15	20	105
V	40	15	50	30	60	60	90	90	80	120
VI	10	30	20	45	30	90	40	60	50	105
VII	15	15	20	30	25	45	30	60	50	90
VIII	5	60	10	90	20	15	25	120	40	30
IX	50	15	40	60	30	75	20	90	10	30
X	25	90	15	105	50	15	10	30	30	60

Ülesanne nr. 2 .

Vardad AB ja AC on ühendatud omavahel ja tugipinnaga BC šarniiride abil. Šarniirpoldile (šarniiri teljele) A mõjuvad jõud P ja Q , nagu on näidatud skeemil. Määrata pingutused (jõud) varrastes. Hõõrdumist plokis D ei arvestata.

Andmed Variandid	Skeem	P (kG)	Q (kG)	α°	β°
I		2000	1000	30	60
II		1000	2000	60	30
III		750	500	45	45
IV		1000	1500	60	60
V		1000	500	45	45
VI		750	1500	30	60
VII		800	1200	60	30
VIII			1000	2000	30
IX	800		1000	60	30
X	750		1000	45	45

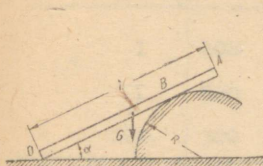
Ülesanne nr. 3

Variandid I - IV. Ühtlane varras pikkusega l ja kaaluga G toetub punktis B siledale silindrile raadiusega R ja mitesiledale pörandale punktis O . Määrata reaktsioonid punktides B ja O , kui tasakaaluseisundis varras moodustab pörandaga nurga α° (joon. 28).

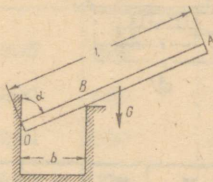
Millega võrdub hõõrdetegur pörandi ja varda vahel?

Andmed Variandid	G(kG)	l(m)	R(m)	α°
I	100	2.5	1.25	25
II	50	2.0	1.00	35
III	75	1.8	0.90	30
IV	25	3.0	1.50	30

Variandid V-VII. Ühtlane (homogeenne) varras OA pikkusega l toetub otsaga O mittedaledale seinale ja hoitakse tasakaalus ilma hõõrdumiseta toega punktis B.



Joon. 28

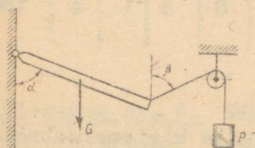


Joon. 29

Määrata varda surve seinale ja toele ning hõõrdetegur varda ja seina vahel, kui varda kaal on G , kal-lakusnurk seinaga α° , kaugus seina ja toe vahel b (joon.29).

Andmed Variandid	G(kG)	l(m)	b(m)	α°
V	100	4	1,5	60
VI	200	6	2	60
VII	300	5	2	75

Variandid VIII - X

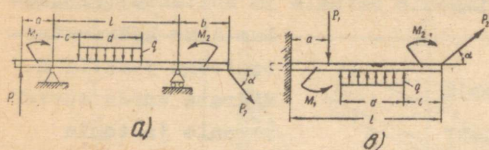


Joon. 30

Ühtlane varras AB raskusega G on kinnitatud seinale šarniiriga ja hoitakse tasakaalus trossiga, mille otsa on riputatud raskus P . Määrata varda surve seinale ja vajalik raskuse suurus, kui varras moodustab seinaga nurga α° ja tross nurga β° (joon.30). Hõõrdumist plokis ei arvestata.

Andmed Variandid	G(kG)	α°	β°
VIII	100	60	15
IX	200	60	75
X	150	45	30

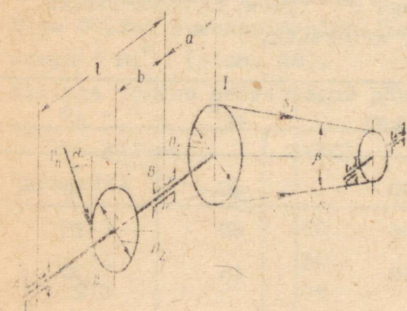
Ülesanne nr. 4 Määrata joonisel 31 toodud skeemidega talade toereaktsioonid.



Joon. 31

Andmed Variandid	P_1 (kG)	P_2 (kG)	M_1 (kG)	M_2 (kG)	q kg_m	a (m)	l (m)	b (m)	c (m)	d (m)	α°
I	100	200	-	200	10	2	8	3	1	4	0
II	-	400	200	400	20	2	8	3	1	4	30
III	100	150	250	-	15	1	8	4	2	5	45
IV	150	400	-	300	20	1	7	1	1	4	60
V	100	200	100	-	10	2	10	3	1	4	60
VI	-	400	200	400	15	2	10	2	1	3	180
VII	150	300	-	350	12	1	8	4	0	2	60
VIII	100	900	250	-	5	2	8	3	1	4	240
IX	900	750	-	500	20	1	10	1	5	1	135
X	-	450	800	700	50	2	8	3	1	4	180

Ülesanne nr. 5 Laagritele A ja B toetuvale horisontaalsele



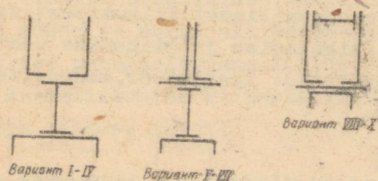
Joon. 32

võllile on kinnitatud rihmaseib I ja hammasratas II (joon.32). Rihmaseibile II mõjuvad rihmaharude pingutusjõud S_1 ja S_2 . Määrata laagrite reaktsioonid ja hambale mõjuv kogusurve (P_n), kui hambumisnurk $\alpha = 20^\circ$.

Andmed Variandid	S_1 (kg)	D_2 (mm)	D_1 (mm)	a (mm)	b (mm)	l (mm)	β°
I	400	200	320	200	500	1200	30
II	500	200	400	300	600	1500	20
III	300	200	500	200	500	1000	15
IV	600	160	320	300	300	800	30
V	800	125	180	200	300	750	15
VI	300	180	280	250	250	800	15
VII	800	250	400	250	300	900	20
VIII	450	200	320	300	500	1200	30
IX	600	250	400	300	200	800	10
X	800	200	320	150	250	600	30

Ülesanne nr. 6. Määrata ühe joon. 33 toodud standardprofiilidest koostatud ristlõike raskuskeske. Joonestada mõõtkavas

millimeeter- või joonestuspaberile arvutatav ristlõige.



Joon. 33

Andmed Variandid	I-profii- li nr.	[-profii- li nr.	Nurkte- ras Nr. 18/11 paksus(d)	Leht- terased
I	50	24	12	-
II	55	24 a	10	-
III	50	24 a	12	-
IV	55	24	12	-
V	55	24	10	250 x 20
VI	50	24	10	250 x 20
VII	55	24 a	12	250 x 20
VIII	50	24	12	350 x 20
IX	55	24	10	350 x 20
X	50	24 a	12	350 x 20

II ÜLESANNE PROGRAMM

II o s a

K i n e m a a t i k a

9. Sissejuhatus kinemaatikasse

Kinemaatika kui teadus mehhaanilisest liikumisest, vaadatudena lähtudes geomeetriast. Paigalseisu ja liikumise suhtelisuse mõiste. Kinemaatika põhimõisted: trajektoor, kaugus, teekond, aeg, kiirus ja kiirendus.

10. Punkti kinemaatika

Punkti liikumine mööda antud trajektoori. Liikumise graafik. Punkti sirgjooneline liikumine. Punkti ühtlane liikumine. Punkti ühtlase liikumise kiirus; ühtlase liikumise võrrand.

Punkti mitteühtlane liikumine. Mitteühtlase liikumise keskmine kiirus antud ajavahemikul ja kiirus antud punktis.

Sirgjoonelise liikumise kiirendus. Punkti ühtlaselt muutuv liikumine. Ühtlaselt muutuva liikumise võrrand. Ühtlaselt muutuva liikumise arvutusvalemid. Kinemaatilised graafikud.

Punkti kõverjooneline liikumine. Mõiste ringi kõverusest, kõveruse tsentrist, trajektoori kõveruse raadiusest, trajektoori kõverusest, puutujast ja normaalist.

Punkti kõverjoonelise liikumise kiirus, keskmine kiirus ja kiirus antud momendil. Kõverjoonelise liikumise kiirendus. Kiirenduse projektsioonid puutujale ja normaalele; erijuhused: sirgjooneline liikumine (ühtlane, ühtlaselt kiirenev), punkti ühtlane liikumine ringjoonel.

11. Kõva keha lihtsamad liikumised.

Kõva keha-translatoorne liikumine. Kõva keha pöörlev liikumine ümber liikumatu telje. Nurk-ümberpaigutus. Pöörleva liikumise võrrand. Ühtlane pöörlemine. Ühtlase pöörlemise nurkkiirus. Ühtlase pöörlemise võrrand.

Nurkkiiruse ühikud ja side nende vahel.

Mõiste mitteühtlasest pöörlemisest (nurkkiirus ja -kiirendus). Ühtlaselt muutuv pöörlemine. Ühtlaselt muutuva pöörlemise võrrand (tuletamata).

Pöörleva keha punktide joonkiirused. Valemid joonkiiruse määramiseks nurkkiiruse kaudu, mis on väljendatud radiaanide arvuga sekundis ja pöörete arvuga minutis. Pöörleva keha punktide normaal-(tsentripetaalne), puute- ja kogukiirendus.

12. Punkti liitliikumine.

Punkti absoluutne-, suhteline- ja kaasaliikumine. Ühte sirget mööda ja nurga all suunatud liikumiste liitmine. Ümberpaiknemiste parallelogramm. Kiiruste liitmise teoreem (suhtelise- ja kaasaliikumise kiiruste liitmine parallelogrammi ja kolmnurga seaduse järgi).

13. Kõva keha liitliikumine.

Mõiste keha tasaparalleelsest liikumisest. Tasaparalleelse liikumise lahutamine translatoorseks liikumiseks ja pöörlemiseks. Keha vabalt valitud punkti absoluutse kiiruse määramine. Pöörlemise hetkeline tsenter.

III osa
Dünaamika

14. Sissejuhatus dünaamikasse.

Dünaamika aksiroomid : I aksiroom (inerts-i aksiroom), II aksiroom (dünaamika põhivalem). Keha ja punkti mass. Massi ja kaalu vaheline sõltuvus. III aksiroom (vastastikuse mõju aksiroom). IV aksiroom (jõudude mõjumise sõltumatuse seadus). Dünaamika kaks põhivõttesannet.

15. Masspunkti liikumine.

Ideaalsed ja reaalsed sidemed. Inertsjõu mõiste. Inertsjõud masspunkti sirgjoonelisel liikumisel.

Inertsjõud masspunkti kõverjoonelisel liikumisel : puute- (tangentsiaal-), normaal- (tsentrifugaal-) ja koguinertsjõud. D'Alemberti printsiip; kinetostaatika meetod. Kinetostaatika meetodi kasutamine ülesannete lahendamisel.

16. Tõõ ja võimsus.

Konstantse jõu tõõ sirgjoonelisel teel. Tõõ mõõtühikud. Resultantjõu tõõ. Tõõ graafiline kujutamine. Raskusjõu tõõ. Liikumist põhjustavate ja takistavate jõudude tõõ. Kasuteguri mõiste. Jõu tõõ keha pöörlemisel konstantse momendi puhul (jõupaari tõõ).

Võimsus. Võimsuse mõõtühikud. Pöördemomendi avaldis võimsuse ja pöörete arvu kaudu minutis.

17. Dünaamika seadused.

Mõiste masspunktide süsteemist. Välis- ja sisejõud. Jõu impulss, liikumise hulk. Masspunktide liikumise hulga teoreem püsiva jõu puhul.

Potentsiaalne ja kineetiline energia. Kineetilise energia teoreem masspunktile mõjuva püsiva jõu puhul. Translatatsioonelt liikuva keha kineetiline energia.

Kõva keha dünaamika põhivõrrand. Keha inertsmoment. Liht-

sa kujuga homogeensete kehade inertsmomentide leidmine. Pöörle-
va keha kineetiline energia.

IV o s a

Mehhanismide ja masinate teooria elemendid =====

18. Mehhanismide ja masinate teooria määrangud ja põhimõisted .

Lüli, kinemaatiline paar, kinemaatiline ahel. Mehhanism ja masin.

19. Mehhanismide kinemaatika elemendid

Väntmehhanism, tema ülesanne ja kasutamine. Graafiline uurimine (kepsu punktide trajektoori, kolvi ümberpaigutuste ja kiiruste graafikute ehitamine).

Nukk- ja ekstsentrilmehhanismid, nende ülesanne ja põhilised kujud; kasutamise näiteid. Näiteid tšukuri liikumise graafilise jälgimise ja nuki profileerimise kohta.

Pöörleva liikumise edasiandmise mehhanismid, nende klassifitseerimine völli suhtelise asetuse ja tšötamise põhimõtte järgi. Ülekandearv ja ülekandesuhe, ülekandesuhte märk.

Mõisted hõõrde- ja rihmajamist.

Hammastõukanded. Hammastõukanduse põhilised elemendid. Mõiste evolventhammastuse profileerimisest. Lülitusjoon ja -kaar, ülekattetegur.

Hammastõukandete ridaühendus. Paljuastmelised hammastõukanded.

20. Masina dünaamika elemendid.

Masinate mõjuvate jõudude klassifikatsioon. Masinate liikumise valem ja tema kasutamine. Mehhanismide süsteemi kasutegur nende järjestikusel ja paralleelsel ühendamisel.

Mõiste regulaatoritest ja nende ülesanne.

Mõiste pöörlevate masinaosade tasakaalustamisest.

Põhikirjandus.

№ темы	Бычков Д.В. и Миров М.О. Тех- ническая меха- ника, ч. М., Госстройиздат, 1957	Левинсон Л.Е. Теорети- ческая механика с эле- ментами теории меха- низмов. М.,Трудре- зервиздат любое изда- ние, начиная с 1955	Мовнин М.С. Теоретиче- ская меха- ника. Л., Судпромгиз, 1958
1	§ 54	§ 70,71	§ 43
10	§ 55-60,63-66	§ 76-80,82,84,86, 87,89,90	§ 44-48
11	§ 68-72	§ 94-99	§ 49-54
12	§ 73-76	§ 101-103,105	§ 55,56
13	§ 77-81	§ 109,112,117	§ 57-59
14	§ 82-85	§ 120-130	§ 60-64
15	§ 88,89	§ 133-135	§ 65-70
16	§ 95,97-99,101- -104	§ 144,145,147-154	§ 71-77
17	§ 105-110	§ 137-142,157-162	§ 78-83
18	§ -	§ 176-182	§ 84-86
19	§ -	§ 184-195,197-202,211-215	§ 87-118
20	§ -	§ 219,224-226,228-231	§ 119-141

Täiendav kirjandus

№ темы	Никитин Е.М. и Карлин Д.М. Тео- ретическая механика. М.,Гостехиздат,1957, 1958	Воронков И.М. Курс теоретической механики. М., Гостехиздат любое издание, начиная с 1953
9	§ 72-73	§ 58
10	§ 74-82	§ 59-64,66-67,69-70
11	§ 83-86	§ 71-73
12	§ 87-90	§ 74-76
13	§ 91-95	§ 77-79
14	§ 101-103	§ 98,100
15	§ 106-108	§ 114
16	§ 109-115	§ 107
17	§ 116-126	§ 105,108,110,111,120
18	§ 131-133	§ 132,136,137,141,142
19	§ 134-148	-
20	§ 149-160	-

SOOVITATAVAD HARJUTUSED II ÜLESANDE JUURDE

№ темы	Мещерский И.В. Сборник задач по теоретической механике. М.,Гос- техиздат любое издание, начиная с 1950	Бать, М.И., Кель- сон А.С., Сороков С.А. Сборник задач по теоре- тической механи- ке. М., Физмат- гиз, 1958	Сторожев Л.П. Сбор- ник задач по теоре- тической механике и элементам теории механизмов и машин. М., Трудрезервиздат, 1959
10	Nr. 322, 336-343, 345-348, 372	Nr. 366-367, 377-380, 384, 392, 397	Nr. 310, 314, 316, 321, 322, 337, 342, 345, 355, 357, 366, 368
11	Nr. 375-382, 387- 389, 392	Nr. 428, 431-435, 447, 451	Nr. 380, 386, 389, 394, 402, 405, 420
12	Nr. 430, 432, 435	Nr. 439, 494, 498,	Nr. 429, 434
13	Nr. 506-513	Nr. 532-538	Nr. 452, 459, 465
14	Nr. 674-673	Nr. 602-605	Nr. 498, 501, 504-509
15	Nr. 637-647	Nr. 613, 632-639, 641, 656	Nr. 524, 531, 536, 538 540, 544, 545, 550
16	Nr. 755-761, 771, 772	Nr. 740, 743, 748, 771-772	Nr. 553, 561, 565, 570 578, 581, 593, 596, 606 609, 612, 615
17	Nr. 733-735, 779, 990-992	Nr. 697, 708, 718- 721, 776, 798, 812, 816	Nr. 622, 626, 628, 631, 634, 637, 639, 645, 649 654, 665
18	Nr. 773-775	Nr. 460-464, 474	Nr. 685
19	Nr. 395-401, 405		Nr. 691, 715, 750, 755 756, 760, 766, 774
20	-	-	Nr. 803-807, 812

METOODILISED JUHENDID II ÜLESANDE JUURDE

Teema 9. Liikuva punkti poolt ruumis kirjutatud joont nimetatakse selle punkti trajektooriks. Punkti liikumise kuju järgi võib liikumine olla sirg- ja kõverjooneline. Punkti asend trajektoorigil määratakse tema kaugusega mingist liikumast punktist, mida nimetatakse algpunktiks. Kaugus on arv meetrites (ka km, cm), mis eraldab liikuvat punkti algpunktist. Kaugust mõõdetakse piki trajektoori; punkti liikumisel ta võib suurened ja väheneda, võib olla positiivne ja negatiivne suurus, võrduda nulliga.

Punkti poolt läbitud teekond määratakse kauguste muutuste summa (absoluutse suuruse) järgi. Läbitud tee on oma olemuselt positiivne pidevalt kasvav suurus.



Joonisel 34 on toodud punkti M liikumise trajektoori ja viis asendit, millisel punkt üksteise järgi läbis. Algpunktiks võtame punkti O. Positiivne suund kauguste määramisel on näidatud joonisel 34 noolega.

Joon. 34

Kaugus s ja läbitud tee S vastavatel ajamomentidel määratakse järgmiselt :

$s_1 = OM_1 ;$	$S_1 = OM_1 ;$
$s_2 = OM_2 ;$	$S_2 = OM_1 + M_1M_2 = OM_2 ;$
$s_3 = OM_3 ;$	$S_3 = OM_2 + M_2M_3$
$s_4 = 0 ;$	$S_4 = OM_2 + M_2M_4 = 2OM_2 ;$
$s_5 = OM_5 ;$	$S_5 = 2OM_2 + OM_5 ;$

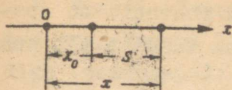
Kauguse muutused ja läbitud tee on arvuliselt võrdsed, kuid nad võivad erineda märgi poolest

$$\Delta s = \pm \Delta S.$$

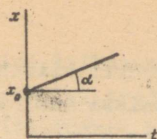
Punkti asukoha muutumise kiirust iseloomustavat suurust, s.o. liikumise kiirust nimetatakse punkti kiiruseks. Kiiruse muutumist iseloomustavat suurust nimetatakse kiirenduseks.

Punkti kiirus ja kiirendus on vektoriaalsed suurused.

Teema 10. Liikumist nimetatakse ühtlaseks, kui punkt võrdsetel ajavahemikkudel läbib võrdsed teekonnad. Ühtlase sirgjoonelise liikumise kiirus on läbitud teekonna ja aja suhe, mille jooksul see teekond läbiti.



Joon. 35



Joon. 36

Ühtlase sirgjoonelise liikumise (joon.35) arvutusvalemid on järgmised :

$$x = x_0 + S = x_0 + vt \quad - \quad \text{liikumise võrrand} ;$$

$$v = \frac{x - x_0}{t} = \frac{S}{t} \quad - \quad \text{liikumise kiirus} ;$$

$$t = \frac{S}{v} \quad - \quad \text{liikumise aeg} .$$

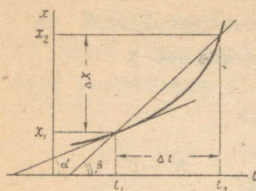
Ühtlane liikumine on liikumine püsiva kiirusega. Ühtlase liikumise graafik on sirgjoon, mille kallakusnurk aja teljega määratakse punkti kiirusega (joon.36) :

$v = \frac{\mu_s}{\mu_t} \operatorname{tg} \alpha$, kus μ_s ja μ_t on vastavalt teekonna ja aja mõõtkavad.

Märgime, et erinevalt joonestuskursusest, kus mõõtkavad on mõõduta, on siin mõõtkavad vastavate mõõtudega. Nii on teekonna mõõtkava (μ_s) mõõtkavaks $\frac{m}{mm}$, kui teekond mõõdetakse meetrites või $\frac{km}{mm}$ - kui seda mõõdetakse kilomeetrites. Kui aeg on väljendatud sekundites, siis vastava mõõtkava (μ_t) mõõtkavaks on $\frac{sec}{mm}$.

Punkti mitteühtlasel liikumisel see läbib samadel ajavahemikkudel ebavõrdsed teekonnad; sellise liikumise graafik kujutab kõverjoont (joon.37). Mitteühtlase liikumise keskmine kiirus antud ajavahemikul võrdub läbitud tee ja vastava aja suhtega :

$$v_{1-2} = \frac{x_2 - x_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{\pm \Delta S}{\Delta t} ; v_{1-2} = \frac{\mu_s}{\mu_t} \operatorname{tg} \beta .$$



Joon. 37

Punkti kiirus antud momendil on abstsissi ehk teekonna tuletis aja suhtes :

$$v = \frac{dx}{dt} = x' = \frac{ds}{dt} = S' ; \text{ kus}$$

$x = f(t)$ - punkti liikumise võrrand ;

$$v = \frac{M_s}{M_t} \cdot \text{tg} \alpha.$$

Funkti kiirendus sirgjoonelisel liikumisel on kiiruse tuletis aja suhtes :

$$a = \frac{dv}{dt} = v'$$

Kiireneval liikumisel $a > 0$; aeglustuval liikumisel $a < 0$.

Ühtlaselt muutuva kiirusega liikumist nimetatakse ühtlaselt muutuvaks liikumiseks. Sel juhul sirgjoonelisel liikumisel on kiirendus püsiv suurus. Ühtlaselt muutuva sirgjoonelise liikumise arvutusvalemid :

$$v = v_0 + at ;$$

$$a = \frac{v - v_0}{t} = \text{const} ;$$

$$S = v_0 t + \frac{at^2}{2} ;$$

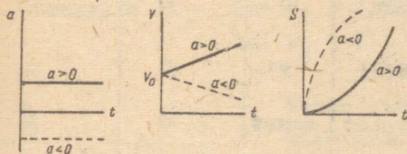
$$S = \frac{v + v_0}{2} \cdot t ;$$

$$S = \frac{v^2 - v_0^2}{2a} ,$$

kus v_0 - algkiirus ($t=0$). Ühtlaselt muutuva liikumise kineemaatilised graafikud $a = f_1(t)$, $v = f_2(t)$, $S = f_3(t)$ on näidatud joonisel 38.

Punkti kõverjooneline liikumine on kinemaatilisel määratud trajektoori kuju ja sellel trajektoiril liikumise võrrandiga (seadusega): $s = f(t)$. Punkti kiirus kõverjoonelisel liikumisel on vektor, mille moodul võrdub teekonna tuletisega aja suhtes

$$\left(v = \frac{ds}{dt} = S' \right).$$



Joon. 38

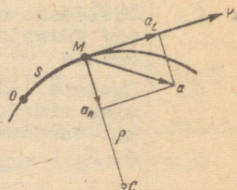
saadakse kahe kiirenduse, nimelt tangentsiaalse \bar{a}_t ja normaalse \bar{a}_n geomeetrilisel liitmisel (joon. 39):

$$\bar{a} = \bar{a}_t + \bar{a}_n;$$

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}.$$

Tangentsiaalne kiirendus võrdub kiiruse tuletisega aja suhtes

$$\left(a_t = \frac{dv}{dt} = V' \right), \text{ on suunatud punkti}$$



Joon. 39

trajektoori puutujat mööda ja iseloomustab kiiruse suuruse muutumist. Normaalkiirendus võrdub kiiruse hetkväärtuse ruudu ja trajektoori antud punkti kõveruse raadiuse (ρ) suhtega, on suunatud trajektoori kõveruse tsentrisse (perpendikulaarselt kiirusega) ja iseloomustab kiiruse suuna muutumist:

$a_n = \frac{v^2}{\rho}$. Punkti kogukiirendus on alati suunatud trajektoori nõõgususe suunas.

Punkti ühtlaselt muutuval kõverjoonelisel liikumisel tangentsiaalkiirendus on püsiv: $a_t = \text{const}$.

Alljärgnevas tabelis on toodud punkti liikumise erijuhuste iseloomustused.

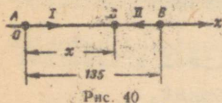
Järjekorranr.	Punkti liikumise iseloomustus	ρ	v	a_t	a_n	a
1.	Ühtlane sirgjooneline	∞	const	0	0	0
2.	Mitteühtlane sirgjooneline	∞	$v=f(t)$	v'	0	a_t
3.	Ühtlaselt muutuv sirgjooneline	∞	$v=v_0+at$	const	0	a_t
4.	Ühtlane kõverjooneline	ρ	const	0	$\frac{v^2}{\rho}$	a_n
5.	Mitteühtlane kõverjooneline	ρ	$v=f(t)$	v'	$\frac{v^2}{\rho}$	$\sqrt{a_t^2 + a_n^2}$
6.	Ühtlaselt muutuv kõverjooneline	ρ	$v=v_0+ct$	const	$\frac{v^2}{\rho}$	$\sqrt{a_t^2 + a_n^2}$
7.	Ühtlane liikumine ringjoonel raadiusega R	R	const	0	$\frac{v^2}{R} = \text{const}$	a_n

Näide 10. Jaamast A väljus rong kell 2 päeval (kell 14) ja jõudis jaama B kell 5 (kell 17). Teine rong väljus jaamast B kell 2.30 (14.30) ja jõudis jaama A kell 7 (19). Määrata rongide kohtumise aeg ja koht, kui jaamade vahekaugus on 135 km (joon.40). Missuguse kiirusega liiguvad rongid? Ülesanne lahendada graafiliselt.

Lahendus.

Kuna mõlemad rongid ajavahemikul

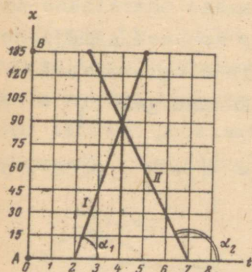
2.30 ja 5.00 olid teelõigul AB, siis mingil ajamomendil ja mingis kohas (näiteks punktis C) nad kohtuvad. Ülesande lahendamiseks on vaja ehitada mõlema rongi liikumise graafik. Nende graafikute lõike-



Joon. 40

punkti koordinaadid määravad kohtamise aja ja koha. Kui algpunktiks võtta jaam A, siis liikumise graafiku ehitamiseks omab funktsioon $x = f(t)$ järgmised erinevad x väärtused:

rongile I	- kui $t_1 = 2$ tundi	$x_1 = 0$ km;
	kui $t_2 = 5$ tundi	$x_2 = 135$ km;
rongile II	- kui $t_1 = 2,5$ tundi	$x_1 = 135$ km;
	kui $t_2 = 7$ tundi	$x_2 = 0$ km;



Joon. 41

Nende andmetega ehitame rongide liikumise graafikud (joon. 41).

Graafikute lõikepunkt omab koordinaadid $t = 4$ tundi ja $x = 90$ km.

Esimese rongi kiirus

$$v_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{90}{4 - 2} = 45 \text{ km/tunnis}$$

Teise rongi kiirus

$$v_2 = \operatorname{tg} \alpha_2 = - \frac{90}{7 - 4} = -30 \text{ km/t}$$

Minusmärk teise rongi kiiruse ees on tingimuslik, ta sõltub liikumise suunast; rong liigub nii, et kaugus lugemise algpunktist A väheneb.

Näide 11. Missuguse kiirusega tuleb keha visata ülevalt alla, et langedes 600 m kõrguselt ta jõuaks maapinnale 10 sekundiga? Missuguse kiirusega ta maandub? Õhu takistust ei arvestata.

Lahendus. Antud ülesandes on meil tegemist keha vabalangemisega, mis kujutab püsiva kiirendusega ($a = g = 9,81 \text{ m/sec}^2$) liikumist. Ülesandeid ühtlaselt muutuva liikumise kohta saab lahendada, kui on antud kolm kinemaatilist suurust ja on vaja leida kahte. Käesoleval juhul on antud: $a = 9,8 \text{ m/sec}^2$; $t = 10 \text{ sec}$; $S = 600 \text{ m}$. Määrata v_0 ja v .

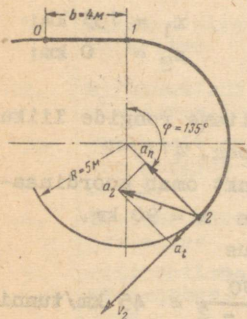
Valemist

$$S = v_0 t + \frac{at^2}{2} \quad \text{leiame:}$$

$$v_0 = \frac{s}{t} - \frac{at}{2} = \frac{600}{10} - \frac{9,8 \cdot 10}{2} = 11 \text{ m/sec},$$

$$v = v_0 + at = 11 + 9,8 \cdot 10 = 109 \text{ m/sec}.$$

Näide 12. Punkt liigub joonisel 42 kujutatud trajektoril. Liikumise võrrand sellel trajektoril $s = 0,1 t^4$, kus s - meetrites ja t - sekundites. Määrata punkti kiirus ja kiirendus asendis 2.



Lahendus. Punkti 2 asend määratakse läbitud teekonnaga, mis koosneb sirgjoonelisest osast 0 - 1 ja ringi kaarest 1 - 2, mis vastab kesknurgale $\varphi = 135^\circ$:

$$S_2 = b + 2\pi R \frac{135^\circ}{360^\circ} = 4 + 2 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot \frac{135^\circ}{360^\circ} = 15,8 \text{ m}.$$

Joon. 42

Punkti läbimise aeg asendist 0 (algpunktist) kuni asendisse 2

$$t_2 = \frac{S_2}{0,1} = \frac{15,8}{0,1} = 3,55 \text{ sec}.$$

Punkti hetkeline kiirus (kiiruse muutumise seadus)

$$v = s' = \frac{d}{dt} (0,1 t^4) = 0,4 t^3$$

Punkti kiirus asendis 2

$$v_2 = 0,4 t_2^3 = 0,4 \cdot 3,55^3 = 17,9 \text{ m/sec}.$$

Normaalkiirendus asendis 2

$$a_{n2} = \frac{v_2^2}{R} = \frac{17,9^2}{5} = 64,1 \text{ m/sec}^2$$

Tangentsiaalkiirendus

$$a_t = v' = \frac{d}{dt} (0,4 t^3) = 1,2 t^2.$$

Tangentsiaalkiirendus asendis 2

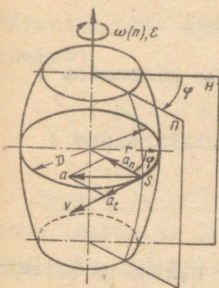
$$a_{t2} = 1,2 t_2^2 = 1,2 \cdot 3,55^2 = 15,1 \text{ m/sec}^2$$

Kogukiirendus punktis 2

$$a_2 = \sqrt{a_{t2}^2 + a_{n2}^2} = \sqrt{15,1^2 + 64,1^2} = 65,9 \text{ m/sec}^2$$

Punkti kiirus ja kiirendus on joonisel 42 näidatud vastavate vektoritega.

Teema 11 . Kõva keha pöörlev liikumine määratakse kineemaatiliseltselt pöördenurgaga φ (joon.43) liikumatu (H) ja koos kehaga liikuva (H) tasapinna vahel, kusjuures tasapinnad läbivad pöörlemistelge ja liikumine toimub vastavalt võrrandile (seadusele): $\varphi = f(t)$. Pöörleva keha punkti



Joon. 43

liikumine määratakse keha pöördenurgaga ja punkti pöörlemise raadiusega r . s.o. punkti kaugusega pöörlemisteljest. Nurki mõõdetakse radiaanides, või pöörrete arvuga , kus $\varphi_r = 2\pi \varphi_p$ Pöördenurga muutumist iseloomustavat suurust nimetatakse nurkkiiruseks

$\omega = \varphi' = \frac{d\varphi}{dt}$ - nurkkiirus on pöördenurga tuletis aja suhtes. Nurkkiirust mõõdetakse radiaanidega sekundis ($|\omega| = \frac{1}{\text{sec}}$) ja pöörrete arvuga minutis ($|\omega| = \frac{\text{pöör.}}{\text{min.}}$), kus $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$. Nurkkiiruse

muutumist iseloomustavat suurust nimetatakse nurkkiirenduseks

$$E = \omega' = \frac{d\omega}{dt} , \text{ s.o. nurkkiirendus } \text{võrdub}$$

nurkkiiruse tuletisega aja suhtes.

Ühtlane pöörlemine on pöörlemine püsiva nurkkiirusega. Tema arvutusvalemid :

$$\varphi = \omega \cdot t , \quad \omega = \frac{\varphi}{t} , \quad t = \frac{\varphi}{\omega} .$$

Ühtlaselt muutuv pöörlemine on pöörlemine püsive nurkkiirendusega (ühtlaselt muutuva nurkkiirusega).

Arvutusvalemid

$$\omega = \omega_0 + \epsilon \cdot t ;$$

$$\epsilon = \frac{\omega - \omega_0}{t} = \text{const} ;$$

$$\varphi = \omega_0 \cdot t + \frac{\epsilon \cdot t^2}{2} ;$$

$$\varphi = \frac{\omega + \omega_0}{2} t ;$$

$$\varphi = \frac{\omega^2 - \omega_0^2}{2\epsilon} .$$

Pöörleva keha punkti kiirused ja kiirendused määratakse järgmiste valemitega :

$$v = r \omega , \quad v = \frac{\pi \cdot Dn}{60} \quad - \text{ ringpinna kiirus} ;$$

$$a_n = r \omega^2 \quad - \text{ normaali - ehk kesktõuke kiirendus} ;$$

$$a_t = r \epsilon \quad - \text{ puute- ehk tangentsiaalkiirendus} ;$$

$$a = r \sqrt{\epsilon^2 + \omega^2} \quad - \text{ kogukiirendus.}$$

Näide 13 . Hooratas läbimõõduga 1,2 m hakkab pöörlema paigalseisust, 8 sekundit pärast liikumise algust on hooratta pöia punktidel kiirus 6 m/sec. Määrata hooratta pöia punktide kiirendus. Mitu pööret teeb hooratas esimesel 8 sekundil ?

Lahendus . Kuna liikumine on ühtlaselt kiirenev, siis on vaja teada kolme keha pöörlemist määravat kinemaatilist suurust. Punktide kiiruse järgi leiame hooratta pöörlemise nurkkiiruse antud ajamomendil

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2v}{D} = \frac{2 \cdot 6}{1,2} = 10 \frac{1}{\text{sec}} .$$

Hooratta pöördenurk 8 sekundi pärast

$$\varphi = \frac{\omega + \omega_0}{2} t = \frac{10}{2} \cdot 8 = 40, \text{ kus } \omega_0 = 0.$$

Hooratta pöörete arv 8 sekundi pärast

$$\varphi = \frac{\varphi}{2\pi} = \frac{40}{2 \cdot 3,14} = 6,4.$$

Hooratta nurkkiirendus

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{10}{8} = 1,25 \frac{1}{\text{sec}^2}.$$

Hooratta pöia punktide kesktõuke (normaal-) kiirendus, kui $t = 8 \text{ sec}$

$$a_n = r \omega^2 = \frac{1,2}{2} \cdot 10^2 = 60 \text{ m/sec}^2$$

Hooratta pöia punktide tangentslaalkiirendus (on alaline suurus)

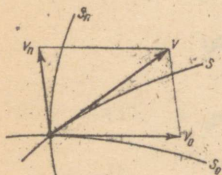
$$a_t = r \varepsilon = \frac{1,2}{2} \cdot 1,25 = 0,75 \text{ m/sec}^2.$$

Teema 12. Punkti absoluutseks liikumiseks nimetatakse tema liikumist liikumatu süsteemi^{x)} suhtes; Suhteliseks liikumiseks nimetatakse liikumist liikuva süsteemi suhtes. Punkti kaasaliikumiseks nimetame liikuva süsteemi liikumist liikumatu süsteemi suhtes, s.o. keskkonna liikumist, kus asetseb liikuv punkt. Punkti kahe ühtlase sirgjoonelise liikumise liitmise resultaadiks on samuti ühtlane sirgjooneline liikumine, aga punkti kahe mitteühtlase sirgjoonelise liikumise resultaadiks on kõverjooneline mitteühtlane liikumine. Punkti liikumise absoluutne kiirus võrdub suhtelise ja kaasaliikumise kiiruse geomeetrilise summaga (joon. 44):

x) Täpsem oleks ütelda: liikumatuks võetud süsteemi kohta. Harilikult võetakse liikumatuks süsteemi koordinaadid, mis on seotud Maaga, jättes Maa enda liikumise arvestamata.

$$\bar{v} = \bar{v}_0 + \bar{v}_n,$$

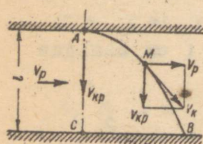
$$v = \sqrt{v_0^2 + v_n^2 + 2 v_0 v_n \cos(\angle v_0, v_n)}.$$



Joon. 44

Sellel joonisel on näidatud suhtelise (S_0), kaasaliikumise (S_n) ja absoluutse (S) liikumise trajektoorid,

Näide 14. Kaater väljub jõe vasakul kaldal asetsevast sadamast A, liikudes kiirenevalt ja hoides suuna parema kalda poole (joon.45).



Joon. 45

Jõe laius $l = 200$ m, vee voolamise kiirus $v_p = 0,2$ m/sec, kaatri kiirendus $a = 0,1$ m/sec².

Määrata kui kaua aja pärast, missuguses kohas ja missuguse kiirusega kaater jõuab vastaskaldale.

Lahendus. Kaater (punkt M) teostab liitliikumise, mis summeerub kiirenevast liikumisest jõe vee suhtes (suhteline liikumine) vastavalt seadusele

$$S_0 = S_{kp} = \frac{at^2}{2} \quad \text{ja vee ühtlasest liikumisest kallaste suhtes (kaasaliikumine) vastavalt seadusele}$$

$S_n = S_p = vt$ järgi. Nende liikumiste liitmise tulemusena saame kaatri kõverjoonelise liikumise; ta jõuab vastaskaldale punktis B, olles vooluse poolt kantud suuruse $CB = vt$ võrra,

kus t - kaatri liikumise aeg. Seda võib määrata kui aega, mis on vajalik kaatri liikumiseks vastaskaldale seisvas vees,

$$\text{s.o. } l = \frac{at^2}{2}; \quad \text{siis}$$

$$t = \frac{2l}{a} = \frac{2 \cdot 200}{0,01} = 200 \text{ sec};$$

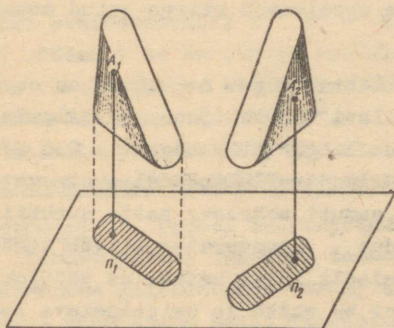
$$\text{kusjuures } CB = 0,2 \cdot 200 = 40 \text{ m.}$$

Kaatri kiirus liitub geomeetriliselt jõe vee alalisest kiirusest v_p ja kaatri kiirusest jõe vee suhtes $v_{kp} = at$. Kaldale jõudmisel $v_{kp} = 0,01 \cdot 200 = 2$ m/sec.

Kiirus millega kaater pörkub vastu kallast

$$v_k = \sqrt{v_{kp}^2 + v_p^2} = \sqrt{2^2 + 0,2^2} = 2,01 \text{ m/sec.}$$

Teema 13. Kõva keha tasaparalleelseks liikumiseks nimetatakse liikumist, kus keha kõik punktid liiguvad tasapindades, mis on paralleelsed mingi liikumatu tasapinnaga. Keha tasaparalleelne liikumine kinemaatilisel määratakse tasapinnalise kujundi liikumisega, mis osutub keha projektsiooniks tasapinnale, millega paralleelselt liigub keha (joon.46).



Joon. 46

pooluse kuni kõigi punktide jõudmiseni uude asendisse.

Pooluse muutmisel muutub ainult liikumise pöörlev osa. Tasaparalleelse liikumise võrrandid :

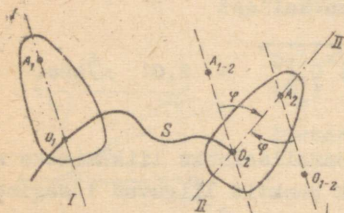
$S = f_1(t)$ - liikumise translatoorsele osale ja

$\varphi = f_2(t)$ - liikumise pöörlevale osale.

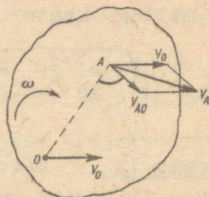
Tasapinnalise kujundi punkti A kiirus v_A määratakse pooluse liikumise kiiruse v_o ja ümber pooluse pöörlemise (pöörlev liikumine) kiiruse $v_{AO} = AO\omega$ geomeetrilise summana,

kus ω - pöörlemise nurkkiirus (joon. 48) :

$$\vec{v}_A = \vec{v}_O + \vec{v}_{AO}$$



Joon. 47

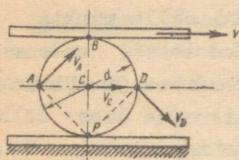


Joon. 48

Tasapinnalise kujundi liikumist mistahes ajamomendil võib vaadelda puhta pöörlemisena ümber hetkelise pöörlemistsentri, s.o. ümber punkti, mille absoluutne kiirus antud momendil võrdub nulliga.

Näide 15 . Hammasratas läbimõduga $d = 40$ cm on surutud kahe paralleelse hammaslati vahele (joon. 49). Alumine latt on paigalseisev, ülemine liigub kiirusega $v = 0,8$ m/sec. Määrata ratta tsentri ja horisontaalläbimõõdul asetsevate punktide A ja D kiirused, samuti pöörleva ratta nurkkiirus.

Lahendus . Hammasratas liigub tasapalleelselt. Ratta hetkeline pöörlemistsenter on ratta ja paigalseisva lati puutepunkt P. Antud juhul punktide B ja C kiirusi võib määrata kui pöörleva liikumise kiirusi :



Joon. 49

$$v_C = \overline{CP} \cdot \omega = \frac{d}{2} \omega ; \quad (1)$$

$$v_B = \overline{BP} \cdot \omega = d \omega ; \quad (2)$$

kus $v_B = v = 0,8$ m/sec.

Valemist (2)
$$\omega = \frac{v_B}{d} = \frac{0,8}{0,4} = 2 \frac{1}{\text{sec}} .$$

Valemitest (2) ja (1)

$$v_C = \frac{1}{2} v_B = 0,4 \text{ m/sec.}$$

Punkti A kiirus

$$v_A = \overline{AP} \cdot \omega = \frac{d}{2} \omega \sqrt{2} = v_C \sqrt{2} =$$

$$= 0,4 \cdot 1,41 = 0,564 \text{ m/sec;}$$

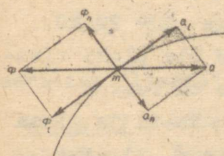
See kiirus on suunatud kiirusele v_C 45° nurga all (perpendikulaarne joonele AP). Sama on suuruse poolest punkti D kiirus.

Teema 14. Mõjuva jõu poolt punktile antaval kiirendusel on selle jõu suund ja ta on suuruselt jõuga võrdeline. Selle aksiooni (teise) matemaatilist väljendust nimetatakse dünaamika põhivõrrandiks: $P = ma$. Punkti mass m on G inertsia mõõduks; ta on punkti kaalule G võrdeline: $m = \frac{G}{g}$, kus g on vabalangemise kiirendus. Tehnilise süsteemi ühikutes mõõdetakse massi $kgsec^2/m$.

Dünaamika põhivalemist järeldub, et püsiva jõu mõjul punkt liigub sirgjooneliselt ja ühtlaselt.

Teema 15. Punkti inertsijõuks nimetatakse jõudu, mis võrdub liikuva punkti massi ja tema kiirenduse korrutisega ja on suunatud kiirendusele vastupidiselt. Inertsijõud on rakendatud kehale, mis annab kiirenduse antud punktile.

Punkti kõverjoonelisel liikumisel tema inertsijõu võib lahutada kaheks komponendiks (joon. 50) -



Joon. 50

tangentsiaalseks inertsijõuks

$$\phi_t = ma_t = mv'$$

ja normaalseks inertsijõuks

$$\phi_n = ma_n = m \frac{v^2}{\rho},$$

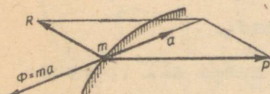
kuat
$$\phi = \sqrt{\phi_t^2 + \phi_n^2}$$

Pöörleva keha punktide kohta need jõud määratakse valemitest:

$$\varphi_t = mr\varepsilon \quad \text{-tangentsiaalne inertsjõud ja}$$

$$\varphi_n = mr\omega^2 \quad \text{-normaalne inertsjõud}$$

Kiirendusega liikuvale mittevabale masspunktile mõjuvad ainult aktiivjõud (P) ja sidemete reaktsioonid (R) (joon. 51).



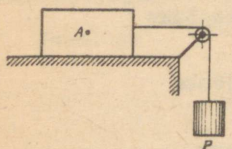
Joon. 51

Kui liikuvasse punkti rakendada tema inertsjõud (φ), siis liikumise mistahes ajamomendil aktiivjõud, sidemete reaktsioonid ja inertsjõud tasakaalustuvad (D'Alembert'i printsiip): $\vec{P} + \vec{R} + \vec{\varphi} = 0$.

Sellisel kirjutatud liikumise võrrand on väljendatud tasakaaluvõrrandina ja järelikult ta võimaldab dünaamika ülesanneteid lahendada staatika meetoditega (kinetostaatika meetod).

Kinetostaatika meetodit on otstarbekas kasutada sidemete dünaamiliste reaktsioonide määramisel (reaktsioonid, mis tekkivad punkti liikumisel). Ülesannete lahendamise järjekord:

- 1) selgitada välja ja kujutada vastavate vektoritega punktile mõjuvad aktiivjõud;
- 2) sidemete mõju asendada nende reaktsioonidega;
- 3) mõjuvatele aktiivjõududele ja sidemete reaktsioonidele lisandada (geomeetriselt) punkti inertsjõud;
- 4) koostada kõikide nende jõudude vastavad tasakaaluvõrrandid ja lahendada need.

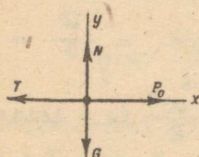


Joon. 52

Näide 16. Mittesiledal laual asetseb kast A kaaluga $G = 20 \text{ kG}$. Kastile on kinnitatud üle ploki visatud tross, mille otsas on raskus P (joon.52). Hõõrdetegur kasti ja laua vahel $f = 0,2$. Määrata: 1) minimaalne raskus P_0 , mille puhul on võimalik kasti liikumine; 2) missugusel raskusel P kast liiguks püsiva kiirendusega $a = 0,5 \text{ m/sec}^2$. Hõõrdumist plokis ei arvestata.

Lahendus . Kasti võib vaadelda raskusjõu G , mittedileta laua reaktsiooni ja niidi pingutuse P mõju all oleva mitte- vaba masspunktina A . Nagu näeme osutub ka niit vaadeldavas- se punkti rakendatud sidemeks. Seega ülesanne seisneb esiteks staatilise ja teiseks dünaamilise sidemereaktsiooni määrami- ses :

- 1) Asendame punktile mõjuvad sidemed vastavate reaktsiooni- dega : laua normaalreaktsiooniga N , hõõrdejõuga $T = fN$ ja niidi pingutusjõuga P_0 (joon.53). Sel juhul tasakaalu- võrrandid ja nende lahendused annavad :



$$\sum Y_i = 0 ; \quad N = G = 20 \text{ kg} ;$$

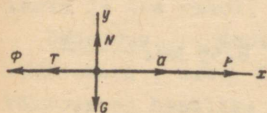
$$\sum X_i = 0 ; \quad P_0 = T = fN = fG = 0,2 \cdot 20 = 4 \text{ kg}.$$

Joon. 53

- 2) Kuna jõu P mõjul kast liigub kiirendusega a paremale kas- ti inertsjõud $\phi = ma = \frac{G}{g} a$ ja on suunatud vasemale. Joonisel 53 toodud jõududele lisame punkti inertsjõu (joon.54).

Antud juhul vastavatest tasakaaluvõr- randitest saame

$$N = G ;$$



$$P = T + \phi = fG + \frac{G}{g} a = 0,2 \cdot 20 +$$

$$+ \frac{20}{9,81} \cdot 0,5 = 5,02 \text{ kg} , \quad \text{s.o. dü-}$$

Joon. 54

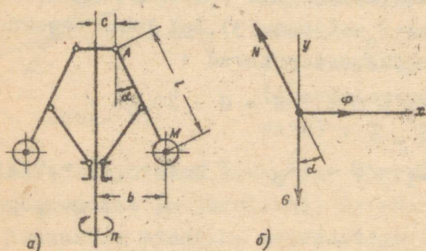
naamiline "lisand" reaktsioonidele moodustab $P - P_0 = 1,02 \text{ kg}$.

Näide 17 . Tsentrifugaalregulaator pöörleb nurkkiirusega n pöret min. Regulaatori raskused $G = 5 \text{ kg}$ on mõlemad kinni- tatud varrastega AM pikkusega $l = 200 \text{ mm}$; vardad võivad pöö- relda ümber telje A , mis asetseb regulaatori teljest kaugu- sel $c = 15 \text{ mm}$ (joon.55a). Määrata regulaatori varrastes antud kiirusel mõjuvad jõud ja regulaatori pöörlemiskiirus , kui

sellel kiirusel varraste asendit määrav nurk $\alpha = 40^\circ$.

Lahendus. Kuna ülesande lahendamisel on vaja määrata jõud varrastes, mis on raskuste sidemeteks, kasutame kinostaatika meetodit. Raskus M osutub pöörleva keha punktiks ja ühtlasel pöörlemisel tema inertsjõud $\Phi = m r \omega^2$. Antud juhul $r = c + l \sin \alpha$ ja järelikult $\Phi = \frac{G}{g} (c + l \sin \alpha)$.

Kaalule G ja varda reaktsioonile N liidame veel inertsjõu



(joon. 55 b). Nende kolme jõu tasakaalutingimustest saame

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{\Phi}{G} = \\ &= \frac{\omega^2}{g} (c + l \sin \alpha), \end{aligned}$$

kust

Joon. 55

$$\omega = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \alpha}{c + l \sin \alpha}} = \sqrt{\frac{981 \cdot 0,839}{1,5 + 20 \cdot 0,643}} = 7,6 \frac{1}{\text{sec}}$$

$$\text{või } n = \frac{30 \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 7,6}{3,14} = 72,5 \text{ pöör/min,}$$

jõud vardas

$$N = \frac{G}{\cos \alpha} = \frac{5}{0,764} = 6,55 \text{ kG.}$$

Teema 16. Mehhaaniline töö on jõu toimimise tulemus, mis seisneb tema rakenduspunkti ümberpaigutumises teatud teekonna võrra. Püsiva jõu sirgjoonelisel ümberpaigutumisel teekonna S võrra, mis moodustab jõuga nurga (P, S) , $A = P S \cos (P, S) = P_S S$, kus P_S - jõu projektsioon liikumise suunale.

Raskusjõu töö on raskuse G korrutis kõrguse algasendi (h_1) ja lõppasendi (h_2) vahega ja ei sõltu liikumise trajektooriga: $A = G (h_1 - h_2)$.

Jõu töö pöörlemisliikumisel võrdub pöördemomendi ja pöördenurga korrutisega :

$$A = M_p \varphi, \text{ kus } \varphi \text{ on radiaanides.}$$

Masinale mõjuvad jõud jagatakse liikumapanevateks jõudeks, mis kutsuvad esile liikumise ja takistusjõududeks, mis takistavad liikumist. Takistusjõudude töö on negatiivne. Takistusjõud, millede võitmiseks masin on ette nähtud, on kasulikud takistusjõud. Kasuteguriks nimetatakse kasulike takistusjõudude töö A_k või võimsuse N_k ja liikumapanevate jõudude töö A_1 või võimsuse N_1 suhet:

$$\eta = \frac{A_k}{A_1} = \frac{N_k}{N_1}$$

Translatoorsel liikumisel jõu poolt arendatud võimsus $N = \frac{Pv}{75}$, kus : P - kG, v - m/sec ja N - hj.

Seos edasiantava võimsuse N (hj), pöörlemiskiiruse n (pöör/min) ja pöördemomendi M vahel määratakse valemitega

$$M = 716,2 \frac{N}{n} \text{ kGcm}, \quad M = 71620 \frac{N}{n} \text{ kGcm}.$$

Näide 18. Missuguse kiirusega võib 3 t raskune auto liikuda sirgjoonelisel teelõigul, kui auto mootori võimsus on 90 hj, ülekande kasutegur 75% ja taandatud hõõrdetegur (raste ja tee vahel) on 0,08.

Lahendus. Mootori võimsus on liikumapanevate jõudude võimsuseks, s.o. $N_1 = 90$ hj; auto liikumiseks kulutatud võimsus on kasulike takistuste võimsus. Järelikult,

$$N_k = \frac{P_k \cdot v}{75} = \eta \cdot N_1, \text{ kus } \eta = 0,75 \text{ on ülekande kasu-}$$

tegur, P_k - kasulike takistuste jõud, s.o. hõõrdejõud. Hõõrdejõud on auto kaalu $G = 3$ t ja taandatud hõõrdeteguri $f_1 = 0,08$ korrutis, s.o. $P_k = f_1 G = 0,08 \cdot 3000 = 240$ kG. Seega auto kiirus

$$v = \frac{75 \cdot N_1}{P_k} = \frac{75 \cdot 90}{240} \cdot 0,75 = 24,1 \text{ m/sec} = 86,8 \text{ km/tunnis}$$

Teema 17. Ülesannete lahendamisel, millel on vaja leida side jõu mõjumise aja ja liikumiskiiruse vahel, on otstarbekas kasutada liikumise hulga seadust : masspunkti liikumise hulga muutus mingil ajavahemikul võrdub mõjuvate jõudude impulsile samal ajavahemikul :

$$mv - mv_0 = Pt$$

Seose määramisel liikumiskiiruse ja jõu rakenduspunkti ümberpaigutuse vahel on otstarbekas kasutada kineetilise energia seadust : punkti kineetilise energia muutus mingil ajavahemikul võrdub mõjuva jõu tööle vastaval ümberpaigutumisel :

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = A.$$

See võrrand on kasutatav ka keha translatoorsel liikumisel kui lugeda, et m on kogu keha mass. Selles valemis läbitud teekonna abil määrame töö. Pöörlevale kehale kineetilise energia seaduse võrrand kirjutatakse järgmisel kujul :

$$\frac{J\omega^2}{2} - \frac{J\omega_0^2}{2} = A,$$

kus $J = \sum m_i r_i^2$ - keha inertsmoment pöörlemistelje suhtes, m_i - keha elementaarosa mass, r_i - elementaarosa kaugus pöörlemisteljest. Seos pöörlevale kehale mõjuvate jõudude ja pöörlemise iseloomu vahel määratakse pöörleva liikumise dünaamika põhivõrrandiga : $J\epsilon = M_p$, kus M_p - pöördemoment. Võrreldes seda valemit punkti dünaamika põhivõrrandiga või translatoorselt liikuva kehaga $ma = P$, on kerge nende vahel tuua analoogiat : inertsmoment pöörleval liikumisel mängib sama osa, mis mass translatoorsel liikumisel - ta iseloomustab keha inertsi pöörlemisliikumisel. Kiirenduse a osa mängib nurkkiirendus.

Näide 19. Kiirusega 36 km/tunnis liikuva rongi peatamiseks antakse vastuauru; seejuures arendatav pidurdusjõud on 0,02 rongi kaalust. Määrata palju aega enne rongi seismajäämist tuleb hakata pidurdama. Missuguse teekonna läbib rong enne seismajäämist?

Lahendus. Ülesande esimeses osas on vaja luua side pidurdusjõu mõjumise aja $T = 0,02 \text{ G} = 0,02 \text{ mg}$ (G - rongi kaal) ja liikumiskiiruse vahel, kusjuures :

$$v_0 = \frac{36}{3,6} = 10 \frac{\text{m}}{\text{sec}} \quad \text{ja} \quad v = 0.$$

Ülesande lahendamiseks kasutame liikumise hulga seadust teades, et jõu impulss on negatiivne, sest jõud on suunatud kiirusele vastu:

$$mv = mv_0 = -Tt = -0,02 \text{ mgt}, \text{ kust}$$

$$t = \frac{v_0}{0,02 \text{ g}} = \frac{10}{0,02 \cdot 9,81} = 51 \text{ sec.}$$

Ülesande teises osas leiame seose kiiruse ja läbitud teekonna vahel. Selleks kasutame kineetilise energia seadust arvestades, et pidurdusjõu töö on negatiivne :

$$-\frac{mv_0^2}{2} = -TS = -0,02 \text{ mg } S, \text{ kust } S = \frac{v_0^2}{2 \cdot 0,02 \text{ g}} =$$

$$= \frac{10^2}{2 \cdot 0,02 \cdot 9,81} = 255 \text{ m}$$

Seda ülesannet võib lahendada ka dünaamika põhivõrrandi kasutamiselega : $ma = -T = -0,02 \text{ mg}$, siis $a = 0,02 \cdot 9,81 = -0,1962 \text{ m/sec}^2$. Kuna jõu T mõjul liikumine on ühtlaselt aeglustuv (jõud on püsiv), siis

$$t = \frac{v - v_0}{a} = \frac{-10}{-0,1962} = 51 \text{ sec ja}$$

$$S = \frac{v + v_0}{2} t = \frac{10}{2} \cdot 51 = 255 \text{ m.}$$

Kahe lahendusviisiga saadud vastuste ühtelangemine näitab lahendamise õigsust.

Näide 20. Hooratta põial läbimõõduga $D = 1,2 \text{ m}$ ja kaaluga $G = 500 \text{ kg}$ on rakendatud püsiv jõud $P = 10 \text{ kG}$, mis

on suunatud põia puutujat mööda. Hooratas on kinnitatud ka-
hel laagril asetsevale völlile läbimõõduga $d = 100$ mm,
Hõõrdetegur laagrites võtta $f = 0,06$. Määrata hooratta
nurkkiirus 2 minutit pärast jõu rakendamist, lugedes, et hoo-
ratas seisib varem paigal. Mitu pööret tegi hooratas selle
aja jooksul? Missugust keskmist võimsust arendab rakendatud
jõud? Hooratast tuleb vaadelda kui õhukeseseinalist rõngast
läbimõõduga D .

Lahendus : Ülesande lahendamisel kasutame dünaamika
põhivõrrandit pöörlevale liikumisele :

Antud juhul $M_p = M_1 - M_h$, kus liiku-
mapaneva jõu P moment

$$M_1 = \frac{PD}{2} = \frac{10 \cdot 1,2}{2} = 6 \text{ kGm} \quad \text{ja}$$

laagrite hõõrdejõu moment $M_h = \frac{T \cdot d}{2} = \frac{Gfd}{2} =$
 $= \frac{500 \cdot 0,06 \cdot 0,1}{2} = 1,5 \text{ kGm}$

Hooratta inertsmoment

$$J = mr^2 = \frac{GD^2}{g \cdot 4} = \frac{500 \cdot 1,2^2}{9,81 \cdot 4} = 18,35 \text{ kGm sec}^2 .$$

Asetame selle suuruse põhivõrrandisse:

$$18,35 = 6 - 1,5 = 4,5 . \quad \text{Siis} \quad \epsilon = \frac{4,5}{18,35} = 0,245 \frac{1}{\text{sec}^2} .$$

Kuna liikumine on ühtlaselt kiirenev (pöörlemoment on püsiv),

$$\text{siis} \quad \omega = \epsilon t = 0,245 \cdot 2 \cdot 60 = 29,4 \frac{1}{\text{sec}} \quad \text{ja}$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 29,4}{3,14} = 290 \frac{\text{p}}{\text{m}} .$$

Hooratta pöördenurk radiaanides

$$\varphi = \frac{\omega}{2} t = \frac{29,4}{2} \cdot 2 \cdot 60 = 1765 ,$$

$$\text{pöörete arv } \varphi_p = \frac{1765}{2\pi} = \frac{1765}{2 \cdot 3,14} = 281 .$$

Jõu P poolt arendatav keskmine võimsus

$$N_k = \frac{M_1 \cdot \omega_k}{75} = \frac{6 \cdot 14,7}{75} = 1,175 \text{ hj , kus}$$

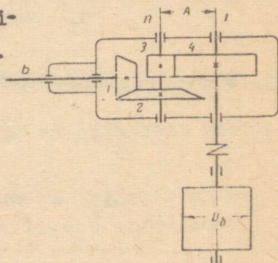
$$\omega_k = \frac{\omega + \omega_0}{2} = \frac{29,4}{2} = 14,7 \frac{1}{\text{sec}} .$$

Teema 18 . Selle teema õppimisel tuleb hästi omandada mõiste "mehhanismid" ja "masinad" ,pidades meeles , et kui mehhanism kindlustab liikumise kindluse, siis masinalt nõutakse teatud kasuliku mehhaanilise töö täitmist.

Teema 19 . Teema "Mehhanismide kinemaatika elemendid" õppimisel peamine rõhk tuleb pöörata ülekannete küsimustele. Eriti on vaja selgitada mõistet ülekandearvust, kui vedava lüli nurkkiiruse ja veetava lüli nurkkiiruse suhtest, s.o. nurkkiiruse suhtest jõu ülekandmise suunas. Samuti tuleb selgitada lihtsate ja keerukate (reas- ja astmeliste) hammasülekannete geomeetrilised ja kinemaatilised suhted.

Teema 20 . Teemast "Masina dünaamika elemendid" on väga tähtsad need küsimused, mis on seotud masina mitmesuguste tööperioodidega (käivitamine, ühtlane liikumine ja pidurdamine) ja mehhanismide süsteemi kasuteguri määramisega. Eriti tuleb tähelepanu juhtida sellele, et järjestikku ühendatud mehhanismide süsteemi kasutegur on üksikute mehhanismide kasutegurite korrutis.

Näide 21 . Joonisel 56 toodud kaheastmeline koonilis-silindriline reduktor on ette nähtud liikumise edasiandmiseks elektrimootorilt võimsusega $N = 4,5 \text{ kW}$ linttransporttöörile , mille trumli läbimõõt $D_t = 400 \text{ mm}$.



Joon. 56

Elektrimootori võlli pöörlemiskiirus $n = 960 \frac{p}{\text{min}}$. Vastava-
te hammasrataste hammaste arvud : $z_1 = 18$, $z_2 = 54$, $z_3 = 20$
 $z_4 = 80$.

Vaja määrata : 1) reduktori üldine ülekandearv ; 2) vahe- ja
tasakäigulise võlli nurkkiirused ; 3) silindriliste hammas-
rataste jaotusringi läbimõõdud ja telgedevaheline kaugus A ,
kui rataste lülitusmoodul $m = 5$ mm ; 4) transporttööri lindi
kiirus ; 5) ringjõud trumlil, kui rattapaari kasutegur $\eta_r =$
 $= 0,97$, laagripaari kasutegur $\eta_l = 0,99$ ja trumli kasute-
gur $\eta_{tr} = 0,93$.

Lahendus. 1. Astmete ülekandearvud :
kiirekäigulisel (esimene mootorilt lugedes)

$$i_k = \frac{n_k}{n_v} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{54}{18} = 3 ,$$

tasakäigulisel (teisel)

$$i_t = \frac{n_v}{n_t} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{80}{20} = 4 .$$

Üldine ülekandearv

$$i = i_k \cdot i_t = 3 \cdot 4 = 12 .$$

2. Võllide nurkkiirused :

$$\text{Vahevõllil } n_v = \frac{n_k}{i_k} = \frac{960}{3} = 320 \frac{p}{\text{min}} ,$$

tasakäigulisel

$$n_t = \frac{n}{i} = \frac{960}{12} = 80 \frac{p}{\text{min}} .$$

3. Silindriliste hammasrataste jaotusringjoonte läbimõõdud :

$$d_3 = mz_3 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm} ,$$

$$d_4 = mz_4 = 5 \cdot 80 = 400 \text{ mm} .$$

Telgedevaheline kaugus

$$A = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{100 + 400}{2} = 250 \text{ mm},$$

$$\text{ehk } A = \frac{m \cdot z_c}{2} = \frac{5 \cdot 100}{2} = 250 \text{ mm},$$

kus $z_c = z_3 + z_4 = 20 + 80 = 100$ - paaristõetavate hammasra-
taste hammaste summaarne arv.

4. Lindi liikumise kiirus võrdub trumli punktide ringpinna
kiirusega, s.o.

$$V = \frac{\pi \cdot D_{tr} \cdot n_t}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 80}{60} = 1,68 \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

5. Seadme üldine kasutegur

$$\eta = \eta_r^2 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_{tr} = 0,97^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,93 = 0,83$$

Kasulik võimsus trumli võllil

$$N_k = N \cdot \eta = 4,5 \cdot 0,83 = 3,74 \text{ kW},$$

ehk

$$N_k = 3,74 \cdot 1,36 = 5,1 \text{ hj}.$$

Ringjõu P suurus määratakse valemist

$$P = \frac{75 \cdot N_k}{v} = \frac{75 \cdot 5,1}{1,68} = 228 \text{ kg}.$$

JUHENDID KONTROLLTÖÖ nr.2 TÄITMISEKS.

Ülesande nr.1 lahendamiseks on tingimata vajalik ehitada rongide liikumise graafik.

Ülesande nr. 2 graafikute ehitamiseks tuleb koordinaattelgedele kanda mõõtkavad : abtsissile aja mõõtkava!

M_t (sec/mm) ja ordinaadile teekonna M_s (m/mm), kiiruse M_v (m/sec/mm) ja kiirenduse M_a (m/sec²/mm) mõõtkava. Mõõtkavaks on füüsiliste suuruste ühikute arv, mis vastab joonisel ühele millimeetrile. Nii $M_v = 0,5$ m/sec/mm tähendab, et ühele millimeetrile joonisel vastab kiirus 0,5 m/sec.

Ülesandes nr.3 kiirused ja kiirendused tuleb mõõtkavas kujutada vektoritena, mis on suunatud trajektoori antud punkti kas normaali või puutujat mööda.

Ülesannete nr.4 ja 5 lahendamisel soovitatakse teha joonised, kujutades nendel antud ja hiljem leitud suurused vastavate vektoritena.

Ülesannete nr.6 ja 7 lahendamisel tuleb kasutada kineestika meetodit.

Ülesande nr. 8 lahendamisel on vaja määrata auto liikumise kiirus; taandatud hõõrdeteguri all tuleb mõista veerehõõrdumise jõu suhet normaaljõusse. Peale selle tuleb kasutada liikumise hulga ja kineetilise energia seadusi, ülesande lahendamise õigsust aga kontrollida dünaamika põhivõrrandi järgi.

Ülesandes nr.9 on vaja kasutada dünaamika põhivõrrandit pöörleva liikumise kohta ja lahendust kontrollida kineetilise energia seaduse järgi või ümberpöörduvalt.

Ülesande nr.10 lahendamisel soovitatakse kasutada õpikut: Л.Е.Левенсон, "Теоретическая механика с элементами теории механизмов", Трудрезервиздат, 1955-1958.

Kontrolltöö nr. 2 ülesanded

Ülesanne nr. 1. Linnast A saadetakse linna B iga päev üks rong. Rong on teel T õöpäeva. Mitut rongi kohtab teel reisija, kes sõidab linnast B linna A? Ülesanne lahendada graafiliselt.

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
T	10	9	8	7	6	5	12	6	8	7

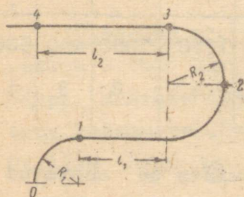
Ülesanne nr.2. Keha visatakse vertikaalselt üles kiirusega v m/sec. Õhu takistust arvestamata määrata keha lennu kõrgus, aeg mille jooksul ta langeb maale ja kiirus, milliselega ta puudutab maad. Ehitada keha teekonna, kiiruse ja kiirenduse graafikud.

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
v	20	30	40	50	60	55	45	35	25	75

Ülesanne nr. 3. Punkti liikumine on antud valemiga $S = 0,5 t^3$ (s - meetrites, t - sekundites). Liikumise trajektoor on kujutatud joonisel 57.

Nõutakse :

- 1) määrata aeg, mis on vajalik punkti paigutamiseks seisude 1, 2, 3 ja 4 ;
- 2) määrata ja kujutada mõõtkavas kiirused, tangentsiaal-, normaal- ja kogukiirendused näidatud neljas seisus.



Joon. 57

Variant Andmed (m)	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
R_1	1	2	3	4	5	4	3	2	1	6
l_1	2	3	4	5	6	7	6	5	4	5
R_2	3	5	7	9	11	12	10	8	6	4
l_2	1	2	5	4	6	7	6	4	2	3

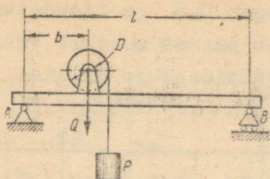
Ülesanne nr.4 . Elektrimootori väljalülitamise momendist kuni seismajäämiseni tema võll tegi φ pööret, omades algkiiruse n_0 (p/min). Kui palju aega kulus mootori väljalülitamisest seismajäämiseni, kui lugeda pöörlemine ühtlaselt aeglustuvaks? Milline on mootori võllile asetatud 2-meetrilise läbimõeduga hooratta põia punktide kiirus, tangentsiaal- ja normaalkiirendus mootori väljalülitamise momendil?

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
	1000	750	900	735	1450	960	1500	1400	975	980
	100	80	75	50	120	45	100	120	110	160

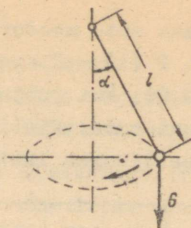
Ülesanne nr.5 . H meetri kõrgusel asuvalt helikopterilt on visatud vimpel. Kus, millal ja millise kiirusega vimpel langeb maale, kui tuule kiirus on v m/sec?

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
H (m)	400	600	800	300	750	200	1200	1000	450	500
v (m/sec)	5	6	4	2	3	1	8	2	3	4

Ülesanne nr.6 . Raskust P_m tõstev vints on asetatud talale, mis toetub kahele üksteisest 1 m kaugusel asuvale toele A ja B. Raskuse liikumise võrrand: $s = ct^2$ (s-meetrites ja t-sekundites). Määrata toereaktsioonid, kui vintsi kaal on Q (kG) ja trumli läbimõõt D (mm) ning vints on asetatud toest A kaugusele b (m).
Tala raskust ei arvestata (joon.58).



Joon. 58



Joon. 59

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Q	200	250	300	350	400	300	450	500	320	500
P	2	3	3	4	5	6	5	10	8	12
l	6	8	10	12	10	9	6	7	12	14
b	2	5	6	4	3	2	5	4	9	8
D	500	400	360	520	420	450	500	400	600	500
C	0,2	0,7	0,5	1,1	0,8	0,4	0,9	0,3	0,2	0,3

Ülesanne nr. 7. 1 (cm) pikkuse nõõri otsa kinnitatud raskus G (kG) kirjutab pööreldes horisontaalses tasapinnas ringi. Määrata nõõri väikseim nurkkiirus, mille juures toimub tema katkemine, kui nõõri vastupidavus katkemisele on T (kG). Millise nurga α juures toimub katkemine?

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
G	2	3	5	6	4	7	8	5	9	10
l	80	70	60	50	120	90	110	120	75	60
T	8	9	10	12	10	8	12	14	14	10

Ülesanne nr.8. Sirgjoonelisel teelõigul sõitva auto liikumine on antud võrrandiga $s = kt$ (s - meetrites, t - sekundites); teelõigul on kallak 1 : 100, auto sõidab tõusu

suunas. Määrata auto mootori poolt arendatav võimsus, kui auto kaal on $P(t)$, ülekande kasutegur 0,8 ja taandatud hõõrdetegur 0,06. Kui palju aega kulub pärast mootori väljalülitamist kuni auto täieliku seisumiseni ja millise teekonna ta sealjuures läbib ?

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
P	2	3	4	5	6	3	2	3	4	5
K	25	20	35	15	42	30	24	45	40	30

Ülesanne nr.9 . Laagrite hõõrdemomendi määramiseks on võllile asetatud hooratas kaaluga G (kg) ja sellele on antud nurkkiirus n (p/min). Hooras jääb hõõrdumise mõjul seisma T minuti pärast. Arvestamata võlli kaalu ja vaadeldes hooratist õhukeseseinalise rõngana läbimõõduga D (m), määrata hõõrdemoment, lugedes teda püsivaks. Mitu pööret teeb võll kuni seisumiseni ? Arvutada hõõrdumise ületamiseks kulutatud keskmine võimsus.

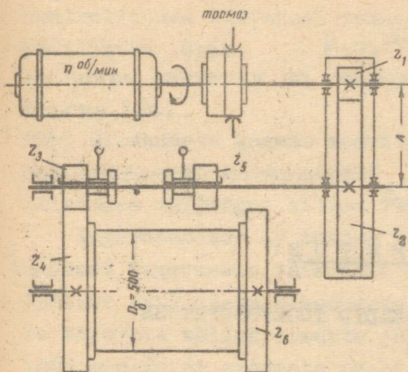
Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
G	500	1000	1200	800	850	900	950	700	600	65
D	1,5	1,6	2	1,2	1,4	2	1,6	1,4	1,2	1,6
n	250	200	160	220	300	320	360	350	280	250
T	12	10	16	15	10	9	8	12	8	

Ülesanne nr. 10 .Joonisel 60 on kujutatud tõstevintsi kinemaatiline skeem. Lülitusmehhanismi abil on võimalik anda trumlile kaks pöörlemiskiirust : väiksema kiiruse v_1 saame hammasrataste 3 ja 4 sisselülitamisel ja suurema kiiruse v_2 - hammasrataste 5 ja 6 sisselülitamisel. Väiksema kiiruse puhul on jõud trumlile keritavas köies Q_1 (kg) ja

suuremal kiirusel $Q_2 = \frac{1}{2} Q_1$ (kg) .

Vaja määrata:

- 1) kõie trumlile kerimise kiirused v_1 ja v_2 ;
- 2) elektrimootori poolt arendatav võimsus kiirustel v_1 ja v_2 , kui trumli kasutegur on 0,93 ja ühel hammasrat-
tapaaril 0,95 (hõõrde-
kadusid laagrites eraldi ei arvestata) ;
- 3) hammasrataste 1 ja 2
jaotusringide läbimõõdud
ning reduktori telgede-



Joon. 60

vaheline kaugus A , kui lülitusmoodul on 4 mm .

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Q ₁	800	750	700	600	650	900	850	650	700	780
n	720	780	950	970	950	720	780	970	950	720
z ₁	25	18	20	22	19	24	18	21	22	19
z ₂	75	82	80	78	81	76	82	79	78	81
z ₃	14	15	16	17	16	15	14	15	16	17
z ₄	89	88	87	86	87	88	89	88	87	86
z ₅	18	19	20	19	18	19	20	19	20	18
z ₆	85	84	83	84	85	84	83	84	83	85

II o s a

T U G E V U S Ö P E T U S

ÜLDISED METOODILISED JUHENDID TUGEVUSÖPETUSE ÕPPIMISEKS

Enne tugevusõpetuse kursuse õppimisele asumist tuleb veelkord tähelepanelikult läbi lugeda üldised metoodilised juhendid ja korrata staatika põhiseisukohti : jõudude süsteemi üleviimist ühte punkti, jõudude peavektori ja peamomendi mõistet, Varignon'i teoreemi, mitmesuguste jõudude süsteemide tasakaaluvõrrandeid, pinna raskuskeskme määramist.

Tugevusõpetuse kursuse õppimisel suurimad raskused esinevad ülesannete lahendamisel. Seepärast on tarvilik väga tähelepanelikult läbi arutada kõik ülesanded, millede lahendus on toodud õpikutes ja tingimata lahendada iseseisvalt võimalikult palju ülesandeid kursuse iga teema kohta.

Kursuse põhiõpik - R.S.Kinasošvili - Tugevusõpetus tehnikumidele, Eesti Riiklik Kirjastus, 1956.a. või sama autori venekeelsed õpikud alates 1954.a.

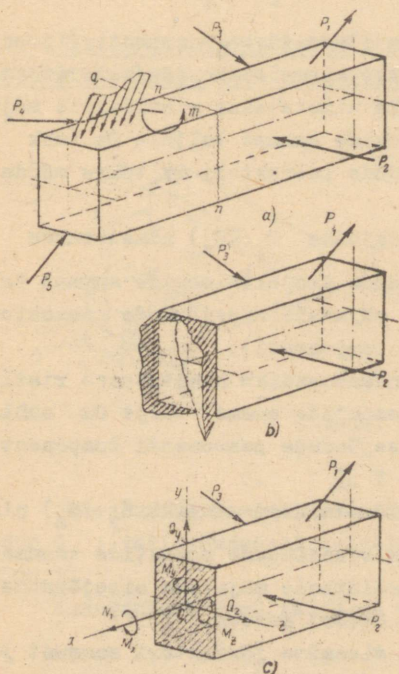
Õpilastele, kes ei ole tuttavad kõrgema matemaatika elementidega, on põhiõpikuks : А.Н.Митинский , "Сопротивление материалов" , Л., Судпромгиз, 1959. See õpik on kursuse enamiku teemade osas küllaldane neile õpilastele, kes oskavad matemaatilise analüüsi põhialuseid. Lisakirjandusena võib kasutada õpikut : Г.М. Ицкович , "Сопротивление материалов" , изд-во "Высшая школа", 1960. või tehnilistele kõrgematele koolidele määratud õpikut :

H.M.Беляев, "Сопротивление материалов", М., Гостехиздат (mistahes väljaanne alates 1955).

Kontrolltööde täitmisel esinevate raskuste puhul võib osutada kasulikuks õrik : М.В.Рубинин, "Руководство к практическим занятиям по сопротивлению материалов", М., Машиз, 1957.

Рõhi ülesannete koguna soovitatakse : "Сборник задач по сопротивлению материалов", Н.М.Беляев, М., Гостехиздат (mistahes väljaanne alates 1955).

Tugevusõpetus on teaduskonstruktsiooni elementide arvutamises tugevusele, jäikusele ja stabiilsusele. Üheks tugevusõpetuse põhiliseks ülesandeks on konstruktsiooni-elementidele mõjuvate väliskoormuste järgi sisejõudude leidmine. Tulemame meelde, et sidemete reaktsioonid kuuluvad välisjõudude hulka.



Joon. 61

Võtet, mille abil on võimalik määrata sisejõude nimetatakse lõigete meetodiks. Lõigete meetod ei võimalda kindlaks teha, kuidas jagunevad sisejõud kogu ristlõike ulatuses, võimaldab aga keha allesjäänud osa tasakaalu tingimustest leida keha vaadeldavas ristlõikes esinevate sisejõudude peavektori ja peamomendi. Vaatame lõigete meetodi kasutamist tasakaalus oleva keha puhul. Jagame keha mõttelise lõikepinnaga kahte osaks (joon. 61a). Jättes kõrvale vasaku (või

parema) osa, asendame tema mõju keha allesjäänud osale sisejõududega, mis on tundmatud suuruselt ja suunalt. Keha allesjäänud osale mõjuvad välisjõud (P_1, P_2, P_3) ja sisejõudude süsteem (joon. 61 b). Kuna kogu keha oli tasakaalus, siis ka keha allesjäänud osa peab olema tasakaalus. Nagu teoreetilisest mehhaanikast teame, võib vabalt valitud jõudude süsteemi taandada peavektoriks ja peamomendiks, millised on staatiliselt ekvivalentsed antud jõudude süsteemiga.

Võttes vaadeldava ristlõike taandamistsentriks raskuskeskme, taandame ristlõikele mõjuvate sisejõudude süsteemi peavektoriks ja peamomendiks.

Selle asemel, et otsida peavektori ja peamomendi suurust ja suunda, leiame, koostades allesjäänud osa kohta kuus tasakaalu võrrandit, peavektori ja peamomendi komponendid koordinaattelgede kohta (koordinaatide algpunkt asetseb ristlõike raskuskeskmes).

Resultaadina saame kolm jõudu ja kolm momenti (joon. 61 c). Neid suurusi nimetatakse sisemisteks jõufaktoriteks.

N_x - pikijõud. Pikijõuks nimetatakse ristlõikele mõjuvate sisejõudude projektsioonide summat teljele Ox (ehk ristlõikes mõjuvate sisejõudude peavektori Ox telge mööda mõjuvat komponenti).

Q_y, Q_z - pöikjõud. Pöikjõuks $O_y (Q_z)$ nimetatakse ristlõikes mõjuvate sisejõudude projektsioonide summat teljele $Oy(Oz)$ (ehk ristlõikes mõjuvate sisejõudude peavektori $Oy(Oz)$ telge mööda mõjuvat komponenti).

M_x - väändemoment. Väändemomendiks nimetatakse ristlõikele mõjuvate sisejõudude momentide summat telje Ox suhtes (ehk ristlõikes mõjuvate sisejõudude peamomendi komponenti telje Ox suhtes).

$M_y (M_z)$ - paindemomendid. Paindemomendiks $M_y (M_z)$ nimetatakse ristlõikele mõjuvate sisejõudude momentide summat telje $Oy(Oz)$ suhtes (ehk ristlõikele mõjuvate sisejõudude peamomendi komponenti telje $Oy(Oz)$ suhtes).

Selleks, et määrata iga sisemise jõufaktori suurust ja suunda, on vaja koostada keha allesjäänud osa kohta vastavad

tasakaaluvõrrandid. Selgitame seda näitega (joon. 62 a).

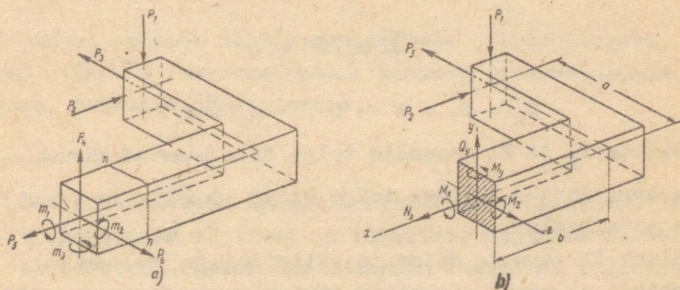
Antud koormuste $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, m_1, m_2, m_3$ (mõned neist on sidemete reaktsioonid) mõjul keha on tasakaalus. Leiame sisemised jõufaktorid lõikes $n-n$. Selleks lõikame mõttes keha ja koostame kuus tasakaaluvõrrandit keha allesjäänud (antud juhul parempoolse) osa kohta. See osa on näidatud eraldi joon. 62 b.

$$1. \quad \sum X = 0.$$

Sisejõudude projektsioonide summa teljele Ox on pikijõud N_x ; allesjäänud osale rakendatud välisjõududest projekteerub teljele Ox ainult jõud P_2 . Telje Ox näites valitud suuna puhul tasakaaluvõrrand on järgmine:

$$N_x - P_2 = 0, \text{ kust } N_x = P_2.$$

Pikijõud on arvuliselt võrdne keha allesjäänud osale mõjuvate välisjõudude projektsioonide summaga teljel Ox .



Joon. 62

$$2. \quad \sum Y = 0.$$

Sisejõudude projektsioonide summa teljele Oy on põikjõud Q_y ; välisjõududest teljele Oy projekteerub ainult jõud P_1 .

Tasakaaluvõrrand telje Oy valitud suuna järgi:

$$Q_y - P_1 = 0, \text{ kust } Q_y = P_1.$$

Põikjõud Q_y on arvuliselt võrdne keha allesjäänud osale tegutsevate välisjõudude projektsioonide summaga teljele Oy .

$$3. \quad \sum Z = 0 ;$$

$$Q_z - P_3 = 0, \quad Q_z = P_3 .$$

$$4. \quad \sum m_x = 0 ;$$

$$M_x - P_1 \cdot a = 0, \quad M_x = P_1 \cdot a .$$

Jõudude P_2 ja P_3 momendid telje Ox suhtes võrduvad nulliga, kuna jõud P_2 on paralleelne teljega Ox , ja jõud P_3 lõikab seda telge.

$$5. \quad \sum m_y = 0 :$$

$$M_y + P_3 \cdot b - P_2 \cdot a = 0 ,$$

$$M_y = P_2 \cdot a - P_3 \cdot b .$$

Jõu P_1 moment telje Oy suhtes võrdub nulliga, kuna jõud P_1 on paralleelne selle teljega.

$$6. \quad \sum m_z = 0 :$$

$$M_z - P_1 \cdot b = 0, \quad M_z = P_1 b$$

Jõudude P_2 ja P_3 momendid telje Oz suhtes võrduvad nulliga, sest jõud P_2 lõikab telge Oz ja jõud P_3 on selle teljega paralleelne.

Sõltuvalt vardale mõjuvate välisjõudude iseloomust võib juhtuda, et mõned sisemised jõufaktorid võrduvad nulliga. Igaüks kuuest sisemisest jõufaktorist vastab ühele deformatsiooni põhiliigile : pikijõud - tõmbele (survele) , pöikjõud - nihkele (lõikele), pöördemoment - väändeale , paindemoment - paindele.

Keha erinevates ristlõigetes on jõufaktorid üldjuhul samuti erinevad. Iga sisemise jõufaktori muutumist piki keha (varrast) võib kujutada graafikuna. Neid graafikuid nimetatakse jõufaktorite^{x)} epüürideks. Jõufaktorite epüüride^{x)} kõne lühendamiseks jätame edaspidi enamikel juhtudel terminist "sisemised jõufaktorid" välja sõna "sisemised".

ehitamise näited on toodud allpool.

Pingete mõistete arutamisel on vaja hästi meeles pidada, et pinge suurus sõltub keha punkti asukohast, kus pinge määratakse ja selle pinna asendist, millises ta mõjub.

Tugevusõpetuse kursuses eristatakse kolme liiki pingeid :

piirpinged määratakse materjalide mehhaanilise proovimisega

$$(\sigma_{piir}, \tau_{piir});$$

lubatavad pinged moodustavad teatud osa piirpingetest,

$[\sigma] = \frac{\sigma_{piir}}{[n]}$, $[\tau] = \frac{\tau_{piir}}{[n]}$, kus n - normatiivne või nõutav varutegur^{x)} (alati üle 1);

tööpinge esineb koormatud konstruktsioonis (σ, τ) .

Konstruktsiooni elemendi (detaili) tugevus on tagatud, kui kõikides tema punktides täidetakse tingimus $\sigma \leq [\sigma]$, (või $\tau \leq [\tau]$), s.o. tööpinge ei ületa lubatavaid pingeid.

Tuleb pöörata tähelepanu sellele, et tööpingete arvutamisel (σ, τ) tugevusõpetuse kursuse arvutusvalemid sisaldaksid sisemisi jõufaktoreid.

x) P.S.Kinasošvili õpikus on varutegur tähistatud tähega k , kusjuures nõutavat ja faktilist tugevuse varutegurit ei eristata. Käesolevas raamatus faktilist tugevuse varutegurit tähistatakse n -ga; ta kujutab endast suhet piirpinge ja tööpinge vahel :

$$n = \frac{\sigma_{piir}}{\sigma}; \quad (n = \frac{\tau_{piir}}{\tau}).$$

Seda tähistust tuleb kasutada ka iseseisval ülesannete lahendamisel.

III ÜLESANNE

PROGRAMM

21. Sissejuhatus

Tugevusõpetuse kursuse eesmärk ja ülesanded, side üld- tehniliste ja erialanetega. Mõiste elastsetest ja plastilis- test deformatsioonidest. Koormuste liigitus. Elomõisteid tu- gevuse, jäikuse ja stabiilsuse arvutustest.

Tugevusõpetuse kursuse põhilised oletused ja hüpotee- sid materjalide omaduste ja deformatsioonide iseloomu kohta. Materjali elastsus, homogeensus, isotroopsus, pidevus. Deformee- ruva keha punktide ümberpaigutumised. Käsitatavate deformat- sioonide väiksus (algmõõtude printsiibi kasutamine). Line- aarne sõltuvus jõudude ja nende poolt esilekutsutud ümber- paigutumiste vahel. Jõudude mõju sõltumatuse printsiip.

Tugevusõpetuses ja teistes lähedates teadusharudes vaadeldavate kehade geomeetiline iseloomustus (varb, plaat, koorik, massiiv).

Sisejõudude määramise meetodika (lõigete meetod). Sise- mised jõufaktorid varda ristlõikes : piki- ja põikjõud, vään- de- ja paindemomendid. Sisejõudude ja -momentide avaldamine välisjõudude (koormuste) kaudu.

Pinge (kogupinge, normaalpinge, tangentsiaalpinge).

22. Sirge varda tõmme ja surve .

Vara sisejõud telgkoormusel. Pikijõudude epüüri ehitamine tõmbele (survele) töötavas varvas. Tasapinnaliste lõi- gete hüpotees. Normaalpinged varva ristlõikes. Normaalpingete epüüri ehitamine ühtlase ja muutuva ristlõikega varvas. Ab- soluutne ja suhteline lineaarne deformatsioon. Hooke'i sea- dus lineaarsel deformatsioonil. Elastsusmoodul. Ristlõigete nihete määramine. Lõikepinna jäikus ja varva jäikus tõmbel (survel). Suhteline ristdeformatsioon telgkoormusel. Ristde- formatsiooni tegur (Poisson'i tegur) .

Välis- ja sisejõudude töö staatilisel tõmbel (survel). Deformatsiooni potentsiaalne erienergia. Materjalide mehhaa-

niliste katsetuste lühike iseloomustus, nende tähtsus konstruktorile ja tehnoloogile. Staatilised tõmbekatsed. Vähesese süsinikusisaldavusega terase tõmbediagramm ja selle iseloomulikud punktid. Staatilistel tõmbekatsedel saadavad põhilised mehhaanilised karakteristikud : proportsionaalsus-, elastsus-, voolavus-, tugevuspiir ja suhteline jäävpikenemine katkemisel; suhteline ristlõike ahenemine. Mõiste tinglikust voolavuspiirist. Koormusest vabastamise ja korduva koormamise seadus. Kallestus.

Hapra materjali tõmbediagramm. Survekatsete iseärasused. Plastiliste ja habraste materjalide survediagrammid.

Eelnevad andmed lubatavate pingete valikuks plastilistele ja habrastele materjalidele staatilisel koormusel. Tugevusvaru voolavuspiiri ja tugevuspiiri järgi; põhilised faktorid, mis mõjutavad tema suurust. Tugevusarvutus. Kolme liiki ülesanded tugevusarvutusel : kontrollarvutus, projektarvutus, lubatud koormuse määramine. Tugevusarvutus varva omakaalu arvestamisega. Ümberpaigutumiste määramine varva omakaalu mõju arvestamisega. Staatiliselt määramatud ülesanded tõmbele (survele). Staatika ja ümberpaigutumiste valemid. Lihtsad staatiliselt määramatud varrasüsteemid. Temperatuuri muutuse mõju pingetele staatiliselt määramatuis süsteemides.

Varva pingelukorra analüüs telgkoormusel. Maksimaalsed tangentsiaalpinged. Üldistatud Hooke'i seadus (deformatsioonide määramine elemendi tõmbel-survel kolmes üksteisega ristiasetsevas suunas).

23. Praktilised arvutused lõikele ja muljumisele .

Lõige, põhilised arvutuse eeltingimused, arvutusvalemid. Lubatud pinged arvutuses lõikele. Muljumine, arvutuse tinglikkus, arvutusvalemid. Lubatud pinged arvutuses muljumisele. Praktiliste arvutuste näiteid lõikele ja muljumisele.

24. Vääne .

Puhas nihe. Nihkedeformatsioon. Tangentsiaalpingete paa-

ritiesinemise seadus. Hooke'i seadus nihkele. Isotroopse keha kolme elastsuskonstandi omavaheline sõltuvus.

Väändedeformatsioon. Väändemoment. Väändemomentide epüüri konstrueerimine. Ümarristlõikega varva vääne. Põhilised hüpoteesid. Pinged ristlõikes. Väändenurga määramine. Ringi ja rõnga polaarinermsmoment ja polaarvastupanumoment (ka polaarvastupidavusmoment). Tugevusarvutus. Lubatud väändepinged. Arvutus jäikusele lubatud väändenurga järgi. Võllide arvutus tugevusele ja jäikusele antud võimsuse ja pöörete arvu järgi.

Lihtsad staatilised määramatud juhud arvutusel väände. Silindriliste kruvivedrude arvutamine. Ligikaudne meetod pingete määramiseks. Deformatsiooni potentsiaalne energia väändel. Valem vedru lühenemise määramiseks. Vedru projekteerimine etteantud töökarakteristika järgi.

KIRJANDUS III ÜLESANDE JUURDE

Teema nr.	Põhikirjandus		Täiendav kirjandus
		P.S.Kinasošvili, Tugevusõpetus tehnikumidele, Eesti Riiklik Kirjastus, Tallinn 1956.a.	МИТИНСКИЙ АН Сопротивление материалов. Д., Судпромгиз, 1959.
21	§ 1-5	§ 1-6	§ 1-5
22	§ 6-12, 14-16	§ 7-15, 17, 18, 20, 21, 23, 24	§ 6-20
23	§ 30, 33-35, 37	§ 25-27	§ 21, 22
24	§ 38-41, 43, 44, 46	§ 29-37	§ 23-31

SOOVITATAVAD HARJUTUSED III ÜLESANDEJURDE

Teema nr.	Б е л я е в Н.М. Сборник задач по сопротивлению материалов. М., Гостехиздат любое издание, начиная с 1955
22	1.3 - 1.6, 1.11, 1.12, 1.18, 1.20, 1.25, 1.30, 1.31 1.39, 1.60, 1.62, 1.68, 1.71 - 1.74, 1.82, 1.84, 1.86, 1.88, 1.97, 1.135, 1.137
23	3.1 - 3.4, 3.18, 3.20, 3.22
24	3.41-3.44, 3.46, 3.49, 3.52-3.54, 3.72, 3.73, 3.93, 3.106

JUHENDID KONTROLLTÖÖ nr. 3 TÄITMISEKS

Kontrolltöö teostamisele võib asuda pärast peatükkide I, II ja III peat. § 15 selgeksõppimist P.S.Kinasošvili õpikust ning pärast iseseisvaks harjutamiseks soovitatud ülesannete lahendamist teema 22 järgi. Selle materjali alusel võib lahendada kontrolltöö ülesanded nr. 1, 2 ja 3. Siis tuleb selgeks õppida § 16, 17, 18, 19 ja 21 III peatükist, lahendada teema 22 järgi soovitatud staatilised määramatud ülesanded ja lahendada kontrolltöö-ülesanded nr. 4 ja 5.

Kontrolltööülesanded nr. 6 ja 7 võib lahendada pärast teema 24 teoreetilise materjali selgeksõppimist ja vastavate harjutamiseks soovitatud ülesannete lahendamist.

Õpikus (P.S.Kinasošvili) tõmbele (survele) töötava varva ristlõikes esinevate pingete ja tema pikenemise (lühenemise) arvutamiseks kasutatakse järgmisi valemeid :

$$G = \frac{P}{F} \quad , \quad \Delta l = \frac{P}{EF}$$

Tuleb arvestada, et need valeimid on õiged ainult erijuhtul, kui ühtlase ristlõikega varb on koormatud otstesse ra-

kendatud jõududega P.

Üldjuhul pinge vabalt valitud ristlõikes tõmbel(survel) arvutatakse valemist

$$\sigma = \frac{N_x}{F} ,$$

kus N_x on pikijõud vaadeldavas ristlõikes.

Tugevustingimus tõmbel (survel) :

$$\sigma_{\max} = \frac{N_x}{F} \leq [\sigma]$$

Üldjuhul muutuva ristlõikega varva pikenemine (lühene-mine) arvutatakse valemiga:

$$\Delta l = \sum_0^l \int \frac{N_{xi} l_i}{EF_i} dx.$$

Alalise ristlõikega (ühe astme ulatuses) astmelisele varvale valem omab kuju

$$\Delta l = \sum \frac{N_{xi} l_i}{EF_i} .$$

Õpikus (P.S.Kinasošvili) on pikijõudude epüüri ehitamine välja jäetud, mispärast on vajalik läbi arutada järgmine näi-de :

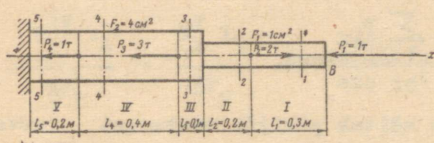
Näide 22 . Antud astmelise varva kohta (joon.63 a) nõutakse :

- 1) konstrueerida pikijõudude epüür ;
- 2) kontrollida varva tugevust, kui $[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2$
- 3) arvutada varva vaba otsa ümberpaigutumine, kui

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2 .$$

Lahendus . Jagame varva üksikuteks osadeks, alustades vabast otsast. Osade piiiriks on lõiked, kuhu on rakendatud välisjõud või ristlõike muutumiskohad. Antud varval on viis

osa, mis on joonisel näidatud. Võtame meelevaldse lõike 1 - 1 osas I ja eraldame varva vasaku osa ning vaatleme eraldi joonisel 63 kujutatud allesjäänud (parema) osa tasakaalu. Varva allesjäänud osale mõjuvad jõud N_X^I ja P_1 . Projekteerides sellele varva osale mõjuvad jõud teljele x, saame:



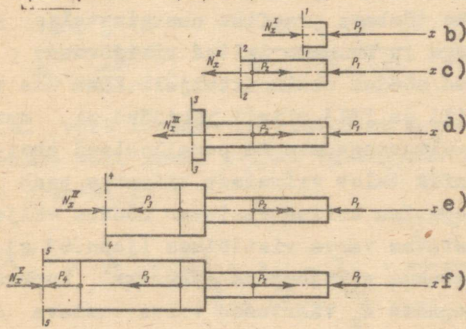
$$N_X^I - P = 0,$$

$$N_X^I = P_1$$

- a) Järelikult esimeses osas pikijõud on alaline ja võrdub $P_1 = 1t$.

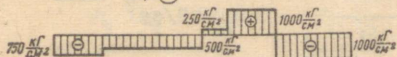
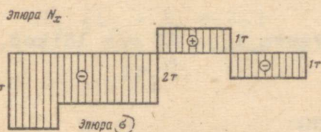
Pikijõud loetakse positiivseks, kui ta tekitab tõmbedeformatsiooni. Varva esimeses osas on pikijõud negatiivne, sest ta tekitab survedeformatsiooni (joon. 63 b).

Võtame meelevaldse lõike 2 - 2 osas II, viskame ära varva vasaku osa ja vaatame eraldi allesjäänud (parema) osa



h)

i)



Joon. 63

tasakaalu, mis on kujutatud joon. 63 b. Allesjäänud osale mõjuvad jõud N_X^{II} , P_1 ja P_2 . Projekteerides need jõud teljele x, saame:

$$-N_X^{II} + P_2 - P_1 = 0,$$

$$N_X^{II} = P_2 - P_1 = 2 - 1 = 1t.$$

Teises osas pikijõud on püsiv ja positiivne, mis vastab tõmbedeformatsioonile (joon. 63 b).

Analoogiliselt arvutame pikijõudude suurused lõigetes 3-3 (joon.63 d) , 4-4 (joon.63 e) , 5-5 (joon.63 f).

Edaspidisel iseseisval ülesannete lahendamisel pole vaja iga kord eraldi kujutada varva allesjäänud osa, vaid lihtsalt kasutada suhet

$$N_x = \sum_{\text{allesjäänud osa}} P_{ix}$$

Ehitame graafiku, mis näitab pikijõu muutumist varva pikkuse ulatuses. Selleks tõmbame graafiku abstsissitelje paralleelselt varda teljega ja kanname leitud pikijõudude väärtused vabalt valitud mõõdus ordinaatteljele. Kuna ühe või koguni kahe naaberosa (II ja III) piiril pikijõud ei muutu siis epüüri on piiratud sirgetega, mis on paralleelsed abstsissiteljega. Saadud graafik tuleb viirutada. Viirutus peab olema risti varva teljega. Iga kriips vastavas mõõdus väljendab pikijõu suurust vastavas varva ristlõikes (joon.63 g) . Saadud graafikut nimetatakse pikijõudude epüüriks. Normaalpingete epüüri saame jagades N_x väärtused varva vastava osa ristlõike pinnaga.

Ohtlikkudeks lõigeteks on varva I ja II osa lõiked, kus pinged on kõige suuremad :

$$\sigma_{max_1} = \frac{N_x^I}{F_1} = - \frac{P_1}{F_1} = - \frac{1000}{1} = - 1000 \text{ kg/cm}^2 ;$$

$$\sigma_{max_2} = \frac{N_x^{II}}{F_2} = \frac{P_2 - P_1}{F_1} = \frac{2000 - 1000}{1} = 1000 \text{ kg/cm}^2 .$$

Varva materjal töötab tõmbele ja survele ühtemoodi, seepärast näidatud ristlõiked on võrdse ohtlikkusega.

Tugevustingimus

$$\sigma_{max} = 1000 \text{ kg/cm}^2 < [\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2 ,$$

s.o. varva tugevus on tagatud.

Varva vaba otsa ümberpaigutumise (lõige B) leiame ük-

sikute osade absoluutsete pikenemiste (lühenemiste) summana:

$$\lambda_B = \Delta l = \sum \frac{N_{xi} l_i}{EF_i} = \frac{N_x^I l_1}{EF_1} + \frac{N_x^{II} l_2}{EF_1} + \frac{N_x^{III} l_3}{EF_2} +$$

$$+ \frac{N_x^{IV} l_4}{EF_2} + \frac{N_x^V l_5}{EF_2} = - \frac{1000 \cdot 30}{2 \cdot 10^6 \cdot 1} + \frac{1000 \cdot 20}{2 \cdot 10^6 \cdot 1} +$$

$$+ \frac{1000 \cdot 10}{2 \cdot 10^6 \cdot 4} - \frac{2000 \cdot 40}{2 \cdot 10^6 \cdot 4} - \frac{3000 \cdot 20}{2 \cdot 10^6 \cdot 4} \approx - 0,02 \text{ cm}$$

s.o. varb lüheneb ja ristlõige B paigutub vasakule. Sama tulemuse võib saada teisel viisil, kasutades jõudude sõltumatu-
se printsiipi :

$$\lambda_B = \lambda_{P_1} + \lambda_{P_2} + \lambda_{P_3} + \lambda_{P_4} = \frac{P_1 (l_1 + l_2)}{EF_1} -$$

$$- \frac{P_1 (l_3 + l_4 + l_5)}{EF_2} + \frac{P_2 l_2}{EF_1} + \frac{P_2 (l_3 + l_4 + l_5)}{EF_2} -$$

$$- \frac{P_3 (l_4 + l_5)}{EF_2} - \frac{P_4 l_5}{EF_2} \approx - 0,02 \text{ cm}$$

Näide 23. Kontrollida joon.64 a kujutatud varraste süsteemi tugevust. Varvad on valmistatud terasest $\sigma_T = 3$, mille voolavuspiir $\sigma_T = 2400 \text{ kg/cm}^2$; nõutav tugevuse varutegur $[n] = 1,6$

Lahendus . Tugevustingimus

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} \geq [n]$$

kus σ_{max} - varbade ristlõigetel tekkinud suurim pingeline. Järelikult on vaja määrata jõud (N_{AB}, N_{CD}, N_{CE}) varbades ja

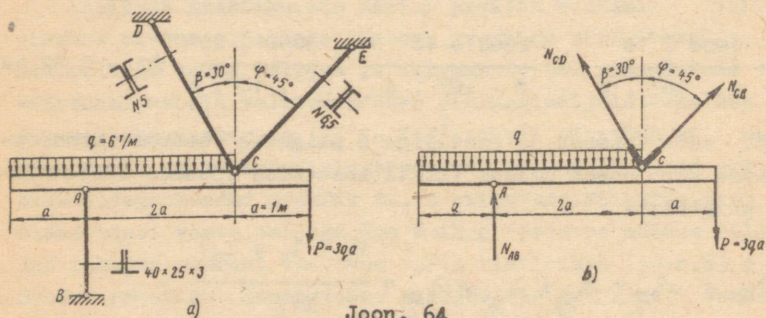
nendest suurima järgi leida tugevuse varutegur ning võrrelda lubatavaga ($[n]$).

Kasutame lõigete meetodit ja vaatleme varva tasakaalu varrastes mõjuvate antud koormuste ja otsitavate jõudude mõjul (joon.64 b).

Võttes kõikide momentide summa punkti C suhtes, saame :

$$N_{AB} \cdot 2a + P \cdot a - 3qa \cdot 1,5a = 0,$$

kust $N_{AB} = 0,75 qa$ (1)



Joon. 64

Projekteerides kõik jõud horisontaalteljele, saame :

$$-N_{CD} \cdot \sin 30^\circ + N_{CE} \cdot \cos 45^\circ = 0. \quad (2)$$

Projekteerides kõik jõud vertikaalteljele, saame :

$$N_{AB} + N_{CD} \cdot \cos 30^\circ + N_{CE} \cdot \cos 45^\circ - 3qa - 3qa = 0. \quad (3)$$

Lahendades ühiselt võrrandid (2) ja (3) ning arvestades valemit (1), saame :

$$N_{CE} = \frac{5,25}{1,927} \cdot qa = 2,72 qa,$$

$$N_{CD} = \frac{0,707}{0,5} \cdot 2,72 qa = 3,85 qa.$$

Asendades arvvaarustega ($q = 60 \text{ kg/cm}$, $a = 100 \text{ cm}$) ,
saame :

$$N_{AB} = 0,75 qa = 0,75 \cdot 60 \cdot 10^2 = 4500 \text{ kg} ;$$

$$N_{CE} = 2,72 qa = 2,72 \cdot 60 \cdot 10^2 = 16300 \text{ kg} ;$$

$$N_{CD} = 3,85 qa = 3,85 \cdot 60 \cdot 10^2 = 23100 \text{ kg} .$$

Kasutades valtsprofiilide sortimendi tabelleid, määrame
varbade ristlõike pinna :

Varvale AB (ГOCT 8510-57 järgi)

$$F_{AB} = 2 \cdot 1,89 = 3,78 \text{ cm}^2 ,$$

Varvale CD (ГOCT 8240-56 järgi)

$$F_{CD} = 2 \cdot 6,90 = 13,8 \text{ cm}^2 ,$$

varvale CE (ГOCT 8240-56 järgi)

$$F_{CE} = 2 \cdot 8,28 = 16,56 \text{ cm}^2 .$$

Määrame pinged varbade ristlõigetes

$$\sigma_{AB} = \frac{N_{AB}}{F_{AB}} = \frac{4500}{3,78} = 1190 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} ;$$

$$\sigma_{CD} = \frac{N_{CD}}{F_{CD}} = \frac{16300}{13,8} = 1180 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} ;$$

$$\sigma_{CE} = \frac{N_{CE}}{F_{CE}} = \frac{23100}{16,56} = 1395 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} .$$

Niisiis kõige enam koormatuks osutub varb CE :

$$\sigma_{max} = \sigma_{CE}$$

Tugevuse varutegur

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{2400}{1395} = 1,72 .$$

Tugevuse varutegur on $\frac{1,72 - 1,6}{1,6} \cdot 100\% = 7,5\%$ võrra suurem nõutavast.

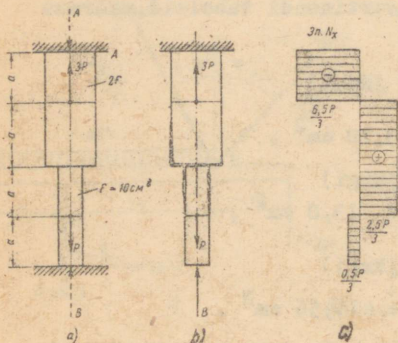
Näide 24 . Antud varva (joon. 65 a) kohta nõutakse :

- 1) ehitada pikijõudude epüür ;
- 2) tugevustingimusest määrata lubatava koormuse suurus, kui $[G] = 1600 \text{ kg/cm}^2$. Varva omakaalu ei arvestata.

Lehendus . Vaadeldav

ülesanne kuulub staatiliselt määramatute hulka, sest sisejõude pole võimalik määrata ainult staatika võrrandite abil. Täiendavalt tuleb koostada ümberpaigutumiste (deformatsioonide) võrrandid (antud juhul üks).

Välisjõudude mõjul tekkivad toereaktsioonid A ja B .



Joon. 65

Staatika annab ühe võrrandi kahe tundmatuga :

$$B - P + 3P - A = 0, \quad \text{ehk} \quad A - B = 2P .$$

Varva deformatsiooni tingimusest näeme, et ristlõigete A ja B ümberpaigutus võrdub nulliga (sest need on jäigalt kinnitatud) :

$$\lambda_A = 0, \quad \lambda_B = 0 .$$

Viskame ära alumise sideme (võiks visata ära ka ülemise) ja asendame alumise sideme mõju seni tundmatu reaktsiooniga B, mille suuna valime vabalt .

Seega saame jõududega P, 3P ja B (joon. 65 b) koormatud staatiliselt määratud varva.

Arvutame lõike B ümberpaigutumise tuntud välisjõudude

mõjul ^{x)} (antud juhul P ja 3P) :

$$\lambda_{BP} = \frac{Pa}{EF} + \frac{P2a}{2EF} - \frac{3Pa}{2EF} = 0,5 \frac{Pa}{EF}$$

Koostame seni tundmatu jõu B mõjul toimuva lõike B ümberpaigutumise avalduse :

$$\lambda_{BB} = - \frac{P2a}{EF} - \frac{B2a}{2EF} = - \frac{3Ba}{EF}$$

Jõudude sõltumatuse printsiibi alusel on lõike B ümberpaigutumine võrdne tuntud ja tundmatute jõudude poolt põhjustatud ümberpaigutumiste algebralise summaga

$$\lambda_B = \lambda_{BP} + \lambda_{BB}$$

Lõike B ümberpaigutumine aga võrdub nulliga :

$$\lambda_{BP} + \lambda_{BB} = 0 ,$$

ehk
$$\frac{0,5 Pa}{EF} - \frac{3Ba}{EF} = 0 ,$$

kust
$$B = \frac{0,5 P}{3} .$$

Ehitame pikijõudude epüüri (joon.65 b) alates varva alumisest otsast, sest sel juhul ei ole vajadust ülemise kin-nise otsa reaktsiooni A määramiseks, sest ta võrdub arvuli-selt pikijõuga 4-das (alt) osas.

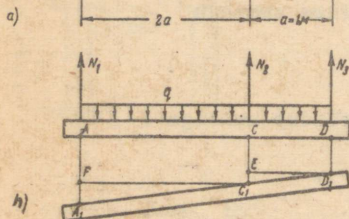
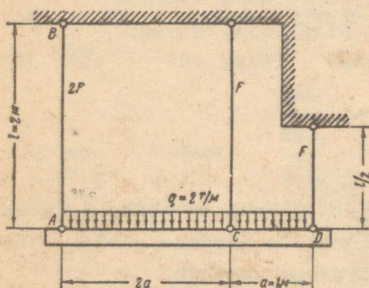
Tugevustingimus on täidetud, kui

$$\sigma_{\max} = \frac{6,5 P}{3 \cdot 2F} \leq [\sigma] ,$$

x) Indeks B näitab lõiget, indeks P - põhjust(jõudu), mis kutsub esile paigutuse- antud juhul tuntud välisjõud P ja 3P

$$\text{kust } [P] = \frac{6[\sigma] F}{6,5} = \frac{6 \cdot 1600 \cdot 10}{6,5} = 14800 \text{ kg} .$$

Näide 25 . Antud varbsüsteemi (joon. 66 a) kohta nõutakse :



Joon. 66

- 1) määrata sisejõud varbades, lugedes plaadi AD absoluutselt jäigaks ;
- 2) tugevustingimusest määrata varbade ristlõike pindala, kui $[\sigma] = 1000 \text{ kg/cm}^2$.

Lahendus . Lõikame varvad ja vaatleme plaadi tasakaalu koormuse q ja varbade sisejõudude N_1 , N_2 , N_3 toimel (joon. 66 b).

Antud jõudude süsteemile annab staatika kaks tasakaaluvõrrandit. Järeli-

kult ülesanne on staatiliselt määramatu. Projekteerides kõik jõud vertikaalteljele, saame

$$N_1 + N_2 + N_3 - 3qa = 0 ,$$

$$N_1 + N_2 + N_3 = 3qa .$$

Momentide summa punkti A suhtes võrdub nulliga:

$$- N_2 \cdot 2a - N_3 \cdot 3a + 3qa \cdot 1,5a = 0 ,$$

$$2N_2 + 3N_3 = 4,5qa .$$

Kuna plaat on absoluutselt jäik, siis pärast süsteemi deformatsiooni ta jääb sirgjooneliseks, laskub allapoole ja võtab varbade pikenemise arvel kallakasendi (joon. 66 b)

On ilmne, et

$$AA_1 = \Delta l_1, \quad GC_1 = \Delta l_2, \quad DD_1 = \Delta l_3$$

Tõmmates sirged D_1E ja C_1F , saame kaks kolmnurka :

D_1EC_1 ja C_1FA_1 , millede sarnasusest

$$\frac{EC_1}{FA_1} = \frac{ED_1}{C_1F} ;$$

$$\frac{\Delta l_2 - \Delta l_3}{\Delta l_1 - \Delta l_2} = \frac{a}{2a} = \frac{1}{2} .$$

Väljendades varbade absoluutse pikenemise Hooke'i valemiga, saame :

$$\frac{\frac{N_2 l}{EF} - \frac{N_3 l}{2EF}}{\frac{N_1 l}{2EF} - \frac{N_2 l}{EF}} = \frac{1}{2} ,$$

$$\frac{N_2 - \frac{1}{2} N_3}{\frac{1}{2} N_1 - N_2} = \frac{1}{2}$$

$$N_1 - 6N_2 + 2N_3 = 0 .$$

Lahendades kolme kolme tundmatuga võrrandit :

$$N_1 + N_2 + N_3 = 3qa, \quad 2N_2 + 3N_3 = 4,5 qa ,$$

$$N_1 - 6N_2 + 2N_3 = 0 ,$$

leiame:

$$N_1 = \frac{30}{23} \text{ qa} , \quad N_2 = \frac{13,5}{23} \text{ qa} , \quad N_3 = \frac{25,5}{23} \text{ qa} .$$

Määrame pinged varbades :

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{2F} = \frac{30 \text{ qa}}{23 \cdot 2F} = \frac{15 \text{ qa}}{23F} ,$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{F} = \frac{13,5 \text{ qa}}{23F} ,$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{F} = \frac{25,5 \text{ qa}}{23F}$$

Suurimad pinged tekkivad kolmandas varvas. Kolmanda varva tugevustingimusest määrame varbade ristlõikepinnad.

$$\sigma_3 = \frac{25,5 \text{ qa}}{23F} \leq [\sigma]$$

kust

$$F = \frac{25,5 \text{ qa}}{23[\sigma]} = \frac{25,5 \cdot 20 \cdot 100}{23 \cdot 1000} \approx 2,2 \text{ cm}^2 .$$

P.S.Kinasošvili õpikus väändedeformatsiooni esilekutsumat välisjõudude momenti nimetatakse väändemomendiks. Nagu juba eelpool öeldud, väändemomendiks nimetatakse varva ristlõikes mõjuvate sisejõudude momentide summat telje Ox suhtes. Väliseid momente nimetame pöördemomentideks; neid arvutatakse antud võimsuse ja pöörete arvu järgi.

Tuleb hästi meeles pidada, et tangentsiaalpingete arvutamise valemisse tuleb asetada sisejõudude väändemoment.

Väände tugevustingimus

$$\tau_{\max} = \frac{M}{W_p} \leq [\tau]$$

Õpikus on toodud valem ristlõike väändenurga arvutamiseks

seks

$$\varphi = \frac{M_v l}{GJ_p}$$

See valem on õige ainult erijuhusel, kui varval on ainult üks osa koormatud ja ta ristlõige on püsiv. Üldjuhul väändenurk arvutatakse valemiga

$$\varphi = \sum \int_0^{l_i} \frac{M_x dx}{GJ_p}$$

Astmelise varva, mille ristlõike jäikus iga üksiku astme ulatuses on püsiv, väändenurk arvutatakse valemia

$$\varphi = \sum \frac{M_x l_i}{GJ_{pi}}$$

Tangentsiaalpinged silindrilises väikese tõusunurgaga vedrus arvutatakse ligikaudse valemiga

$$\tau_{\max} = \frac{8FD}{\pi d^3}$$

Pingete jälgimine vedrudes võimaldas saada pingete määramiseks ja tugevusarvutuseks täpsustatud valemi

$$\tau_{\max} = k \frac{8FD}{\pi d^3} \leq [\tau],$$

kus k - vedru indeksist ja keeru tõusunurgast olenev parandustegur. Vedru indeksiks nimetatakse vedru keskmise läbimõõdu suhet traadi läbimõõdusse $c = \frac{D}{d}$.

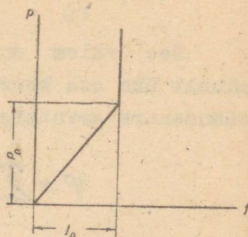
Teguri k suurused on toodud käsiraamatuis. Tegurit k võib arvutada ka M.E. Bermanni valemiga.

$$k = \frac{4c + 1}{4c - 4}$$

Vedru karakteristikuks nimetatakse joonisel 67 toodud graafikut, mis kujutab sõltuvust temale mõjuva telgjoõu ja

Ümberpaigutumise vahel (vedru kõrguse muutumine).

Antud karakteristiku kaldosa näitab, et jõu suurenemisel kokkusurutava vedru ümberpaigutumine kasvab proportsionaalselt jõuga. Jõu P_0 puhul vedru on täielikult kokku surutud (keerud teetuvad üksteisele) ja edaspidisel koormuse suurenemisel võime lugeda, et praktiliselt vedru kõrgus ei vähene.



Joon. 67

Vedru projekteerimine tähendab D , d ja n määramist.

Vedru tugevustingimusest määratakse vedru traadi läbimõõt

$$\tau_{\max} = k \cdot \frac{8PD}{\pi d^3} \leq [\tau]$$

Vedru indeks C antakse, järelikult on teada ka tegur k . Arvestades, et $c = \frac{D}{d}$ saame

$$\tau_{\max} = k \cdot \frac{8P_0 c}{\pi d^2} \leq [\tau]; \quad d \geq \sqrt{\frac{k8P_0 c}{\pi[\tau]}}$$

d kaudu leiame vedru keskmise läbimõõdu $D = cd$. Keerdude arv määratakse valemist

$$f_0 = \frac{8P_0 \cdot D^3 n}{Gd^4}$$

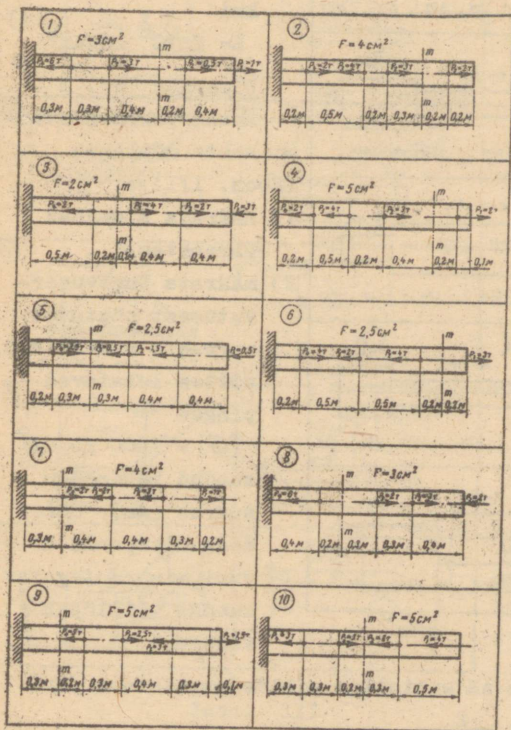
Surutud vedru viimaseid tugipindadele toetuvaid keerde ei arvestata, sest praktiliselt need ei deformeeru. Seepärast lõplik keerdude arv võetakse suhtest

$$n = n_p + (1,5 \div 2),$$

kus n_p - arvutamisel saadud töötavate keerdude arv.

KONTROLLTÖÖ nr. 3 ÜLESANDED .

Ülesanne nr. 1 . Antud püsiva ristlõikega terasvarva kohta nõutakse (Joon. I) :



- 1) konstrueerida pikijõudude epüürid ;
- 2) arvutada lõike m-m ja varva vaba otsa ümberpaigutamine ($E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$).

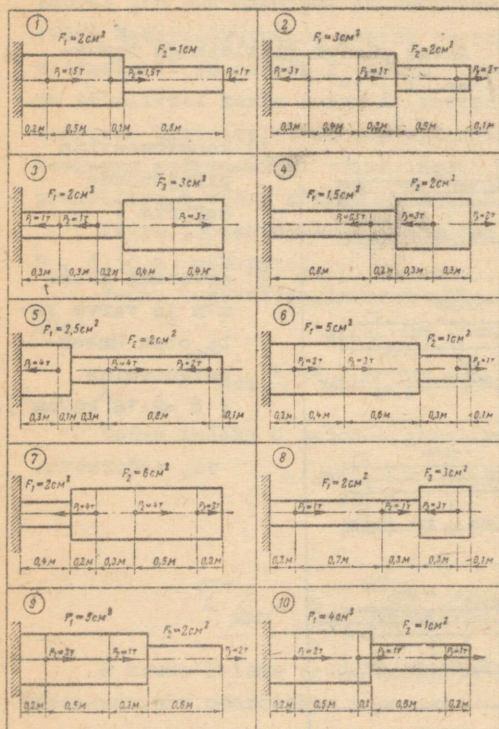
Joon. I

Ülesanne nr. 2 . Antud astmelise terasvarva kohta nõutakse (Joon. II) :

- 1) konstrueerida pikijõudude ja normaalpingete epüürid kogu varva pikkusel ;

2) arvutada varda tugevuse varutegur, kui

$$G_T = 2400 \text{ kg/cm}^2 ;$$



Joon. II

3) arvutada varda AB suhteline pikideformatsioon, kui

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2 .$$

Ülesanne nr. 4 . Antud malmvarda kohta nõutakse

(Joon. IV) :

1) avada staatiline määramatus ja konstrueerida pikijõudude ja normaalpingete epüürid ;

x) Soovitav on arvutada varda pikienemine (lühenemine) ka jõudude sõltumatuse printsiipi kasutades .

3) kasutades pikijõudude epüüri, arvutada varda pikienemine (lühenemine), kui

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2 \text{ x)}$$

Ülesanne nr. 3 .

Antud varrassüsteemi kohta nõutakse (Joon. III) :

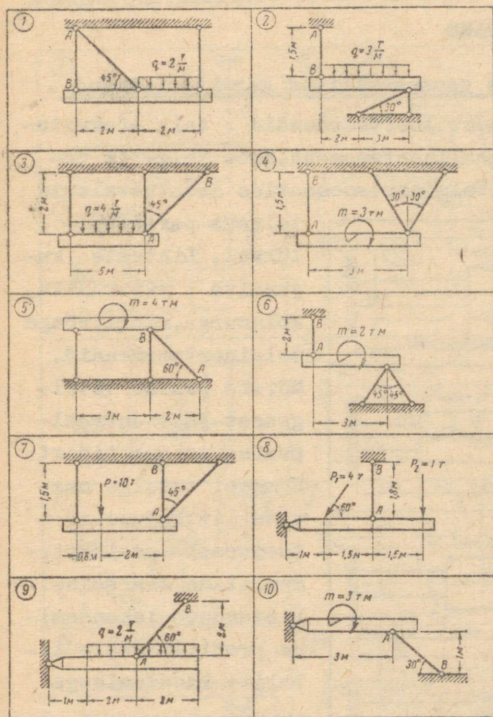
- 1) määrata sisejõud varrastes ;
- 2) määrata tugevusarvutusest nõutavad varraste ristlõiked, võttes lubatavad pinged

$$[G] = 1600 \text{ kg/cm}^2 ;$$

saadud läbimõõdu suurus (mm) ümardada ülespoole arvuni, mis on jagatav kahega või lõpeb viiega ;

- 2) kontrollida varda tugevust, kui $\sigma_{bt} = 1000 \text{ kg/cm}^2$,
 $\sigma_{bs} = 4000 \text{ kg/cm}^2$ (tugevuse varutegur on võetud 4).

Ülesanne nr. 5. Antud staatiliselt määramatu varras-
süsteemi kohta nõutakse (Joon. V) :



Joon. III

- 1) määrata varraste sisejõud (avaldada need antud koormuse kaudu, lugedes plaadi, millele nad on kinnitatud, absoluutselt jäigaks) ;
- 2) varraste tugevustingimusest määrata lubatava koormuse suurus, kui lubatav pingeline $[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2$;
- 3) arvutada punkti K vertikaalne ümberpaigutumine, kui $E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$

Ülesanne nr. 6.

Antud püsiva ristlõikega transmissioonivõlli kohta nõutakse (Joon. VI) :

- 1) konstrueerida pöörde-
momentide epüürid, avaldades nende ordinaadid tundmatu võimsuse N kaudu ;
- 2) määrata lubatav võlli poolt antud pöörete arvul min-
nutis edasiantav võimsus N tugevus- ja jäikustingimusi-
sist, võttes $[\tau] = 200 \text{ kg/cm}^2$ ja

$$[\varphi] = 0,25 \frac{\sigma}{m} ;$$

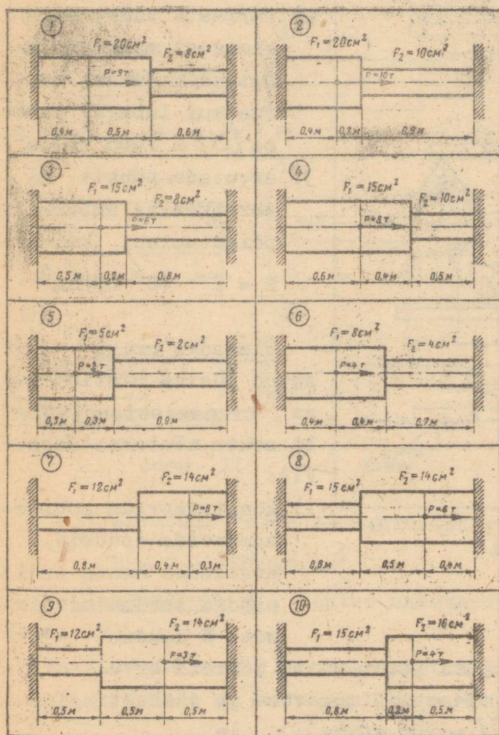
- 3) x) lugedes vasakpoolse rihmseibi liikumatuks, ehitada lõigete pöördenurkade epüür, kui $G = 8 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$.

IV ÜLESANNE

PROGRAMM

25. Tasapinnaliste lõigete geomeetriselised karakteristikud.

Pinna staatiline moment. Inertsmomentid : telg - (ekvatoriaal-), polaar-, tsentrifugaalinertsmoment. Seos telg- ja polaarinertsmomentide vahel. Telginertsmomentide arvutusvalemid



Joon. IV

telgede paralleel-lükkel. Lihtsate kujundite : ristküliku, kolmurga, ringi, rõnga telginertsmomentid.

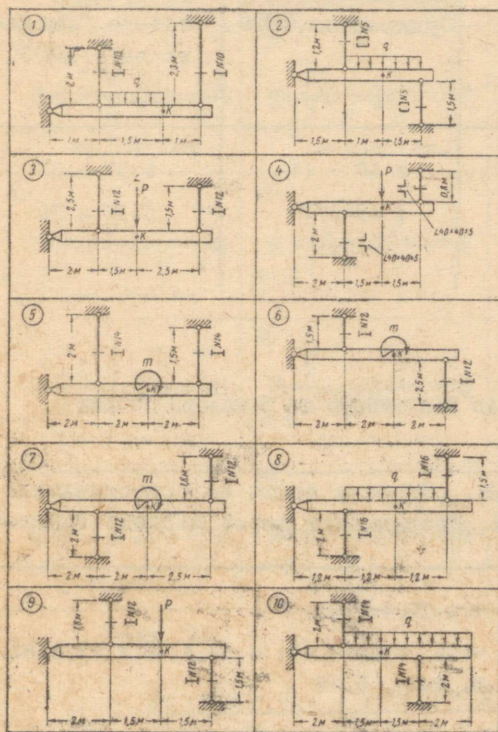
Mõiste paine tsentredest ja tsentraalpeainertsmomentidest. Sümmeetrilistelge omavate liitkujundite tsentraalpeainertsmomentide määramine. Ülesannete lahendamine profiilteraste tabelite kasutamisega.

26. Sirge tala paine.

Põhimõisted : tasapinnaline paine (puhas- ja lamepaine), vildakpaine. Tasapinnalist painet esilekutsuvad koormused. Sisemised jõufak-

x) Selle punkti täitmine pole kohustuslik.

torid lamepaindel : pöikjõud ja paindemoment. Differentiaal-
 sed sõltuvused paindemomendi, pöikjõu ja jaotatud koormuse in-
 tensiivsuse vahel (Žuravski teoreem). Staatiliselt määratud
 talade pöikjõudude ja paindemomentide epüürid mitmesugustel
 koormusjuhtudel. Differentiaalsete sõltuvuste kasutamine



Joon. V

Tangentsiaalpinged paindele töötavate talade ristlõigete-
 tes ; Žuravski valemi tuletamine. Ristkülikukujulise ristlõike-
 ga tala ristlõike tangentsiaalpingete epüür. Läbipainded ja
 paindenurgad paindel. Staatiliselt määratud tala läbipainete ja
 pöördenurkade määramine mitmesugustel koormusjuhtudel. Arvutu-
 sed jäikusele paindel.

epüüride konstrueeri-
 misel iseloomulike
 punktide järgi ja
 epüüride kontrollimi-
 sel.

Normaalpinged puh-
 tal paindel; valemi
 tuletamine normaalpin-
 gete määramiseks rist-
 lõikes. Paindemomendi
 ja tala telje kõveruse
 vaheline sõltuvus.
 Ristlõike jäikus pain-
 del. Ristlõike normaal-
 pingete epüür. Nor-
 maalpingete valemi rak-
 endamine lamepainde
 juhule. Tugevusarvutu-
 sed paindel. Lihtsate
 ristlõigete vastupanu-
 momendid (vastupida-
 vusmomendid). Talade
 ristlõigete ratsio-
 naalsed kujud sõltu-
 valt nende materjalist.

KIRJANDUS IV ÜLESANDE JUURDE

Teema nr.	Põhikirjandus		Täiendav kirjandus
	R.S.Kinasošvili, Tugevusõpetus tehnikumidele, Eesti Riiklik Kirjastus, Tallinn 1956	Митинский А.Н. Сопротивление материалов, Л., Судпромгиз, 1959.	Ицкович Г.М. Сопротивление материалов. М., изд-во "Высшая школа", 1960.
25	§ 47 - 55	§ 40 - 44	§ 32 - 37
26	§ 56-66, 71-73	§ 45-57	§ 38 - 50

SOOVITATAVAD HARJUTUSED IV ÜLESANDE JUURDE

	Б е л я е в Н.М. Сборник задач по сопротивлению материалов. М., Гостехиздат любое издание, начиная с 1955
25	4.30, 4.34, 4.35 - 4.37, 4.46, а,
26	4.1 - 4.2, 4.4 - 4.5, 4.54-4.55, 4.59, 4.66, 4.73, 4.82, 5.2-5.3, 5.6, 5.8, 5.14, 5.19 .

JUHENDID KONTROLLTÖÖ nr. 4 TÄITMISEKS

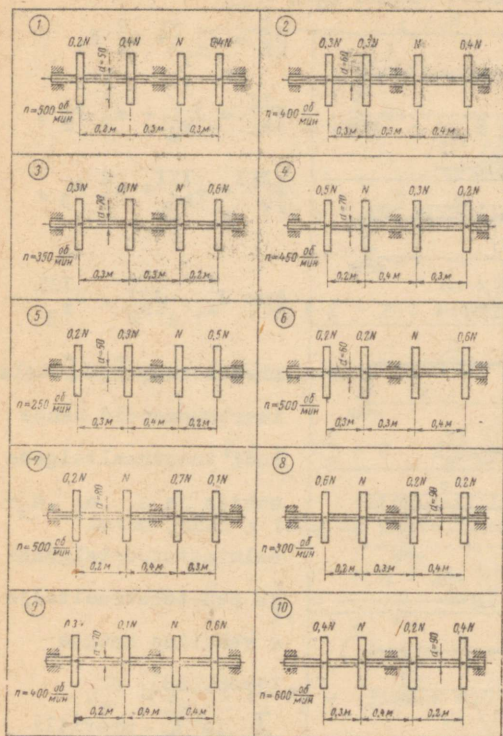
Kontrolltööülesannet nr.1 võib asuda teostama pärast 25-da teema õppimist ja soovitatud ülesannete lahendamist.
Näide 26 . Arvutada antud valtsprofiilidest koosneva ristlõike pea-tsentraalinertsmomendid (joon. 68) .

Lahendus. 1. Määrame ristlõike raskuskeskme asukohta. Raskuskese asetseb sümmeetriateljel y. Valime abitelje

u ja määrame raskuskeskme koordinaadi y_c valemist

$$y_c = \frac{S_u}{F},$$

kus S_u - ristlõike pinna staatiline moment telje u suhtes, F - kogu ristlõike pindala. Tuletame meelde, et lihtkujundi staatiline moment antud telje suhtes määratakse lihtkujundite staatiliste momentide summuna sama telje suhtes :



Joon. VI

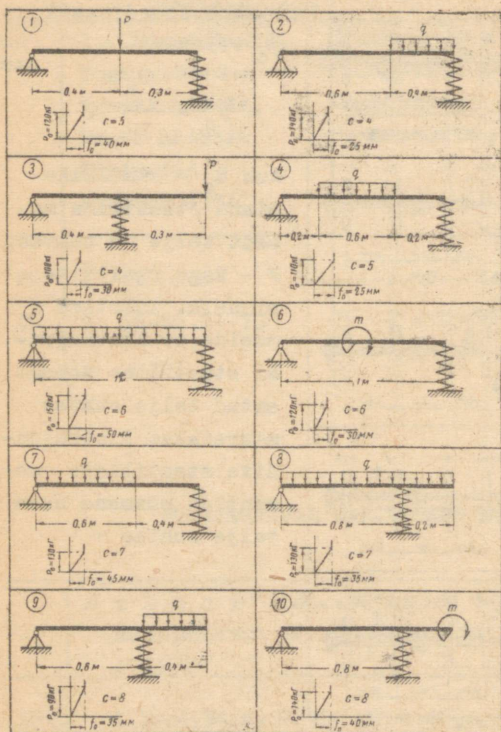
$$y_c = \frac{20 \cdot 0,8 \cdot 0,4 + 2 \cdot 14,2 \cdot 5,8 + 25 \cdot 13,07}{20 \cdot 0,8 + 2 \cdot 14,2 + 25} = 7,18 \text{ cm.}$$

2. Määrame ristlõike pea-tsentrāalinertsomendid. Üks peatelgedest langeb ühte sümmeetriateljega y, teine peatelg z läbib raskuskeskme perpendikulaarselt esimesega.

Arvutame inertsmomendi J_z :

$$J_z = J_z^I + J_z^{II} + J_z^{III}.$$

Lihtkujundite J_Z^I , J_Z^{II} ja J_Z^{III} inertsmomendid määratakse telgede paralleellükete valemi abil :



Joon. VII

teristikud võtame valtsteraste tabelitest (ГОСТ 8239-56 ja ГОСТ 8240-56) :

$$I - \text{profiilile Nr. 10} - J_{x_2} (\text{tabelis } J_x) = 244 \text{ cm}^4,$$

$$J_{y_2} (\text{tabelis } J_y) = 35,3 \text{ cm}^4, \quad F_2 = 14,2 \text{ cm}^2;$$

$$[- \text{profiilile Nr. 20a} - J_{y_3} (\text{tabelis } J_x) = 1660 \text{ cm}^4,$$

$$J_{z_3} (\text{tabelis } J_y) = 137 \text{ cm}^4, \quad F_3 = 25 \text{ cm}^2, \quad z_0 = 2,27 \text{ cm}.$$

$$J_Z^I = J_{z_1} + a_1^2 F_1$$

$$J_Z^{II} = J_{z_2}^I + a_2^2 F_2;$$

$$J_Z^{III} = J_{z_3}^{III} + a_3^2 F_3,$$

kus $J_{z_1}^I$, $J_{z_2}^{II}$, $J_{z_3}^{III}$ -

ristküliku, I- ja [- tala

inertsmomendid nende

endi tsentraaltelgede

suhtes ja a_1 , a_2 , a_3 -

eelnimetatud telgede

ja pea-tsentraaltelje

z vaheline kaugus

(joon. 68).

I ja [- profiili

geomeetrilised karak-

Asetades valemitesse arvulised suurused, leiame :

$$J_z^I = \frac{20 \cdot 0,8^3}{12} + 6,78^2 \cdot 20 \cdot 0,8 = 736 \text{ cm}^4 ,$$

$$J_z^{II} = 244 + 1,38^2 \cdot 14,2 = 271 \text{ cm}^4 ,$$

$$J_z^{III} = 137 + 5,89^2 \cdot 25 = 1003 \text{ cm}^4 ,$$

$$J_z = 736 + 2 \cdot 271 + 1003 = 2281 \text{ cm}^4 .$$

Arvutame inertsmomendi J_y :

$$J_y = J_y^I + 2 \cdot J_y^{II} + J_y^{III}$$

Antud juhul y telg on peateljeks ristkülikule ja L -profiilile :

$$J_y^I = J_{y_1}^I = \frac{0,8 \cdot 20^3}{12} = 534 \text{ cm}^4 ;$$

$$J_y^{II} = J_{y_2}^{II} + b_1^2 F_2 = 35,3 + 6,5^2 \cdot 14,2 = 635 \text{ cm}^4 ;$$

$$J_y^{III} = J_{y_3}^{III} = 1660 \text{ cm}^4 ;$$

$$J_y = 534 + 2 \cdot 635 + 1600 = 3464 \text{ cm}^4 .$$

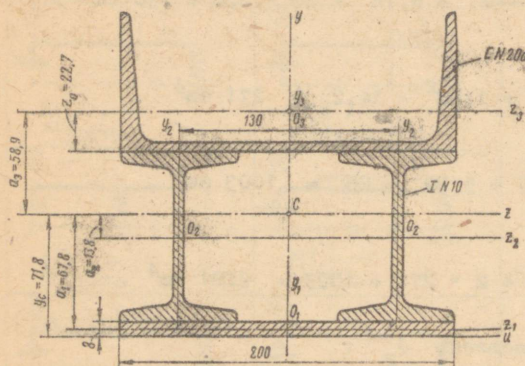
Kontrolltöö teostamisele võib asuda pärast õpiku peatükkide VIII ja IX selgeksõppimist ning pärast teemas 26 soovitatud ülesannete lahendamist. Selle materjali alusel võib lahendada kontrolltööülesanded 2,3,4,5,6.

Erilist rõhku tuleb panna põikjõudude ja paindemomentide epüüride konstrueerimise meetodika omandamisele.

Põikjõudude ja paindemomentide epüüride konstrueerimist alustatakse reeglina toereaktsioonide määramisest. Eksides

toereaktsioonide määramisel, ei saa ülesannet õigesti lahendada.

Tala toereaktsioonide määramiseks soovitatakse järgmist reeglit: koostada momentide võrrandid mõlema tugipunkti kohta, siis projekteerida kõik talale mõjuvad jõud ja toereaktsioonid vertikaalteljele



Joon. 68

ning veenduda, et see summa võrduks nulliga. Alles pärast seda võib asuda põikjõudude ja momentide epüüride konstrueerimisele.

Põikjõudude ja paindemomentide epüüride konstrueerimisel on vaja hästi mäletada ja osata kasutada differentsiaalsõltuvusi

$$\frac{dQ}{dx} = q, \quad \frac{dM}{dx} = Q,$$

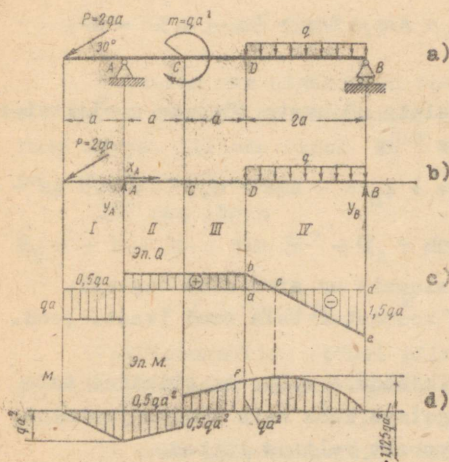
aga ka rida reegleid, mis tulenevad neist differentsiaalsõltuvustest ja otseselt lõigete meetodist.

1. Kui tala osal puudub jaotatud koormus, siis sellel osal põikjõud on püsiv ja paindemoment muutub lineaarselt (kaldsirge).

2. Kui tala osal on jaotatud koormus, siis põikjõud selles osas muutub lineaarselt (kaldsirge) ja paindemoment muutub ruutfunktsiooni (parabooli) järgi. Paindemomentide epüüri kumerus on suunatud vastupidi jaotatud koormusele (paindemomentide epüüride konstrueerimisel surutud tsoonis).

3. Lõigetes, kus põikjõud võrdub nulliga, on paindemoment kas maksimaalne või minimaalne.

4. Lõigetes, kus on koondatud koormus, tekib põikjõudude epüüris hüpe (jõu suuruse võrra), paindemomentide epüüris aga murre.



Joon. 69

5. Lõigetes, kus on rakendatud moment, tekib paindemomendi epüüris hüpe (momendi suuruse võrra).

6. Tala vaba otsa või šarniirühenduse kohal paindemoment on võrdne nulliga, kui seal pole rakendatud keskendatud momenti, põikjõud aga võrdub lõikes asuva koondatud jõuga (antud jõuga või toereaktsiooniga).

7. Kinnituskohas (jäik-tugi) põikjõud ja paindemoment on vastavalt võrdsed toereaktsiooniga ja toemomendiga.

Vaatleme paindemomentide ja põikjõudude epüüride konstrueerimise näiteid.

Näide 27. Joon. 69, a antud talale konstrueerida põikjõudude ja paindemomentide epüürid.

Lahendus. Asendame tala tugede mõju vastavate toereaktsioonidega X_A , Y_A , Y_B (joon. 69 b).

Projekteerides kõik talale mõjuvad jõud x-teljele, saame:

$$-P \cdot \cos 30^\circ + X_A = 0, \quad X_A = P \cdot \cos 30^\circ = 2qa \cdot 0,865 = 1,73 \text{ qa}$$

Momentide summa võrdsus nulliga punkti A suhtes annab:

$$-P \cdot a \cdot \sin 30^\circ + m + q \cdot 2a \cdot 3a - Y_B \cdot 4a = 0;$$

$$-2qa \cdot a \cdot 0,5 + qa^2 + q \cdot 2a \cdot 3a - Y_B \cdot 4a = 0,$$

$$\text{kust } Y_B = 1,5 qa .$$

Momentide summa võrdsus nulliga punkti B suhtes annab

$$- q \cdot 2a \cdot a + m + Y_A \cdot 4a - P \cdot 5a \cdot \sin 30^\circ = 0 ;$$

$$- q \cdot 2a \cdot a + qa^2 + Y_A \cdot 4a - 2qa \cdot 5a \cdot 0,5 = 0 ,$$

$$\text{kust } Y_A = 1,5 qa .$$

Koostades kõikide talale mõjuvate jõudude projektsioonide summa y-teljele, saame

$$P \cdot \sin 30^\circ + Y_A - 2qa + Y_B = - 2qa \cdot 0,5 + 1,5 qa - 2qa + 1,5 qa = 0 .$$

Järelikult teoreaktsioonid on arvatatud õigesti.

Tähistame erinevalt koormatud tala osad (vaat. joon. 69 b).

I, II ja III osas põikjõudude epüür on piiratud tala teljega paralleelsete sirgetega, kuna neis puudub jaotatud koormus. I osas põikjõud vabalt valitud lõikes

$$Q_I = - P \cdot \sin 30^\circ = - 2qa \cdot 0,5 = - qa .$$

II ja III osas

$$Q_{II} = Q_{III} = -P \cdot \sin 30^\circ + Y_A =$$

$$= - 2qa \cdot 0,5 + 1,5 qa = 0,5 qa$$

IV osas põikjõud muutub lineaarselt $+ 0,5 qa$ kuni $-1,5 qa$. Põikjõudude epüür on kujutatud joon. 69, c .

Asume paindemomentide epüüri konstrueerimisele. I , II ja III osas paindemoment muutub lineaarselt, kuna neis puudub jaotatud koormus. Esimeses osas paindemoment muutub nullist kuni

$$M_A = P \cdot a \cdot \sin 30^\circ = - 2qa \cdot a \cdot 0,5 = - qa^2 .$$

Selles osas on alumised kihid surutud, seepärast paindemomentide epüüri ordinaadid tulevad kanda tala teljest alla poole.

Teises osas paindemoment kasvab, kuna seal põikjõud on

positiivne . Momendi m rakenduskohtale lõpmata ligidal asuvas vasakpoolses lõikes

$$M_C^{vas} = - P \cdot 2a \cdot \sin 30^\circ + Y_A \cdot a =$$

$$= - 2qa \cdot 2a \cdot 0,5 + 1,5qa \cdot a = - 0,5 qa^2 .$$

Kolmanda osa algusse on rakendatud keskendatud moment $m = qa^2$; momendi epüüris saame sellel kohal momendi m suuruse hüppe. III osa algul $M_C^{par} = 0,5 qa^2$; selles lõikes on survetsoon üleval.

III osa lõpus

$$M_D = - P \cdot 3a \cdot \sin 30^\circ + Y_A \cdot 2a + m = - 2qa \cdot 3a \cdot 0,5 +$$

$$+ 1,5 qa \cdot 2a + qa^2 = qa^2 .$$

Paindemomentide epüüri piiravad jooned on II ja III osas paralleelsed, sest nendes osades põikjõud on suuruseilt ja märgilt võrdsed.

IV osas paindemomentide epüüri piirab parabool. Parabooli konstrueerimiseks peab olema teada vähemalt 3 punkti. IV osa algul paindemoment võrdub qa^2 ja lõpul on võrdne nulliga, sest selles lõikes on šarniir .

Arvutame paindemomendi suuruse lõikes, kus Q võrdub nulliga. Kolmnurkade acb ja cde sarnasusest järgneb

$$\frac{ab}{ac} = \frac{ed}{cd} , \quad \frac{0,5qa}{2a - cd} = \frac{1,5 qa}{cd} ,$$

kust

$$cd = 1,5 a .$$

Siis

$$M_{max} = Y_B \cdot 1,5 a - q \cdot 1,5 a \cdot \frac{1,5 \cdot a}{2} = 1,5 qa \cdot 1,5a -$$

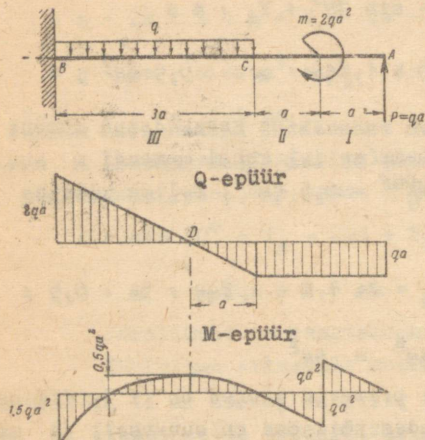
$$- q \cdot 1,5a \cdot \frac{1,5a}{2} = q \frac{(1,5 a)^2}{2} = 1,125 qa^2$$

Paindemomentide epüür on kujutatud joonisel 69 d .

Punktis F on sujuv üleminek sirgelt paraboolile (sirge on parabooli puutujaks antud punktis).

Näide 28 . Konstrueerida joonisel 70 a antud talale põikjõudude ja paindemomentide eplüür.

Lahendus. Antud



a)

juhul ei ole vaja põikjõudude ja paindemomentide eplüüride joonestamiseks määrata toe-reaktsioone tala kinnises (šarniirita) otsas.

b)

Eplüüride konstrueerimist alustame tala vabast otsast. Tala koormatud osad on märgitud joonisel.

c)

I ja II osas on põikjõud püsiv suurus :

$$Q_I = Q_{II} = -P = -qa .$$

Joon. 70

III osas põikjõud muutub lineaarselt - qa kuni + 2 qa. Põikjõudude eplüür on kujutatud joonisel 70 b.

I osas paindemoment muutub lineaarselt (kuna selles osas pundub jaotatud koormus) nullist kuni qa^2 .

Tala selles osas on ülemised kiud surutud, seepärast paindemomentide eplüüri ordinaadid tuleb kanda teljest ülespoole. Tala II osa algul on rakendatud keskendatud moment, järelikult selles lõikes eplüüris on hüpe. Lõpmata lähedal momenti rakenduskohast vasakul on alumised kiud surutud, seepärast eplüüri vastavad ordinaadid tuleb kanda allapoole. Tala teise osa piirides paindemoment muutub samuti lineaarselt - qa^2 kuni

$$M_C = + P \cdot 2a - m = qa \cdot 2a - 2qa^2 = 0 .$$

III osas paindemomentide eplüür on parabool. Arvutame paindemomendi suuruse lõikes, kus põikjõud võrdub nulliga (lõike asend on näidatud joon. 70 b) :

$$M_D = P \cdot 3a - m - qa \cdot \frac{a}{2} = qa \cdot 3a - 2qa^2 - \frac{qa^2}{2} = 0,5 qa^2 .$$

Paindemoment tala kinnises otsas (lõige B)

$$M_B = P \cdot 5a - m - q \cdot 3a \cdot \frac{3}{2} a = qa \cdot 5a - 2qa^2 - q \cdot 3a \cdot \frac{3}{2} a =$$

$$= -1,5 qa^2 .$$

Paindemomentide epiüür on kujutatud joonisel 70 c.

Tala lamepaindel tekkivad tema lõigetes normaal- ja tangentsiaalpinged (joon.71) , millised võib leida valemitega,

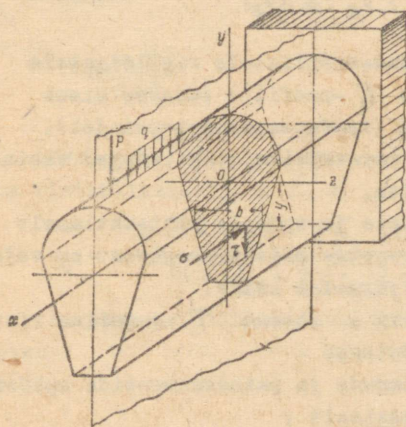
$$\sigma = \frac{M}{J} y ,$$

$$\tau = \frac{QS}{Jb} , \text{ kus } M \text{ ja}$$

Q on paindemoment ja põikjõud vastavas lõikes;

J - kogu ristlõike inertsmoment peatsentraaltelje suhtes, mis on perpendikulaarne koormuse mõjumise tasapinnaga (kogu ristlõike pinna inertsmoment neutraaltelje suhtes) ;

S - ülevalpool (või



Joon. 71

allpool) vaadeldavat kihti (punkti) asetseva ristlõike pinna osa staatiline moment neutraaltelje suhtes ;

y - neutraaltelje ja vaadeldava punkti vaheline kaugus ;

b - vaadeldava kihi laius .

Need valemid on saadud järgmiste oletuste põhjal :

- 1) on õige tasapinnaliste lõigete hüpotees ;
- 2) puudub kiudude vastastikune surumine ;
- 3) materjal allub Hooke'i seadusele ;
- 4) tangentsiaalpinged on jaotatud ühtlaselt kogu lõike

laiuses .

Enamikes konstruktsioonides on tangentsiaalpinged võrreldes normaalpingetega väikesed, seepärast neid ei arvestata.

Lamepainde tugevustingimus survele ja tõmbele ühtemoodi töötavast materjalist taladele on järgmine :

$$\sigma_{\max_t} = \frac{M}{J} \cdot y_t \leq [\sigma_t]$$

$$|\sigma_{\max_s}| = \left| \frac{M}{J} \cdot y_s \right| \leq [\sigma_s]$$

Neutraaltelje suhtes sümmeetrilistele ristlõigetele (ristkülik, ring, rõngas, I- ja C -profiil) tuuakse sisse telg- vastupanumomendi mõiste (vastupanumoment paindel).

Lihtsamate ristlõigete (ristküliku, ringi, rõnga) vastupanumomendid tuleb meelde jätta.

Õpikus ei vaadelda tõmbele ja survele mitteühtlaselt töötavast materjalist tala arvutuse näidet, seepärast on vaja tähelepanelikult läbi arutada järgmine näide.

Näide 29 . Joonisel 72 a toodud T -kujulise ristlõikega malmist tala kohta nõutakse :

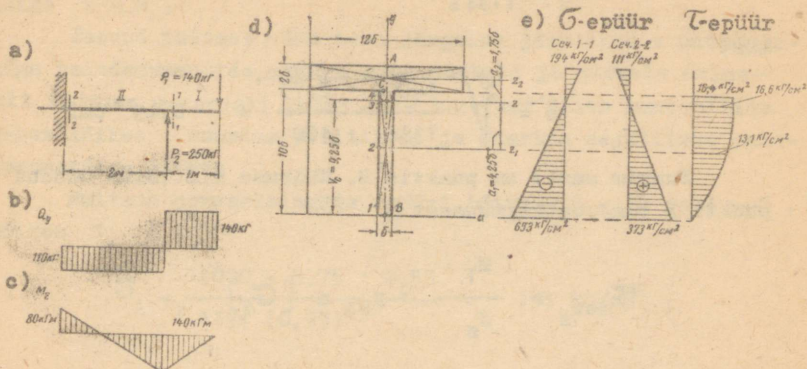
- 1) konstrueerida põikjõudude ja paindemomentide epüürid;
- 2) asetada tala ratsionaalselt ;
- 3) tugevustingimustest määrata tala ristlõike mõõdud, kui $[\sigma_t] = 400 \text{ kg/cm}^2$, $[\sigma_s] = 1200 \text{ kg/cm}^2$;
- 4) suurima põikjõuga ristlõike kohta ehitada tangentsiaalpingete epüür.

Lahendus . Põikjõudude ja paindemomentide epüüride konstrueerimist algame tala vabast otsast. Talal on kaks koormusosa. Esimeses osas on põikjõud konstantne : $Q_I = P_1 = 140 \text{ kg}$; ka teises osas on põikjõud konstantne : $Q_{II} = P_1 - P_2 = -110 \text{ kg}$. Põikjõudude epüür on näidatud joon.72b.

Esimeses osas paindemoment muutub lineaarselt nullist kuni $M_1 = -140 \cdot 1 = -140 \text{ kGm}$. Selles osas on surutud alumised kihid - epüür kantakse allapoole.

Teises osas paindemoment muutub 140 kGm kuni 80 kGm .

Paindemomentide eptuur on kujutatud joonisel 72 c.



Joon. 72

Määrame ristlõike raskuskeskme asukoha, jagades selle kaheks ristkülikuks (joon.72 d) :

$$v_c = \frac{10 \delta \cdot \delta \cdot 5 \delta + 2 \delta \cdot 12 \delta \cdot 11 \delta}{10 \delta \cdot \delta + 2 \delta \cdot 12 \delta} = 9,25 \cdot \delta$$

Arvutame ristlõike inertsmomenti neutraaltelje (O_z) suhtes :

$$J_z = J_{z_1} + a_1^2 F_1 + J_{z_2} + a_2^2 F_2 = \frac{\delta (10 \delta)^3}{12} + (4,25 \delta)^2 (\delta \cdot 10 \delta) + \frac{12 \delta (2 \delta)^3}{12} + (1,75 \delta)^2 (2 \delta \cdot 12 \delta) = 1194 \delta^4$$

Asetame ristlõike laia küljega üles, sest suurimat paindemomenti omavas ristlõikes 1 - 1 on ülemised kihid tõmmatud. Suurim tõmbepinge tekib punktis A :

$$\sigma_A = \sigma_{\max_t} \frac{M_1}{J_z} y_A \leq [\sigma_t] ;$$

$$\sigma_{\max_t} = \frac{14000}{1194 \delta^4} \cdot 2,75 \delta \leq 400 ,$$

kust

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{14000 \cdot 2,75}{1194 \cdot 400}} = 0,43 \text{ cm.}$$

Suurim surve on punktis B. Määrame ristlõike mõõdu punkti B tugevustingimusest :

$$\sigma_{\max_s} = \frac{M_1}{J_z} \cdot y_B \leq [\sigma_s] ;$$

$$\left| \sigma_{\max_s} \right| = \frac{14000}{1194 \delta^4} \cdot 9,25 \delta \leq 1200 ,$$

kust

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{14000 \cdot 9,25}{1194 \cdot 1200}} = 0,45 \text{ cm.}$$

Vaatleme tala töötingimusi ristlõikes 2 - 2 .Selle ristlõike punktis B on suurim tõmbepinge ja punktis A suurim survepinge.

Määrame tala ristlõike mõõded punktis B tugevustingimusest lõikes 2 - 2 :

$$\sigma_B = \frac{M_2}{J_z} \cdot y_B \leq [\sigma_t] ;$$

$$\sigma_B = \frac{8000 \cdot 9,25 \delta}{1194 \cdot \delta^4} = 400 ,$$

kust

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{8000 \cdot 9,25}{1194 \cdot 400}} = 0,54 \text{ cm.}$$

Võtame ümardatult $\delta = 5,5$ mm. Seega osutus ohtlikuks lõige 2 - 2 .

Toodud näitest võib teha järgmise järelduse : mitmemär-
giga paindemomentide epüüri ning tõmbele ja survele erine-
valt töötava materjali puhul tala tugevust tuleb kontrollida
kahes lõikes : suurima positiivse ja suurima negatiivse pain-
demomendiga lõikes .

Ehitame normaalpingete epüüri lõikes 1 - 1 ja 2 - 2 .
Lõikes 1 - 1

$$\sigma_A = \frac{14000 \cdot 2,75 \cdot 0,55}{1194 (0,55)^4} = 194 \text{ kg/cm}^2 ;$$

$$\sigma_B = \frac{14000 \cdot 9,25 \cdot 0,55}{1194 (0,55)^4} = 653 \text{ kg/cm}^2 ;$$

Lõikes 2 - 2

$$\sigma_A = \frac{8000 \cdot 2,75 \cdot 0,55}{1194 (0,55)^4} = 111 \text{ kg/cm}^2 ;$$

$$\sigma_B = \frac{8000 \cdot 9,25 \cdot 0,55}{1194 (0,55)^4} = 373 \text{ kg/cm}^2 ;$$

Normaalpingete epüürid on kujutatud joon. 72 e.

Tangentsiaalpingete epüüri esimese koormusosa vabalt
valitud lõikes konstrueerime τ väärtuse järgi neljas
punktis (1,2,3,4) :

$$\tau_1 = \frac{QS_1}{J_z} = 0 ,$$

sest $S_1 = 0$;

$$\tau_2 = \frac{Q \cdot S_2}{J_z b} = \frac{140 \cdot 5 \delta \cdot \delta \cdot 6,75 \delta}{1194 \delta^4} = \frac{140 \cdot 5 \cdot 6,75}{1194 \cdot 0,55^2} =$$

$$= 13,1 \text{ kg/cm}^2 ;$$

$$\tau_3 = \frac{Q S_3}{J_z b} = \frac{140 \cdot 9,25 \delta \cdot \delta \cdot \frac{9,25 \delta}{2}}{1194 \delta^4 \cdot \delta} = \frac{140 \cdot 9,25^2}{2 \cdot 1194 \cdot 0,55^2} =$$

$$= 16,6 \text{ kg/cm}^2 ;$$

$$\tau_4 = \frac{Q S_4}{J_z b} = \frac{140(9,25 \delta \cdot \delta \cdot \frac{9,25 \delta}{1} - 0,75 \delta \cdot \delta \cdot \frac{0,75 \delta}{2})}{1194 \delta^4 \cdot \delta} =$$

$$= 16,4 \text{ kg/cm}^2 .$$

Tangentsiaalpingete epüür on kujutatud joon. 72 d (olgu tähendatud, et selle epüüri mõõtkava on võetud tunduvalt suurem, kui σ epüüri).

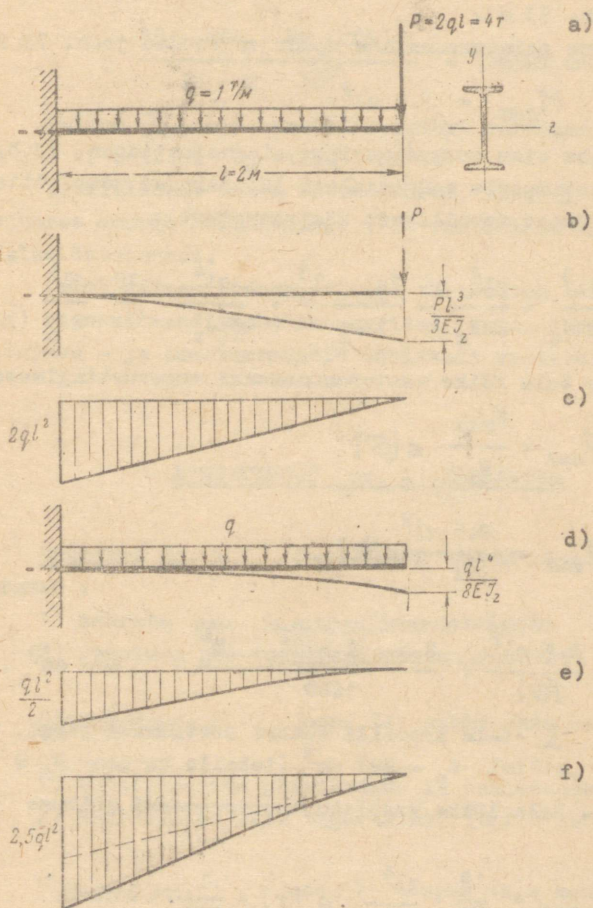
Paindel tala ristlõiked paigutuvad ümber tala teljega perpendikulaarses suunas (seda ümberpaigutumist nimetatakse läbipaindeks) ja ühtlasi pöörduvad endi neutraaltelgede ümber.

Arvutustel jäikusele ja ka ülesannete lahendamisel staatiliselt määramata talade kohta tuleb arvutada läbipainded ja lõigete pöördenurgad.

On mitu meetodit lõigete ümberpaigutumiste määramiseks paindel. Põhiõpikutes on antud universaalne elastse joone võrrand. See võrrand tuleb tingimata meelde jätta. Pöörake tähelepanu f_0 ja α_0 määramise metodikale.

Vaatleme jäikusele arvutamise näidet.

Näide 30. Määrata valtsitud I -tala ristlõike mõõ-
 ted (joon.73 a) tugevustingimusest, kui $[G] = 1600 \text{ kg/cm}^2$ ja
 jäikustingimusest, kui $\left[\frac{f}{l}\right] = \frac{1}{800}$, $E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$.



Joon. 73

Lahendus. Antud juhul on otstarbekas kasutada jõudu-
 de siltumatuse printsiipi. Vaatleme antud tala koormust koos-
 nevana kahest tüüpilisest koormusest: keskendatud jõust tala

vabas otsas ja ühtlaselt jaotatud koormusest kogu tala pikkusel.

Ainult keskendatud jõuga koormatud tala (joon. 73 b) paindemomentide epüür on toodud joon. 73 c. Ainult ühtlaselt jaotatud koormusega tala (joon. 73 d) paindemomentide epüür on toodud joon. 73 e.

Summaarne paindemomentide epüür on toodud joon. 73 f:

$$M_{\max} = 2,5 ql^2$$

Tala vaba otsa summaarne läbipaindumine (joon. 73 b ja 73 d toodud koormusele maksimaalsed läbipainded võib võtta kas õpikust või mõnest tehnilisest käsiraamatust).

$$y_{\max} = \frac{Pl^3}{3EJ_z} + \frac{ql^4}{8EJ_z} = \frac{2ql \cdot l^3}{3EJ_z} + \frac{ql^4}{8EJ_z} = \frac{19}{24} \frac{ql^4}{EJ_z}$$

Määrame tala lõike vastupanumomendi tugevustingimusest:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2,5 ql^2}{W_z} \leq [\sigma],$$

kust

$$W_z = \frac{2,5 ql^2}{[\sigma]} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 2^2 \cdot 10^6}{1600} = 625 \text{ cm}^3$$

Valime I-tala profiili numbri sortimendi järgi, võttes nr. 30 a, millel $W_z = 597 \text{ cm}^3$ (tabelis on see W_x).

Määrame tala lõike vajaliku inertsmomenti jäikuse tingimusest:

$$y_{\max} = \frac{19}{24} \cdot \frac{ql^4}{EJ_z} \leq [f] = \frac{1}{800};$$

$$\frac{19}{24} \cdot \frac{ql^3}{EJ_z} \leq \frac{1}{800},$$

siit

$$J_z = \frac{19 \cdot q l^3}{24 \cdot E \cdot \frac{1}{800}} = \frac{19 \cdot 800 \cdot q l^3}{24 \cdot E} =$$
$$= \frac{19 \cdot 800 \cdot 20 \cdot (200)^3}{24 \cdot 2 \cdot 10^6} = 25300 \text{ cm}^4 .$$

Valime I -tala profiili numbri sortimendi järgi, võttes nr. 45, millel $J_x = 27450 \text{ cm}^4$.

Profiilidest tuleb võtta suurem, s.o. I -tala nr. 45, kusjuures suurim normaalpinge tala ristlõikes on tunduvalt madalam lubatavast.

Tuleb silmas pidada, et z-ga tähistatud telg (neutraal-telg) on sortimendi tabelis märgitud x-ga, järelikult võib vastupanu - ja inertsmomentid tähistada vastavalt W_x ja J_x .

KONTROLLTÖÖ nr. 4 ÜLESANDED

Ülesanne nr. 1. Joon. VIII antud ristlõike kohta nõutakse :

- 1) määrata pea-tsentraalinertstelgede asukoht ;
- 2) arvutada pea-tsentraalinertsmomentid .

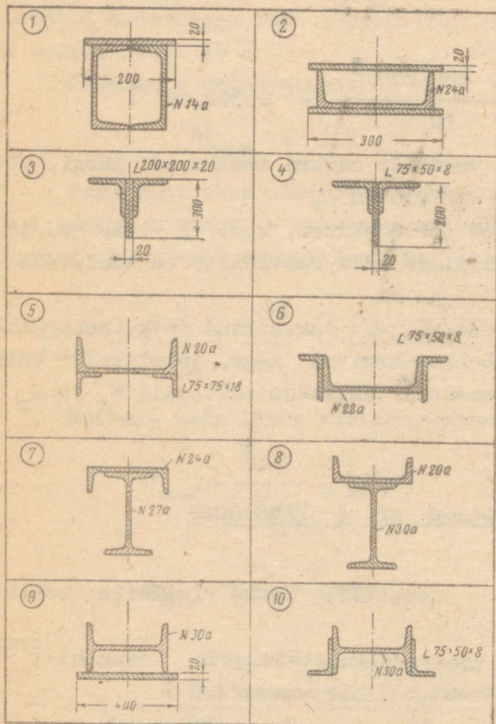
Ülesanne nr. 2. Joon. IX antud tala kohta nõutakse :

- 1) konstrueerida põikjõudude ja paindemomentide eepüür;
- 2) kontrollida tala tugevus, kui $[G] = 1600 \text{ kg/cm}^2$.

Ülesanne nr. 3. Joon. X toodud tala kohta nõutakse:

- 1) konstrueerida põikjõudude ja paindemomentide eepüür;
- 2) määrata ristlõike mõõted kahes variandis :
 - a) ristikulik külgede suhtega $h : b = 3$,
 - b) I -profiil .Lubatev pinge $[G] = 1600 \text{ kg/cm}^2$;

3) ristküliku kujulise ristlõikega tala lõikes, kus esi-
neb suurim põikjõud, konstrueerida 5 punkti järgi tangentsiaal-
pingete epüür.



Joon. VIII

diga ja suurima negatiivse momendiga lõikes), kui

$$[\sigma_t] = 400 \text{ kg/cm}^2, [\sigma_s] = 1200 \text{ kg/cm}^2 ;$$

3) näidata ohtlik lõige ja konstrueerida sellele lõike-
le normaalpingete epüür.

Ülesanne nr. 6. Joon. XIII antud tala kohta nõutakse :

1) konstrueerida põikjõudude ja paindemomentide epüür ;

Ülesanne nr. 4.

Joon. XI toodud tala
kohta nõutakse :

- 1) konstrueerida
põikjõudude ja
paindemomentide
epüür ;
- 2) määrata lubatava
koormuse suurus,
kui
 $[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2$.

Ülesanne nr. 5.

Joon. XII antud malm-
tala kohta nõutakse :

- 1) konstrueerida
põikjõudude ja
paindemomentide
epüür ;
- 2) kontrollida tala
tugevust kahes
lõikes (suurima
positiivse momen-

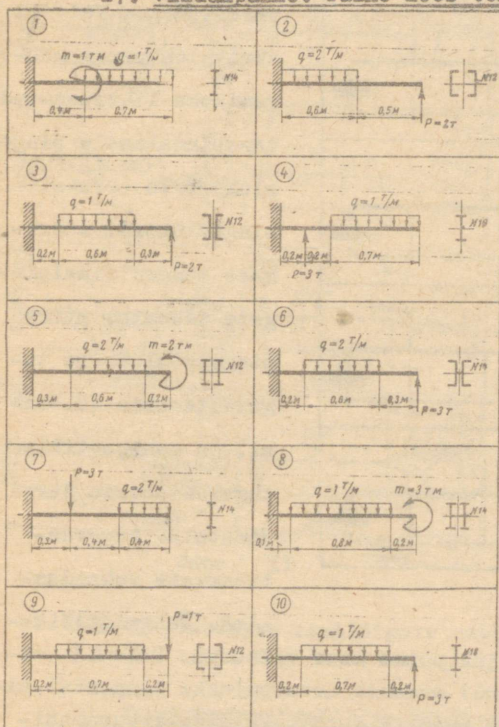
2) määrata lubatava koormuse suurus tugevustingimusest, kui $[G] = 1600 \text{ kg/cm}^2$ ja jäikusetingimusest^{x)}, kui

$$\left[\frac{f}{l} \right] = \frac{1}{500}, \quad E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2.$$

V ÜLESANNE

PROGRAMM

27. Vildakpaine. Paine koos tõmbega (survega).



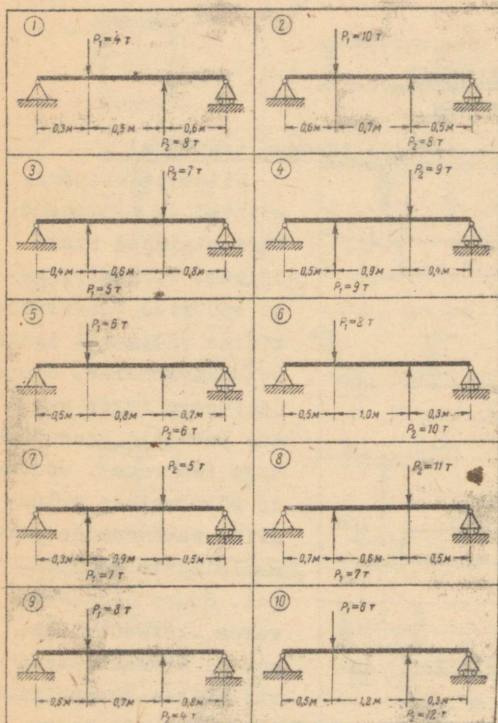
Joon. IX

Vildakpaine; põhi-mõisted ja määrangud. Normaalpinged ristlõikes. Normaalpingete epüüride konstrueerimine vastavalt igale paindemomendile. Suure jäikusega varda arvutus paindele koos tõmbega (survega). Jõudude sõltumatuse printsiibi rakendamine normaalpingete määramisel. Suure jäikusega varda ekstsentriline surve. Normaalpinged ristlõikes. Normaalpingete epüüride konstrueerimine vastavalt igale jõufaktorile.

x) Tala suurim läbipaindumine arvutada jõudude sõltumatuse printsiibist lähtudes, võttes andmed juurdelisatud tabelist (vt. lisa nr.1, lk. 176).

28. Tugevusteooriad ja nende rakendamine .

Mõiste pingelukorras keha punktis. Pea-normaalpinged ja maksimaalsed tangentsiaalpinged.



Joon. X

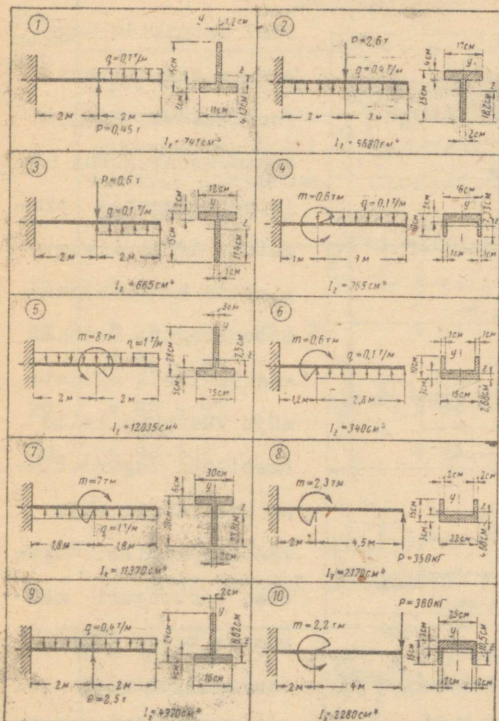
ga varda arvutus, kui mõjub paine koos vändega. Valemid ekvivalentse (redutseeritud) momendi arvutamiseks tangentsiaalpingete ja energeetilise teooria järgi. Võllide arvutusnäited. Ümarristlõikega varda arvutus, kui mõjub paine koos vändega ja tõmbega (survega).

29. Surutud varraste stabiilsus (nõtke) .

Elastse varrassüsteemide stabiilse ja ebastabiilse ta-

Tugevusteooriad ja nende tähtsus. Ekvivalentlentsed (võrdohtlikud) pingelukorrad. Ekvivalentpinge. Valemid ekvivalentpinge määramiseks lihtsustatud tasapinnalisele pingelukorrale (prussi pingelukord) suurimate tangentsiaalpingete teooria, piirpingete lukorra tugevusteooria (O. Mohri) ja energeetilise tugevusteooria järgi. Nimetatud tugevusteooriate rakendusala. Ümarristlõikega

sakaalu mõiste. Nõtkte olemus. Kriitiline jõud. Stabiilsuse varutegur. Euleri valem kriitilise jõu määramiseks (ilma tuletuseta). Varda otste kinnituse mõju kriitilise jõu suurusel



Joon. XI

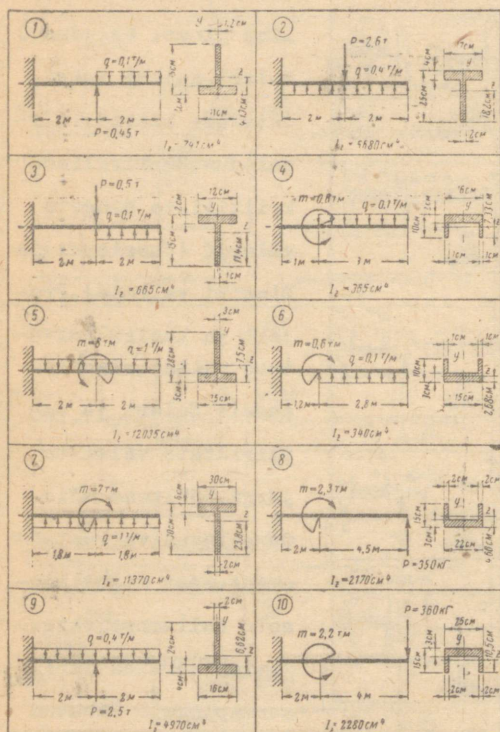
(neli juhtu). Kriitiline pingeline pinge. Saledus. Euleri valemi rakendatavuse piirid. Piirsaledus. Empiirilised kriitiliste pingete valemid (Jassinski ja Dinniki valemid). Projekt ja kontrollarvutuse näited stabiilsusele Euleri ja empiiriliste valemite järgi. Lühikene mõistete surutud varraste arvutusest stabiilsusele ehitusprojekteerimise normide järgi - survepingete lubatud vähendusteguri järgi.

Surutud varraste ristlõigete ratsionaalsed kujud.

30. Tugevusarvutused ajas muutuvate pingete puhul .

Masinaosade töötingimused. Mõiste materjalide väsimus. Väsimuskõver. Väsimuspiir. Pingete tsüklid. Tsükli maksimaalsed ja minimaalsed pinged. Tsükli keskmine pinge ja amplituud. Tsükli asümmeetriategur. Väsimuspiiri ja tsükli

asümmeetrilisuse vahelise sõltuvuse mõiste. Kohalikkude pingete mõiste. Teoreetiline pingete kontsentratsioonitegur. Kohalikkude pingete mõju plastilistest ja habrastest materjalidest detailide tugevusele staatilisel koormamisel. Pingete kontsentratsiooni mõju vahelduvatel pingetel. Effektiivne pingete kontsentratsioonitegur. Detaili absoluutsete mõõdete mõju väsimuspiirile (mastaabi tegur). Pinna kvaliteedi mõju väsimuspiirile. Tugevuse varu teguri määramise valem tõmbel (survel), paindel või väändel (ilma tuletuseta). Tugevuse varu teguri määramise va-



Joon. XII

lem (ilma tuletuseta) paindel koos väärdega .

dest detailide tugevusele staatilisel koormamisel. Pingete kontsentratsiooni mõju vahelduvatel pingetel. Effektiivne pingete kontsentratsioonitegur. Detaili absoluutsete mõõdete mõju väsimuspiirile (mastaabi tegur). Pinna kvaliteedi mõju väsimuspiirile. Tugevuse varu teguri määramise valem tõmbel (survel), paindel või väändel (ilma tuletuseta). Tugevuse varu teguri määramise va-

KIRJANDUS V ÜLESANDE JUURDE

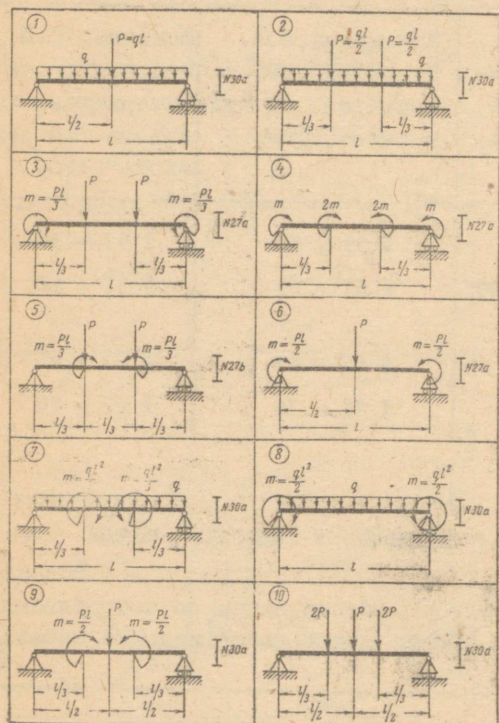
Tee- made nr.	Põhikirjandus		Täiendav kirjandus
		P.S. Kinasošvili , tugevusõpetus teh- nikumidele, Eesti Riiklik Kirjastus, Tallinn, 1956 .	МИТИНСКИЙ, А.Н. Сопротивление ма- териалов. М., Суд- промгиз, 1959.
27	§ 81 - 85	§ 59 , 60	§ 53 - 56
28	§ 23 - 25, 27, 29 § 86 - 88	§ 61 - 65	§ 57 - 62
29	§ 89 - 93	§ 66 - 69	§ 63 - 66
30	§ 98-107	§ 71 - 74	§ 67 - 70

SOOVITATAVAD HARJUTUSED V ÜLESANDE JUURDE

	Б е л я е в Н.М. Сборник задач по сопротивлению материалов. М., Гостехиздат любое издание, начиная с 1955
27	5.2-5.3, 5.6, 5.8, 5.14, 5.19 6.1, 6.3-6.5, 6.7, 6.9, 6.22, 6.24, 6.28-6.30, 6.36- -6.38, 6.41, 6.43-6.45, 6.54, 6.60
28	2.22-2.23, 2.25, 2.33, 6.70, 6.73, 6.75, 6.83
29	7.1 - 7.3, 7-7.8, 7.12-7.13, 7.20
30	9.71, 9.79

JUHENDID KONTROLLTÖÖ nr. 5 TÄITMISEKS .

Kontrolltööülesanded 1 ja 2 võib lahendada pärast teema 27 selgeksõppimist. Anname mõned selgitused arvutusvalemi-



Joon. XIII

te kohta ja vaatleme varda tugevuse arvutamise näiteid vildakpindel ja eksentrilisel tõmbel.

Vildakpainedeks

nimetatakse painet, kus jõudude mõjumise tasapind ei lange ühte varda ühegi inertspeatasapinnaga. Kui kõik koormused mõjuvad ühes tasapinnas, siis saame tasapinnalise vildakpainede, vastasel korral (koormused on erinevates tasapindades) vildakpainet nimeta-

takse ruumiliseks. Normaalpinged varda ristlõikes vildakpindel arvutatakse valemiga

$$G = \frac{M_z}{J_z} y + \frac{M_y}{J_y} z .$$

Kui lõige omab kaks sümmeetriatelge ja punktid, mis üheaegselt on maksimaalselt eemal mõlematest painertstelge-

dest (ristkülik, I -profiil), siis pinged nurkpunktides arvutatakse valemiga

$$\sigma = \pm \frac{M_z}{W_z} \pm \frac{M_y}{W_y} ,$$

kus märgid kombineeritakse mõtte järgi (vaata järgmine näide).

Näide 31 . Kontrollida tala tugevus (joon. 74 a), kui

$$[G] = 1600 \text{ kg/cm}^2 .$$

Lahendus . Jõud P_1 ja P_2 asetsevad painertstaapindades, kuid on rakendatud erinevates lõigetes. See näide kujutab ruumilist vildakpaine.

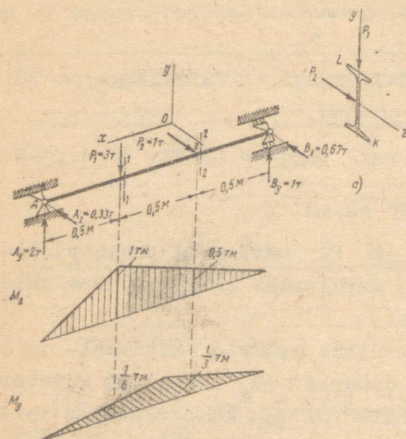
Konstrueerime paindemomentide epüürid vertikaal- ja horisontaaltasapindades ; need epüürid (M_z , M_y) on kujutatud joonisel 74 b. Vaadeldavas näites ei ole kohe võimalik leida ohtlikku lõiget, seepärast on vajalik kontrollida tala tugevust lõigetes, kus on maksimaalne M_z ja maksimaalne M_y . Kontrollime tala tugevust lõikes 1-1. Ohtlikuks selles lõikes osutuvad punktid K ja L. Esimeses esineb suurim tõmbepinge , teises suurim survepinge. Tõepoolest: jõud P painutab tala kumerusega allapoole (survetsoon on üleval), aga jõud P - kumerusega paremale (kui vaadata toelt A) :

$$\begin{aligned} \sigma_K = |\sigma_L| = \sigma_{\max} &= \frac{M_{z\max}}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{1 \cdot 10^5}{185} + \frac{\frac{1}{6} \cdot 10^5}{26} = \\ &= 1180 \text{ kg/cm}^2 . \end{aligned}$$

Lõikes 2-2 on ohtlik sama punkt , mis lõikes 1-1 :

$$\begin{aligned} \sigma_K = |\sigma_L| = \sigma_{\max} &= \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_{y\max}}{W_y} = \frac{0,5 \cdot 10^5}{185} + \\ + \frac{\frac{1}{3} \cdot 10^5}{26} &= 1550 \text{ kg/cm}^2 . \end{aligned}$$

Suurim pinge $\sigma_{\max} = 1550 \text{ kg/cm}^2$ on vähem lubatavast, seega tala tugevus on kindlustatud.



Joon. 74

joon 75a .

Ei ole raske näha, et punktis A summeeruvad kõik kolm pinget ja järelikult see osutub ohtlikuks punktiks ning tugevustingimus on järgmine :

$$\sigma_A = \frac{N_x}{F} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma],$$

$$\sigma_A = \frac{P}{4a \cdot 8a} + \frac{Pa}{4a \frac{(8a)^2}{6}} + \frac{Pa}{8a \frac{(4a)^2}{6}} \leq [\sigma],$$

ehk

$$\sigma_A = \frac{13P}{128 a^2} \leq [\sigma], \text{ kust}$$

Näide 32 . Määrata joon. 75a antud varda ristlõike mõõted, kui $[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2$.

Lahendus . Antud koormusel varda ristlõikes tekkivad : pikijõud $N_x = P$; paindemomendid

$$M_z = Pa, \quad M_y = Pa .$$

Iga jõufaktori poolt eraldi tekitatud normaalpingete epüüri iseloomustab

$$a = \sqrt{\frac{13P}{128[\sigma]}} = \sqrt{\frac{13 \cdot 16000}{128 \cdot 1600}} \approx 1 \text{ cm}.$$

Arvutame suurusel $a = 10$ mm pinged lõike nurkpunktides

$$\sigma_A = \frac{16000}{32} + \frac{16000 \cdot 6}{4 \cdot (8)^2} + \frac{16000 \cdot 6}{8 \cdot (4)^2} = 1625 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_B = \frac{16000}{32} + \frac{16000 \cdot 6}{4 \cdot (8)^2} - \frac{16000 \cdot 6}{8 \cdot (4)^2} = 120 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_C = \frac{16000}{32} - \frac{16000 \cdot 6}{4 \cdot (8)^2} - \frac{16000 \cdot 6}{8 \cdot (4)^2} = -625 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_D = \frac{16000}{32} - \frac{16000 \cdot 6}{4 \cdot (8)^2} + \frac{16000 \cdot 6}{8 \cdot (4)^2} = 875 \text{ kg/cm}^2.$$

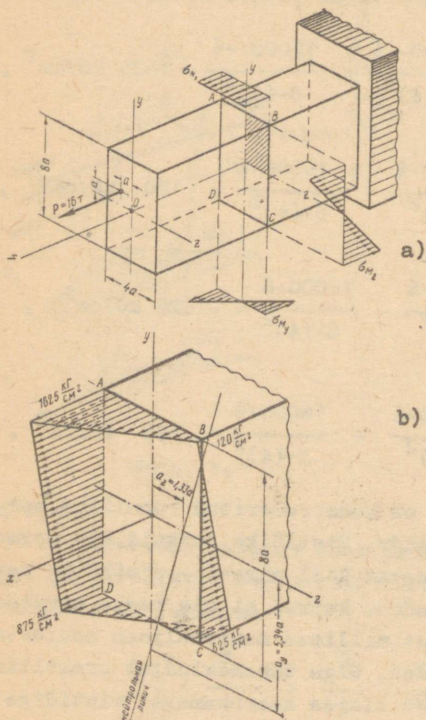
Nende andmete järgi on konstrueeritud ruumiline normaalpingete resulteeriv epüür. Ristlõike punktid, kus normaalpinge võrdub nulliga, asetsevad ühel sirgel - ristlõike neutraal- (null-) joonel. Vajaduse korral ei ole raske arvutada lõikude a_z ja a_y pikkust, millised neutraaljoon moodustab koordinaattelgedega lõikudes. Olgu tähendatud, et praktiliselt neutraaljoone asendit tuleb otsida keerukamatel ristlõigetel, kui ei ole täiesti selge, milline on lõike ohtlik punkt. Vaadeldavas näites resulteerivate normaalpingete epüüri konstrueerimine ainult illustreerib üldise pingevalemi kasutamist ja annab piltliku ettekujutuse pingete jaotusest lõikes.

Kontrolltööülesannete 3 ja 4 lahendamisele võib asuda pärast teema 28 selgeksõppimist.

Masina-elementide kursuses on eriti suure tähtsusega küsimus võllide arvutamisest painde ja väände üheaegsel mõju- misel. Selle teema omandamise kontrollimiseks on antud kontrolltööülesanne nr.3. Enne selle täitmisele asumist tuleb tähelepanelikult läbi arutada õpikus toodud analoogilised

näited.

Surutud varraste arvutamisel tuleb nende ristlõigetele anda sellised mõõted, millede puhul pole võimalik nõtket. Nõtkel sirgjoonelise varda tasakaal muutub ebastabiilseks. Kriitiline jõud arvutatakse Euleri valemi järgi juhul, kui stabiilsuse kaotus toimub varda materjali proportsionaalsuse piirist väiksematel pingetel (kriitilistel).



Joon. 75

Piirsaledus (λ_{piir}) sõltub üksnes materjalist, varda saledus (λ) aga sõltub tema mõõdetest ja otste kinnitustviisidest.

Euleri valemi kasutatavuse tingimus :

$$\lambda \geq \lambda_{\text{piir}}$$

Ülesannete lahendamisel on vaja kontrollida Euleri valemi rakendatavust ja kui see on rakendatav, siis kriitiline

jõud arvutatakse selle järgi ; kui ei ole Euleri valem rakendatav, siis Jassinski empiirilise valemi järgi.

Surutud varraste arvutamine teguri φ järgi on põhimõtteliselt teistsugune meetod varraste arvutamiseks stabiilsusele. Seda meetodit võib kasutada sõltumatult sellest, kas Euleri valem on rakendatav või mitte.

Näide 33 . Kontrollida stabiilsusele terasest Cr.3 valmistatud surutud sammast (joon. 76). Lubatav pingesurvele $[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2$. Oletada, et samba üksikud koostiseliemendid on üksteisega jäigalt ühendatud ja ristlõiget võib vaadata monoliitsena.

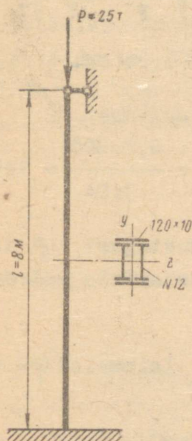
Lahendus. Juhtudel, kui on antud põhiline lubatav pinge, stabiilsuse arvutus teostatakse teguri φ tabelite abil valemiga .

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq \varphi[\sigma]$$

Tegur φ oleneb samba (kolonni, posti) saledusest

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}$$

seepärast arvutamist alustatakse samba ristlõike geomeetriaalsete karakteristikute määramisega (pea-tsentraalinertsmomendid, pindala ja minimaalne inertsraadius). Ristlõige on eraldi näidatud



Joon. 76

joon. 77. Teljed z ja y on pea-tsentraalinertsteljed (sümmeetriateljed).

Tabelist ГOCT 8239-56 I -profiilile N^o 12 ;

$$J_z = 403 \text{ cm}^4, \quad J_y = 43,8 \text{ cm}^4, \quad F = 16,5 \text{ cm}^2 .$$

Inertsmoment z-telje suhtes

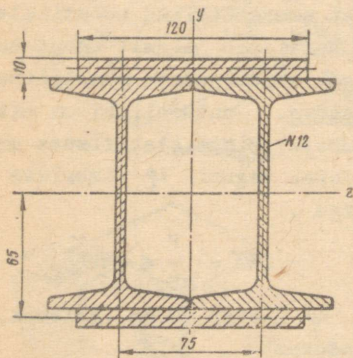
$$J_z = 2(403 + \frac{12 \cdot 1^3}{12} + 6,5^2 \cdot 1 \cdot 12) = 1820 \text{ cm}^4 ,$$

Inertsmoment y -telje suhtes

$$J_y = 2 \left(\frac{1 \cdot 12^3}{12} + 43,8 + 3,75^2 \cdot 16,5 \right) = 840 \text{ cm}^4$$

Kujundi ristlõike pindala

$$F = 2(12 + 16,5) = 57 \text{ cm}^2$$



Joon. 77

Siis

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{25000}{57} = 440 \text{ kg/cm}^2$$

$$440 < 0,34 \cdot 1600$$

Järelikult samba (kolonni) stabiilsus on tagatud.

Näide 34. Eelmise näite andmetel määrata samba stabiilsuse varutegur antud koormusel.

Lahendus. Stabiilsuse varutegur määratakse valemiga

$$n_B = \frac{P_{kr}}{P}$$

Sõltuvalt samba saleduse λ ja piirsaleduse ($\lambda_{\text{piir}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{pr}}}$) suhtest kriitiline jõud määratakse kas Euleri valemiga (kui $\lambda \geq \lambda_{\text{piir}}$), või Jassinski valemiga (kui $\lambda < \lambda_{\text{piir}}$). Meie juhul $\lambda_{\text{piir}} = 100$ (terasele CT. 3)

Minimaalne inertsraadius

$$i_{\min} = i_y = \sqrt{\frac{J_{\min}}{F}} = \sqrt{\frac{840}{57}} = 3,84 \text{ cm}$$

Samba saledus

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}} = \frac{0,7 \cdot 800}{3,84} = 146$$

Vähendusteguri φ tabelist terasvardale saledusega

$$\lambda = 146 \text{ leiame, et } \varphi = 0,34$$

ja $\lambda > \lambda_{\text{piir}}$; järelikult kriitiline jõud määratakse Euleri valemiga:

$$P_{\text{kr}} = \frac{\pi^2 EJ_{\text{min}}}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 840}{(0,7 \cdot 800)^2} = 53000 \text{ kg.}$$

Stabiilsuse varutegur

$$n_s = \frac{P_{\text{kr}}}{P} = \frac{53000}{25000} = 2,12$$

Kontrollülesande nr. 5 lahendamisel tuleb määrata samba ristlõike-minimaalne painermoment, arvutada samba saledus ja leida tabelist vastav vahendusteguri φ suurus. Pärast lubatava survejõu $[P]$ määramist stabiilsuse varutegur määratakse avaldusest

$$[n_s] = \frac{P_{\text{kr}}}{[P]} .$$

KONTROLLTÖÖ nr. 5 ÜLESANDED .

Ülesanne nr. 1 . Joon. XIV toodud ristkülikukujulise ristlõike kohta nõutakse :

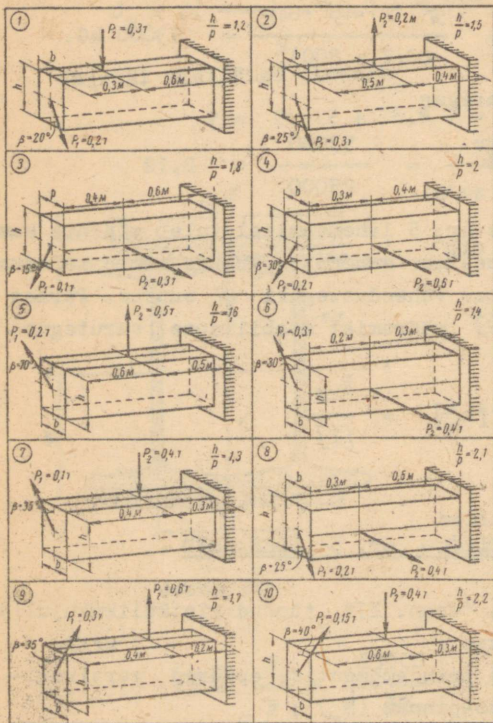
- 1) konstrueerida paindemomentide epiürid vertikaal- (M_z) ja horisontaaltasapinnas (M_y) ;
- 2) määrata tugevusarvutusest ristlõike mõõted (b ja h), võttes joonisel näidatud suhte h:b ja $[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2$, saadud b ja h mõõdud ümardada täisarvudeni (mm) ;
- 3) võetud mõõtudele b ja h konstrueerida varda ohtlikus lõikes igale paindemomendile vastavate normaalpingete (σ_{M_z} ja σ_{M_y}) epiürid.

Ülesanne nr. 2 . Joon. XV toodud suure jäikusega var-
da kohta nõutakse :

- 1) määrata lubatava jõu P suurus, kui $[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2$
- 2) konstrueerida normaalpingete epiür varda ristlõikele, kui $P = [P]$.

Ülesanne nr. 3. Joon. XVI toodud võlli kohta nõutakse :

se :



Joon. XIV

kohta nõutakse :

- 1) konstrueerida pikijõudude ja väändemomentide epüürid ;
- 2) määrata tugevuse varutegur, võttes voolavuspiiriks (σ_T) joonisel toodud suuruse .

1) konstrueerida väändemomentide epüür;

2) konstrueerida paindemomentide epüürid vertikaal- ja horisontaaltasapinnas ;

3) määrata võlli läbimõõt suurimate tangentsiaalpingete tugevusteooria järgi^{x)}, võttes

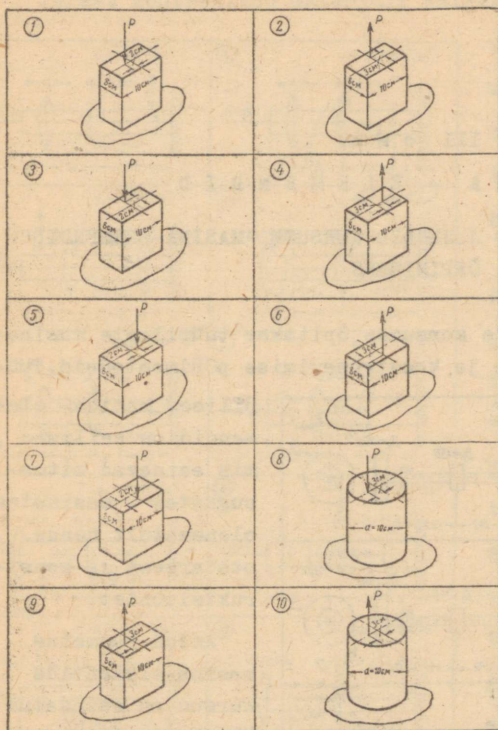
$$[\sigma] = 800 \text{ kg/cm}^2 .$$

Ülesanne nr. 4 .

Joon. XVII toodud ümarguse ristlõikega tõmbele (survele) ja väändelevõtava terasvarda

^{x)} Täiendavalt soovitatakse võlli läbimõõt arvutada ka energaetilise teooria järgi.

Juhend. Variantidel 1 ÷ 5 arvutus teostada suurimate tangentsiaalpingete järgi, variantidel 6 ÷ 10 aga energetilise tugevusteooria järgi.



Joon. XV

Ülesanne nr. 5.

Joon. XVIII toodud samba kohta nõutakse :

1) määrata lubatava survejõu P suurus, kasutades lubatavate pingete vähendustegurite (φ) tabelit, kui

$$[\sigma] = 1600 \text{ kg/cm}^2.$$

2) määrata mis-suguse stabiilsuse varuteguriga töötab sammas, kui survekoormus võrdub lubatava koormusega.

Juhend. Võtta piirsaleduseks $\lambda_{\text{piir}} = 100$. Euleri valemi mitterakendatavusel teostada arvutus Jassinski valemiga $\lambda_{\text{kr}} = 3100 - 11,4 \lambda$ (kg/cm^2).

III osa

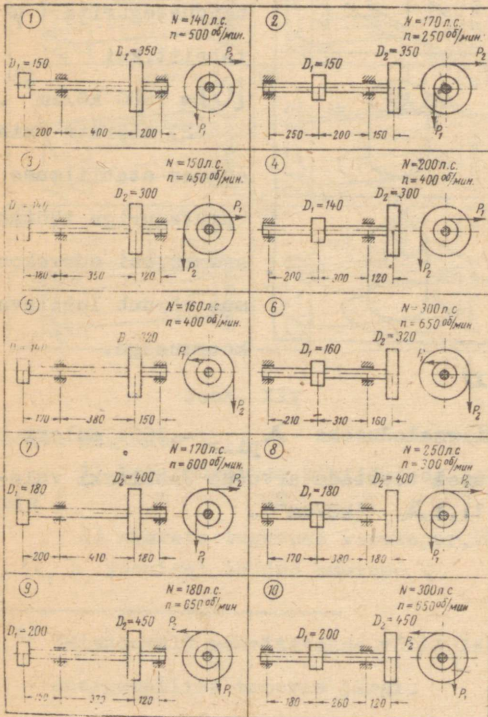
MASINA - ELEMENTID

ÜLDISED METOODILISED JUHENDID KURSUSE "MASINA-ELEMENTID" ÕPPIMISEKS

Masina-elementide kursuses õpitakse tüüpiliste masina-elementide arvutamise ja konstrueerimise põhimeetodeid. Tüüpilised masina-

elementid on sellised, mis esinevad mitmesugustes masinates olenematult nende otstarbest ja konstruktsioonist.

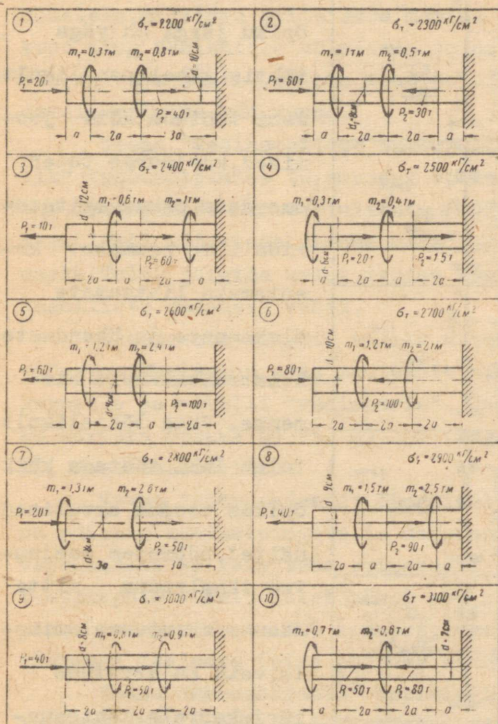
Antud raamatus masina-elementide kursus on esindatud ühe kontrolltööga, mis tuleb teostada kahes variandis: nr. 6a ja nr. 6b. Kontrolltöö nr. 6a teostatakse ainult nendel mittemehhaanika erialadel, kus õppeplaanid ei näe ette kursuseprojekti valmistamist masina-elementides. Kontrolltöö nr. 6b teos-



Joon. XVI

tatakse siis, kui on olemas kursuseprojekt.

Pärast kontrolltöö materjali selgeksõppimist õpilased



Joon. XVII

Õhiõpikuna tehnikumidele, kus õpreplaanid näevad ette õpilaste poolt kursuseprojekti valmistamise, soovitatakse raamatut: А.Т.Батурин "Детали машин" (kõik väljaanded alates 1957.a.).

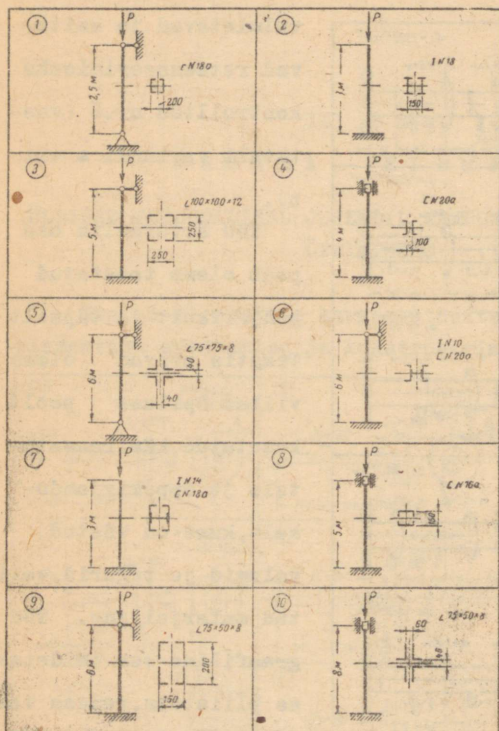
Õhiõpikuna neis tehnikumides, kus õpreplaanid ei näe ette õpilaste poolt kursuseprojekti valmistamist, soovitatakse raamatut: М.С.Мовнин "Детали машин" /Судпромгиз, 1958/.

Peale selle täiendava kirjandusena võib kasutada raamatuid: Я.М.Павлов "Детали машин" /изд.3-е, Машигиз, 1958/, К.Н.Бокор, Г.М.Ицкович и др. "Курсовое проектирование деталей машин"

valmistavad ja esitavad retsenseerimiseks kontrolltöö nr.6 (vastavalt variandi a või b).

Töö arvutuslik osa peab olema teostatud põhjalikult ja täpselt. Tekstis peavad olema viited õpilase poolt kasutatud käsiraamatutele ja õppekirjandusele, kust on võetud valemid ja tegurid, valitud materjal jne. Töö graafiline osa täidetakse pliiatsis, rannes vastavuses joonestamise standarditega.

Kirjanduse üksikasjalik loetelu teemade kaupa on toodud allpool.



Joon. XVIII

teatmematerjali kasutamisele.

Asudes kontrollülesande lahendamisele ei tule piirduda üksnes vahetult antud teemasse ja ülesandesse puutuva materjaliga. Eelnevalt olgu õpitud ka kõik programmi eelmised teemad. Ainult nende tingimuste täitmisel on tagatud ülesande lahenduse õigsus. Allpool on antud väga lühikesed meetodilised juhendid kursuse üksikute teemade kohta selleks, et juh-

Materjali õppimisel õpiku järgi on väga tähtis tähelepanelikult läbi töötada kõik joonised, kusjuures tuleb omandada oskus skitseerida ilma raamatut kasutamata lihtsamate ülekannete ja ühenduste konstruktiivseid elemente. Väga põhjalikult tuleb läbi töötada kõik õpikus toodud arvulised näited, pöörates seejuures tähelepanu mitte üksnes arvutusvalemitele, vaid ka arvutuse järjekorrale, lähtesuuruste valikule ja

tida õpilaste tähelepanu läbivõetava materjali mõningatele põhiküsimustele.

Teemas "Sissejuhatus" tuleb pöörata erilist tähelepanu nõuetele, millised esitatakse masina konstruktsioonile tervikuna ning üksikutele sõlmedele ja detailidele. Sellega seoses on vaja hästi selgeks teha detailide vahetamise ja standardiseerimise küsimused.

Teema "Masinaehituse materjalid. Lubatavate pingete valik" tundmaõppimise tulemusena õpilasel peab olema ettekujutus materjalide markeerimisest ГОСТ'ide järgi, ta peab oskama lahti mõtestada terase, malmi ja värviliste sulamite marke. Tuleb jälgida seost terase keemilise koostise ja mehaaniliste omaduste vahel.

Lubatavate pingete valiku meetodikat õppides tuleb pöörata tähelepanu ajas muutuvate pingete mõjule, detaili tugevusele ja metalli "väsimusele". Seoses sellega soovitatakse korrata õpikus §§ 95, 99-108 (Tugevusõpetus tehnikumidele, P.S. Kinasošvili).

Teema "Hõõrdeajamid" õppimisel tuleb erilist tähelepanu pöörata kontaktpingete ja deformatsiooni küsimustele. On vaja endale selgeks teha erinevused pindsurve, surve ja kontaktpingete vahel. Tuleb hästi aru saada, et hõõrdeketaste pinna purunemine toimub kontaktpingete tõttu ja see kannab väsimuse iseloomu (pind pudeneb väsimuse tõttu).

Teema "Hammasajamid" õppimisel tuleb tähelepanu pöörata peamiselt kahele paralleelsele arvutusviisile: hammaste tugevusarvutusele paindepingete järgi ja hammaste töötavate pindade arvutusele kontakttugevusele. Tuleb saada selge ettekujutus erinevusest lahtiste ja kinniste ajamite vahel; lahtistel ajamitel arvutust kontakttugevusele ei teostata. Pöörata tähelepanu asjaolule, et arvutusvalemitesse ei kirjutata nominaalsuurusi, vaid n.n. arvutuskoormused (võimsus, moment või ringjõud).

Teema "Tiguajamid" läbitöötamisel pöörake tähelepanu tigu- ja hammasajamite arvutuse sarnasusele. Ei tule aga unustada nende põhimõttelist erinevust, sest tiguajam kujutab endast kruvipaari erijuhtu. Seepärast enne antud teema õppi-

mist tuleb tingimata korrata teoreetilise mehhaanika kursust kruvist ja tutvuneda § 21, 24 A. Baturini õpikust või § 14, 15 M. Movnini õpikust.

Mitmesuguste reduktorite kinemaatiliste skeemidega ja konstruktsioonidega tutvumine on väga tähtis rataste, võllide ja laagrite koostööst arusaamiseks. Kuigi teema "Reduktorid" materjal kannab kirjeldavat iseloomu, tuleb seda hoolikalt õppida, eriti kui masina-elementides on kursuseprojekt^{x)}

Teemast "Rihmajamid" on vaja eriti hoolikalt selgitada küsimust rihma kahte liiki libisemisest rihmaseibidel: normaalsel tööl ilma ülekoormuseta leiab aset elastne libisemine, mis on seotud vedava ja veetava rihmaharu erineva pingutusega, ülekoormusel aga mitteelastne libisemine.

Teema "Kettajamid" õppimisel tuleb pöörata tähelepanu sellele, et kettide arvutus seisneb nende valikus $\Gamma O C T$ 'i järgi ja kontrollimises valmistava vabriku poolt tagatud purustava koormuse ning kulumise järgi. Keti kulumiskindluse kontroll teostatakse erisurve arvutamisega tema liigendites (äärniirides), mis ei tohi ületada katselisel teel määratud lubatavat erisurvet.

Võlli tugevuse küsimuste vaatlemisel teemas "Teljed ja võllid" tuleb tähelepanu pöörata võlli tugevuse kolmele arvutusviisile (orienteeruv, ligikaudne ja täpsustatud).

Orienteeruv on arvutus ainult väände, kusjuures painde mõju arvestatakse lubatavate väändepingete vähendamisega.

Lihtsustatud arvutamisel võetakse arvesse väände ja painde üheaegne mõjumine, kusjuures arvutused tehakse tugevusõpetuse kursuses õpitud staatiliste tugevusteooriate alusel.

Võlli täpsustatud arvutus võimaldab leida tegeliku tugevuse varuteguri võlli ohtlikus lõikes, arvestades mõjuvate pingete muutlikkust, pingete kontsentratsiooni mõju, pinna töötlemise kvaliteeti ja võlli absoluutmõõtmeid.

Teema "Tapid ja nende toed, Liugelaagrid" õppimisel tu-

x) Mõnede mittemasinaehituse erialade õppeplaanid ei näe ette kursuseprojekti valmistamist.

leb aru saada õpikus toodud liugelaagrite konstruktsioonidest, pöörata tähelepanu määrimise viisidele ja laagrikausi materjalidele.

Teema "Veerelaagrid" õppimise tulemusena tuleb teada kõiki põhimisi veerelaagrite liike, osata neid peast joonestada, hästi teada mitmesuguste veerelaagrite kasutamisalala ja tunda nende valiku meetodikat FOCT 'ide järgi.

Teema "Sidurid" omab põhiliselt kirjeldavat iseloomu. Erilist tähelepanu tuleb osutada A. Baturini või M. Movnini õpikus toodud sidurite konstruktsiooni tundmaõppimisele.

Teema "Kiilliidid" õppimisel tuleb pöörata tähelepanu kiilliidete mitmesugustele põhi-konstruktsioonidele. Tuleb õppida neid peast joonestama.

Asudes teema "Keermega liited" õppimisele tuleb korrata teoreetilise mehhaanika küsimusi liugehõõrdumise alal. Peab olema hea ettekujutus kruvi joone ja keermeparameetritest (samm, kruvi joone käik, keermeparm, keermeparmkõrgus, kruvi joone tõus jne.) ning nende omavahelistest seostest. Tuleb treenida kinnitusdetailide joonestamist ja keermeparmide joonisele kandmist. Enne teemade "Keevisliited" ja "Neetliited" õppimisele asumist tuleb tugevusõpetuse kursusest korrata arvutamist lõikele ja pindsurvele.

VI ÜLESANNE PROGRAMM

31. Sissejuhatus

Masinaelementide kursus kui masinaehituse teoreetiline alus. Kursuse ülesanne ja eesmärk, tema seos teiste õppeainetega. Lühikene kursus sisu. Kaasaegne tendents masinaehituse arengus. Masinaehituse juhtiv osa teiste rahvamajandusharude hulgas. Seos konstruktori, tehnoloogi ja metallurgi töö vahel. Masina, üksikute sõlmede ja detailide ratsionaalset konstruktsiooni määravad põhitõed. Standardiseerimise ja vastastikuse asendatavuse osa masinaehituses.

Kodumaise masinaehituse edasise arendamise põhiülesanded ja selle teoreetilised alused.

32. Masinaehituse materjalid. Lubatavate pingete valik.

Masinaehituse materjalide süstematiseerimine. Teras, malm, värvilised metallid ja sulamid. Mittemetallilised materjalid. Lubatavate pingete valiku meetodika. Lubatavate pingete suurusele ja varutegurile mõjuvad põhilised tegurid (faktorid).

I o s a

A J A M I D

33. Hõõrdeajamid .

Üldmõisted hõõrdeajamitest ja nende klassifikatsioon .
Hammasrataste materjalid. Lühike ülevaade hammaste lõikamise ja viimistlemise viisidest. Hammaste korrigeerimise mõiste. Hammasajami kasutegur.

Hammasrataste kõlbmatuksmuutumise võimalikud põhjused: hammaste murdumine, kulumine, töötavate pindade väsimuslik purunemine, sissesõõmine. Lahtiste ja kinniste hammasajamite arvutamise viisid. Sirgete hammastega silindriliste hammasrataste arvutamine tugevusele paindepingete järgi. Jõud hambumiskohas. Arvutuse põhilised oletused ja eeldused. Kontroll- ja projektarvutuse valemid. Arvutuskoormus. Hamba kujutegur. Lubatavate pingete ja arvutustegurite valik.

Sirghammastega silinderrataste arvutamine kontakttugevusele (ЦНИИТМАН -meetod). Arvutuse põhilised oletused ja eeldused. Kontroll- ja projektarvutuse valemid (ilma tuletamata). Lubatavate pingete ja arvutustegurite valik.

Kald- ja noolhammastega silindrilised ajamid. Lülituse ots- ja normaalmoodul. Hambumisjõud. Ajami põhiparameetrite valik. Paindele ja kontakttugevusele arvutamise erinevused.

Sirghammastega kooniline ajam. Hambumisjõud. Koonushammasrataste põhiparameetrite valik. Paindele ja kontakttugevusele arvutamise erinevused.

Koonushammasrataste konstruktsioonid.

35. Tiguajamid .

Üldised mõisted tiguajamitest. Tigujamite eelised ja puudused ning nende rakendusala. Ülekandearv. Hambumisjõud. Tigujami kasutegur. Tigukruvide ja tigurataste materjalid ja konstruktsioonid.

Tiguajamite arvutamine kontakttugevusele ja tiguratta hammaste paindele. Kontroll- ja projektarvutuse valemid (tuletamiseta). Lubatavate pingete, arvutustegurite ja põhiparameetrite valik. Tigukruvi tugevuse ja jäikuse kontroll. Tigureduktori arvutamine soojenemisele.

36. Reduktorid .

Reduktorid, nende ehitus ja ülesanne. Reduktorite põhi-konstruktsioonidega tutvunemine. Määrimine ja määrded. Reduktorite armatuur.

37. Rihmajamid .

Rihmajami ülesanne, eelised ja puudused, rakendusala, klassifikatsioon. Veorihmade liigid. Lahtise lamerihmajami geomeetria ja kinemaatika. Ajami võllide koormus.

Rihma elastne ja mitteelastne libisemine rihmaseibidel. Ajami kasutegur. Lahtise lamerihmajami arvutamine libisemis-koõverate järgi (ЦНИИТМАШ-meetod).

Kiilrihmajam: ehitus, eelised ja puudused. Kiilrihmad ja nende valiku meetodika.

Rihmajami seibid, nende konstruktsioon ja materjalid.

38. Kettajamid .

Kettajamite üldine iseloomustus ja nende rakendusala. Rullpuks- ja hammaskettide konstruktsioon. Kettide valik ja nende kontrollarvutus.

II o s a

A J A M I T E D E T A I L I D

39. Teljed ja völldid .

Telgede konstruksioon, materjal ja klassifikatsioon. Pöörlevad ja mittepöörlevad teljed, nende arvutamine tugevusele.

Völldide klassifikatsioon. Völldide orienteeruv ja ligikaudne arvutamine tugevusele. Mõiste völldide ligikaudsest arvutamisest väsimustugevusele. Völldide deformatsioonimõju ajami elementide tööle. Mõiste völldide arvutamisest jäikusele.

Reduktorite völldide arvutamine.

40. Tapid ja nende toed. Liugelaagrid .

Tappide põhilised konstruktiivsed liigid. Silindriliste radiaal- ja otstappide tingimuslik arvutamine erisurvele ja soojenemisele.

Liugelaagrid, nende põhilised liigid. Liugelaagrite detailide materjal. Määrdeained ja määrimise viisid.

41. Veerelaagrid .

Veerelaagrite klassifikatsioon ja nende põhiline ülevaade ГOCT - normide järgi. Veerelaagrite valik ГOCT -normide ja kataloogide järgi, lähtudes laagri tööea kestvusest.

Veerelaagrite sõlmede konstrueerimise põhieeglid, nende montaaž ja määrimine. Reduktorite laagrisõlmed.

42. Sidurid .

Sidurid, nende ülesanne ja klassifikatsioon. Lühike ülevaade umbsetest, jäikadest kompenseerivatest, elastsetest ja hõrdesiduritest. Sidurite valik normide ja standardite järgi.

III o s a

MASINA DETAILIDE LIITED

43. Kiilliidet .

Standartkiilude põhitüübid. Kiilude valik ГОСТ -normide järgi ja nende kontrollarvutus. Mõiste hammasliidetest, nende võrdlemine kiilliidetega.

44. Keermega liited .

Keere ja tema põhiparameetrid. Keermete põhitüübid, nende standardiseerimine, võrdlevad karakteristikud ja rakendus-
alad.

Keermeühenduste konstruktiivsed vormid : ühendused poltidega, kruvidega ja tikkpoltidega. Mutrilukud. Kinnitusdetailide ГОСТ-normid. Kinnitusdetailide materjalid.

Jõudude vahekorrad kruvipaaris ja selle kasutegur. Ots-
pinna hõõrdemoment.

Üksikute poltide arvutamine. Pingutamata poldi arvutamine; pingutatud poldi arvutamine, millele ei mõju välisjõud. Kinnitõmbamise jõu olenevus jõust võtmel. Poltide arvutamine põiksuunas mõjuvale jõule (2 juhtu). Poltide arvutamine eks-
tsentrilisele telgkoormusele. Mõiste klemmliitest ja tema arvutamise-
st. Lühike ülevaade tugevtiheda poltliite arvutamise-
st. Reduktiiri vundamendi poltide arvutamise meetodika. Lühike ülevaade jõu- ja käigukruvide arvutamise-
st.

45. Keevisliited .

Keevitamise osa kaasaegses masinaehituses ja ehitusteh-
nikas. Keevis- ja neetliidete tehnilis-ökonomiline võrdlus. Keevisliidete põhiliigid. Põkk- ja rullkeevliidete (ots- ja kül-) arvutamine telgkoormusel . Keevisliidete lubatavad pinged.

46. Neetliited .

Neetliited kaasaegses masinaehituses ja ehitustehnikas. Neetide liigid ГОСТ-normide järgi, nende materjal. Neetliidete kujundamine. Neetliidete klassifikatsioon. Tugevliidete konstruktsioon ja nende arvutamine telgkoormusel.

KIRJANDUS VI ÜLESANDE JUURDE

#	БАТУРИН А.Т.	МОВНИН М.С.	БОРОВ К.Н. и др.	ИЦКОВИЧ Г.М. и др.
те- мы	Детали машин. М., Машгиз, 1957 - 1959	Детали машин. Л., Судпромгиз, 1958	и др. Курсовое проектирование деталей машин. М., Машгиз, 1957-1960	Сборник задач и примеров расчета деталей машин. М., Машгиз, 1957-1959
31	Введение	\$1	-	-
32	\$1,2	\$2,3,4,5	-	Гл. II, задачи № 1,2,14.
33	\$51-53	\$27,28, \$29,30	-	Гл. VII, задачи № 1-4
34	\$65-67, \$69-70, \$72-81	\$40-55	\$14-19	Гл. IX, задачи № 1-5, 11-12, 19, 24-26, 32, 36, 43-47, 50
35	\$82-85	\$56,57-58	\$20-24	Гл. X, задачи № 1-7, 13, 19, 22, 23, 33
36	\$89,91,92	\$80-83	\$12-13, \$40-42	-
37	\$54-64	\$31-39	\$44,46	Гл. VIII, задачи № 1,5,8,9,13,20
38	86-88	\$59-60	\$47-49	Гл. XI, задачи № 1-3

№ те-мы	БАТУРИН А.Т Детали машин. М., Машгиз, 1957-1959	МОВНИН М.С. Детали машин. Л., Судпромгиз, 1958	БОКОВ К.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин М., Машгиз, 1957-1960	ИЦКОВИЧ Г.М. и др. Сборник задач и примеров расчета деталей машин. М., Машгиз, 1957-1959
39	\$36,38	\$61-64	\$25-26, \$63-55	Гл. XII, задачи № 1, 8, 12, 13, 16, 22, 26
40	\$30-35, \$39,43	\$65-69	\$37-38	Гл. XIII, задачи № 9-11
41	\$40-44	\$70-71	\$28-36	Гл. XIII, задачи № 17-18, 20-23, 34
42	\$45-49	\$72-79	\$50-52	Гл. XIV, задачи № 1-5, 28
43	\$55 18-20	\$23-24	\$27	Гл. VI, задачи № 1, 6-8, 10-13
44	\$14, 15, 17, 21, 29	\$11-12, 13, 21	-	Гл. V, задачи № 14-18, 20-25, 28, 33, 36, 38, 39, 45, 51, 52, 57, 65
45	\$10-13	\$9	-	Гл. IV, задачи № 1-10, 12
46	\$4-6,9	\$6-8	-	Гл. III, задачи № 1-9

JUHENDID KONTROLLTÖÖ nr.6a TÄITMISEKS

(täidetakse siis, kui masina-elementide kursuseprojekti õppeplaanis pole ette nähtud)

Ülesande nr.1 juurde. Ülesanne nr.1 tuleb lahendada punktide kaupa, tingimustes näidatud järjekorras. Enne punkti

< a > täitmist on vaja hoolikalt õppida teemat 33 ja peale selle ka teemat 32, eriti lubatavate pingete valiku küsimust.

Eriolist tähelepanu soovitatakse osutada mitmesuguste tegurite, nagu : hamba kuju-, koormus-, dünaamilise ja teiste tegurite valikule. Teguri valikul on vaja viidata vastavale allikale, näiteks : tabeli 47 järgi A. Baturini õpikust hamba kujutegur sirghammastega rattale hammaste arvuga $z = 26$ on 0,430.

Väga suurt kasu annab õpikus toodud arvnäidete hoolikas tundmaõppimine.

Eriti soovitatakse arutada A. Baturini õpiku § 81 näidet 54 (viimases väljaandes 53). Siinjuures võib tähendada, et lubatava pinge määramist paindele $[G]_u$ võib teostada ka otseselt antud õpiku tabelist 48 (viimases väljaandes 46).

Punkti < b > edukaks täitmiseks soovitatakse õppida § 25 ja 53 K. Bokovi õppe-käsiraamatust, Asudes punkti < c > täitmisele on vaja korrata tugevusõpetuse kursusest teemat "Ümarvarda vääne". Enne punktide < d > ja < e > täitmisele asumist aga on vaja korrata tugevusõpetusest teemad " Paine " ja " Ümarvarda arvutamine liitkoormusele ". Laagrite arvutamisel soovitatakse kasutada K. Bokovi jt. raamatut. Võlli joonis ratastega ja laagritega tuleb teha mõõdukavas, joonestusstandarditele vastavalt. Rummu, põia, ketta ja ratta kodarate mõõdud määrake empiirilistest suhetest, mis on toodud K. Bokovi jt. raamatus.

Ülesande nr. 2 juurde . Enne ülesande nr.2 lahendamist on vaja tutvuda A. Baturini õpiku § 24-ga või M. Movnini õpiku § 15-ga. Ülesande esimese osa lahendamisel on suureks abiks (tigu ja tiguratta põhimõdete määramine) K. Bokovi jt. õpiku § 24 selgeksõppimine. Enne ülesande teise osa arvutamist (tigu arvutus tugevusele) tuleb selgeks õppida § 83 ja näide 56 § 85 A. Baturini õpikust või § 58 ja sama paragrahvi näide 15 M. Movnini õpikust.

On tingimata vaja endale selgesti ette kujutada, et tigu töötab üheaegselt paindele, väändele ja telgjõule. Seepärast soovitatakse korrata tugevusõpetuse kursusest ümarvarda arvu-

tamist liitkoormusele.

Ülesande nr.3 juurde . Rihmajami arvutus on väga hästi antud soovitatud kirjanduses.Suur arvnäidete arv (§ 64 A.Baturini ja § 35 ning 39 M.Movnini õpikus) ei vaja seletusi. Peale selle on antud lame- ja kiilrihmajamite arvutamise käik (§ 60 ja 63 A.Baturini ning § 33 ja 39 M.Movnini õpikus). Ülesandes nr.3 pole antud seibide tsentritevahelist kaugust. See tuleb valida iseseisvalt,juhindudes õppekirjanduses toodud soovitustest.Peale selle arvestada,et küllaldase rihma ea tagamiseks on vajalik ,et rihma läbijooksude arv ajaühikul ei ületaks soovitatud piirväärtust.Lahtisele lamerihmajamile võetakse harilikult

$$u = \frac{v}{L} \leq 3 \frac{1}{\text{sec}} ,$$

kus v - rihma kiirus m/sec , L - tema pikkus meetrites , mis arusaadavalt sõltub telgedevahelisest kaugusest.

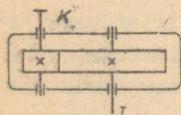
Ülesande nr. 4 juurde . Asudes ülesande lahendamisele tuleb tingimata õppida § 24 , 25 ja juhus 3 paragrahvist A. Baturini õpikust või § 17 M.Movnini õpikust. Vaja on läbi arutada näide 15 A.Baturini õpiku paragrahvist 28 või § 19 näide 6 M.Movnini õpikust. Tingimata tuleb pöörata tähelepanu sellele,et põhilised arvutusvalemid annavad poldi keermes sisemise läbimõõdu. Seos poldi sisemise ja välimise läbimõõdu vahel on antud ГОСТ-normidega.

Ülesande nr.5 juurde . Enne ülesande lahendamisele asumist tuleb tutvuneda arvuliste näidetega keevliidete kohta (§ 13 A.Baturini õpikust), eriti näidetega 8 ja 9. [- profiilide arvutamisel tõmbele tuleb kasutada valtsprofiilide sortimentide tabelit. Selline tabel on toodud tugevusõpetuse ülesannete kogus.

Ülesande nr. 6 juurde . Enne ülesande lahendamist tuleb korrata tugevusõpetuse kursuses toodud lõike ja pindsurve arvutusi (õpikus P.S.Kinasošvili , § 30,34-36). Soovitatakse ka läbi arutada § 9 näide 1 A.Baturini õpikust, või § 8 näide 2 M.Movnini õpikust.

(täidetakse siis, kui masina-elementide kursuseprojekti õppeplaanis pole ette nähtud)

Ülesanne nr. 1 . Üheaastmelise silindrilise reduktori kohta , mille skeem on toodud joonisel 78 , nõutakse :



Joon.78

1) määrata lubatav võimsus hammaste arvutusest paindele ja kontakttugevusele, arvestades, et reduktor on ette nähtud katkestamatuks tööks oluliste tõugeteta ja löökide-ta, rataste materjalid on normaliseeritud;

2) määrata tasajooksva võlli laagritele mõjuvad koormused, kui tugedevaheline kaugus

on kaks korda suurem hammasratta põia laiusest ja ratas on asetatud tugede suhtes sümmeetriliselt ;

3) määrata tasajooksva võlli väljuva otsa läbimõõt arvutusest väände, võttes lubatavaks pingeks $[\tau_w] = 250 \text{ kg/cm}^2$. Leitnud läbimõõdu suurus ümardada suurema arvuni, mis lõpeb nulliga või viiega ;

4) konstrueerida väände- ja paindemomentide epüürid oletades, et tasajooksva võlli (konsooli) otsas jõud puudub ;

5) võttes võlli läbimõõdu ratta keskel 20 % suuremana väljuva otsa läbimõõdust, määrata arvutuspinge (ekvivalentne) selle lõike kohta kolmanda tugevusteooria alusel; võlli nõrgestamist kiilu soone tõttu mitte arvestada;

6) määrata enamkoormatud laagri arvutusiga (teoreetiline) võttes võlli läbimõõdu laagri kohal suurema võlli väljuva otsa läbimõõdust, kuid mitte suurema võlli läbimõõdust ratta keskel; kasutada keskmise seeria radiaalkuullaagreid.

Arvutuseks andmed võtta tabelist vastavalt antud varian-dile. Arvutamiseks puuduvad andmed valida iseseisvalt.

Tabel ülesandele nr. 1

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Kiirjooksva võlli pööre- te arv minu- tis (n)	970	640	950	730	980	735	850	660	730	645
Väikese rat- ta hammaste arv (Z_1)	24	21	26	21	20	23	19	19	22	26
Suurema rat- ta hammaste arv (Z_2)	78	63	81	66	69	63	50	68	62	77
Hamba kuju	sirg	nool	sirg	nool	sirg	nool	sirg	nool	nool	sirg
Lülituse normaalmoo- dul m_n (mm)	5	5	4	4	6	7	5	4	6	7
Hammaste kallakus- nurk β	0°	33° 33' 26"	0°	28° 21' 27"	0°	29° 58' 27"	0°	28° 21' 26"	31° 56' 36"	0°
Hammasaratta põia laius b (mm)	80	110	85	100	100	160	90	90	150	150
Väikese rat- ta materjal- teras	50	Сm.6	45	50Г	10	Сm.6	45	50	50	50Г
Suurema rat- ta materjal- teras	40	Сm.5	Сm.5	50	Сm.5	Сm.5	Сm.5	40	Сm.5	40

Märkus: Hammasaratta põia laius on antud noolham-
mastusega rattail ilma sooneta hammaste
vahel.

Ülesanne nr. 2 . Tiguülekande arvutusest paindele ja kontaktugevusele määrata reduktori tigukruvi ja tiguhammasratta põhimõõdud. Tiguvõll on ühendatud siduri abil elektrimootori võlliga võimsusega N_1 (kW). Tigukruvi pöörlemise kiirus n_1 (p/min).

Arvutamisel tuleb määrata: tiguratta hammaste arv, tigukruvi käikude arv, lülitusmoodul, ajami telgedevaheline kaugus, tigukruvi ja tiguratta jaotusringi läbimõõt, ajami kasutegur.

Võttes tigukruvi tugedevahelise kauguse võrdseks ratta jaotusringi läbimõõduga, määrame arvutuspinged (ekvivalentseid) tigukruvi ohtlikule lõikele, kasutades kolmandat tugevusteooriat.

Arvutamiseks põhiantmed võtta tabelist vastavalt antud variandile.

Juhendid : a) Lubatavate pingete valikul lugeda, et tigu on karastatud ja lihvitud; pronksi $0\phi 10-1$ kasutamisel lugeda, et tiguratta põia valu teostatakse kokilli;

b) suurus q (moodulite arv tigukruvi jaotuslääbimõõdul) peab vastama normile ГOCT 2144-43 ;

c) ajami telgedevahelise kauguse võib võtta mittestandardse;

d) arvutuses anda tigukruvi väände- ja paindemomentide epüürid.

Tabel ülesande nr.2 juurde

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
N_1 (kW)	4,5	7	7	2,8	4,5	7	4,5	2,8	1,7	7
n_1 (p/min)	730	1440	850	950	950	730	735	1420	930	970
Ülekande- arv (i)	19	16	18	18	17	20	17	18	16	19
Tigukruvi materjal- teras	45	45	40X	45	40X	45	45	40X	45	40X
Tiguratta põia mater- jal -pronks	$0\phi 10-1$	$0H\phi$	$0H\phi$	$0\phi 10-1$	$0H\phi$	$0H\phi$	$0H\phi$	$0\phi 10-1$	$0\phi 10-1$	$0H\phi$

Ülesanne nr. 3. Arvutada lahtine rihmajam elektrimootorilt võimsusega N_1 (hj), pöörete arvuga n_1 (p/min) ajami võllile pöörete arvuga n_2 (p/min).

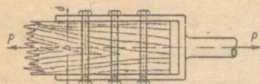
Andmed arvutuseks võtta tabelist vastavalt antud variandile.

Juhend. Arvutamisel püüda saada võimalikult väikseid ajami gabariite.

Tabel ülesande nr. 3 juurde

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
N_1 (hj)	27,2	9,5	13,6	27,2	19	38	13,6	9,5	38	19
n_1 (p/min)	1450	970	1460	970	735	980	645	1440	670	1460
n_2 (p/min)	360	300	400	240	180	320	200	370	160	300
Rihma liik	Lame, kummeeritud		Kiilrihm		Lame, nahk		Puuvill, kootud		Kiilrihm	Lame, nahk
Koormuse klass	1	2	3	1	3	1	2	3	2	2
Vahetuste arv ööpäevas	3	1	1	1	3	3	1	3	1	3

Ülesanne nr. 4. Teraskang on ühendatud puidust prussiga viie terasest Cr.3 valmistatud musta poldi abil ja on koormatud tõmbejõuga P , vastavalt joonisele 79.



Joon. 79

Määrata lubatava jõu P suurus, kui jõu ülekanne saavutatakse hõõrdejõudude arvel, mis kutsutakse esile poltide kinnitusega. Leitud P suurusel määrata tõmbe pinged kangi ja prussi ohtlikus lõikes. Hõõrdetegur prussi ja kangi vahel $f = 0,3$.

Arvutatava konstruktsiooni mõõdud võtta tabelist vastavalt antud variandile.

Juhend : Hõõrdejõud kangi ja prussi vahel peab ületama
jõu P 20 % võrra.

Tabel ülesande nr. 4 juurde

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
a (mm)	240	189	180	220	200	200	220	240	200	220
b (mm)	160	200	180	140	170	200	140	170	190	150
h (mm)	200	140	140	180	160	160	180	200	160	180
δ (mm)	15	18	16	14	12	12	14	18	12	10
D (mm)	70	65	70	60	50	45	65	75	50	55
Poldid keermega	M30	M18	M16	M27	M22	M24	M22	M27	M20	M24

Ülesanne nr. 5 . Määrata pikikeevisliite pikkus l_{ϕ} ja
pleki paksus δ [-profiili keevitamisel plekiga (joon.80).

Arvutus teostada tingimusel, et keevisliite tugevus tõmbe-
le võrduks pleki ja [-profiilide tugevusele. Võtta, et jõud
P on püsiv ja keevitus teostatakse käsitsi elektroodidega
342A.

Lubatavad pinged plekile ja [-profiilile võtta võrdse-
tena : $[G_f] = 1600 \text{ kG/cm}^2$.

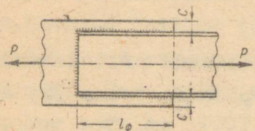
Andmed arvutamiseks võtta tabelist vastavalt antud va-
riandile.

Juhend: Rullõmbluse kaateti mõõduks võtta veerand suu-
rusest C.

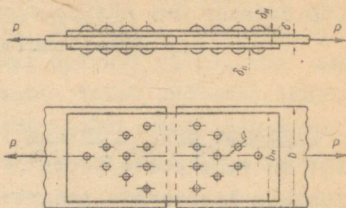
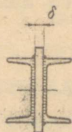
Tabel ülesande nr. 5 juurde

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
[-profiili nr.	16a	14a	18a	22a	16a	20a	12	14a	18a	20a
C (mm)	24	20	32	36	28	24	20	24	28	32

Ülesanne nr. 6 . Joonisel 81 toodud neetliitele on vaja



Joon. 80



Joon. 81

määrata lubatava jõu P suurus, lähtudes needi tugevusest lõikele, plekkide ja sidelappide tõmbetugevusest, neediaukude arvutamisele muljumisele (pindsurvele).

Lubatavad pinged : tõmbele $[G_t]$, lõikele $[\tau_H]$ ja pindsurvele $[G_{ps}]$. Arvutatava konstruktsiooni mõõdud võtta tabelist vastavalt antud variandile.

Tabel ülesande nr. 6 juurde

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Andmed										
d (mm)	20	20	23	17	20	27	23	23	17	17
b (mm)	320	340	400	280	240	400	420	480	280	260
b (mm)	300	320	380	260	220	380	400	460	260	240
δ (mm)	13	14	16	13	12	14	16	18	12	8
δ_H (mm)	8	9	10	8	8	8	10	11	8	5
$[G_t]$ (kg/cm ²)	1400	1500	1500	1600	1400	1400	1500	1600	1600	1600
$[G_{ps}]$ (kg/cm ²)	2400	2800	2800	3200	2400	2600	2800	3200	3200	2800
$[\tau_H]$ (kg/cm ²)	1000	1200	1100	1000	1200	1000	1400	1400	1400	1000

JUHENDID KONTROLLTÖÖ nr. 6b TÄITMISEKS

(täidetakse kui masina-elementide kursuseprojekt on
õppeplaanis ette nähtud)

Ülesande nr. 1 juurde . Asudes ülesande nr.1 lahendamisele on vaja peale teema 34 selgeks õppida ka teema 32, eriti küsimus lubatavate pingete valikust.

Eriolist tähelepanu soovitatakse osutada mitmesuguste tegurite, nagu hamba kuju, koormuse, dünaamilisuse jne. teguri valikule. Tegurite valikul tuleb viidata allikale, näiteks : valin A.Baturini õpikust tabeli 47 järgi hamba kuju teguri sirghammastega rattale hammaste arvuga $z = 26$, mis võrdub $0,430$.

Väga suurt kasu annab õpikus toodud arvnäidete põhjalik tundmaõppimine. Ülesande nr. 1 lahendamisel soovitatakse eriti läbi arutada A.Baturini õpiku §81 näide nr.54 (viimases väljaandes 53). Selle näite kohta võib märkida, et lubatava pinge määramist paindele $[G_0]_u$ võib teostada otseselt antud õpiku tabeli 48 alusel (viimases väljaandes 46).

Ülesande nr. 2 juurde . Rihmajami arvutamine on soovitatud õppekirjanduses väga hästi antud. Õpikutes (A.Baturin, §64, M.Movnin § 35 ja 39) toodud arvnäited ei vaja mingeid selletusi ega täiendusi. Peale nende on õpikutes (A.Baturin § 60 ja 63, M.Movnin § 33 ja 39) antud terve rida lame- ja kiilrihmajamite arvutusi.

Ülesandes nr.2 ei ole antud rihmaseibide tsentritevahelist kaugust. See tuleb valida iseseisvalt, juhindudes õppekirjanduses toodud soovitustest. Peale selle tuleb rihma vajaliku ea kindlustamiseks arvestada rihma läbijooksude arvu ajaühikus, mis ei tohi ületada soovitatud piiri. Lahtisele lame-rihmajamile harilikult võetakse

$$u = \frac{v}{L} < 3 \frac{1}{\text{sec}} ,$$

kus v - rihma kiirus (m/sec) ja L - tema pikkus (m) , mis arusaadavalt sõltub tsentritevahelisest kaugusest.

Ülesande nr. 3 juurde . Asudes ülesande lahendamisele tuleb tingimata selgeks õppida A.Baturini õpikust § 24 ja 25 ning 3-s juhus § 26-st või § 17 M.Movnini õpikust. On vaja läbi arutada näide 15 A.Baturini õpikust (§18), või näide 6 M.Movnini õpikust (§19). Tingimata tuleb pöörata tähelepanu sellele, et arvutusvalemeis antakse poldi keerme sisemine läbimõõt. Seos poldi sisemise ja välimise läbimõõdu vahel antakse normiga ГОСТ НКПН 32.

Ülesande nr. 4 juurde . Enne ülesande lahendamisele asumist tuleb tutvuneda A.Baturini õpikus § 13 toodud kevisliidete arvutamise näidetega, eriti näidetega 8 ja 9. [-profiili arvutamisel tõmbele on vajalik kasutada valtsprofiilide tabeleid. Sellised tabelid on toodud näiteks tugevusõpetuse ülesannete kogus.

Ülesande nr. 5 juurde . Enne ülesande lahendamist on vaja korrata tugevusõpetuse kursusest arvutusi lõikele ja pindsurvele (Kinasoõvili, § 30, 34-36). Soovitatakse läbi arutada näide 1 A.Baturini õpikust (§9), või näide 2 M. Movnini õpikust (§8).

KONTROLLTÖÖ nr. 6b ÜLESANDED

(täidetakse kui masina-elementide kursuseprojekt on õppeplaanis ette nähtud).

Ülesanne nr. 1 . Määrata silindrilise üheaastmelise reduktori, mille skeem on toodud joonisel 78, lubatav võimsus hammaste arvutusest paindele ja kontaktugevusele. Arvutamisel võtta aluseks, et reduktor on ette nähtud pidevaks tööks, ilma eriliste tõugeteta ja löökideta koormusel. Hammasrataste materjal on normaliseeritud.

Lähteandmed arvutamiseks võtta tabelist vastavalt antud variandile.

Tabel ülesande nr. 1 juurde

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Kiirekäigulise võlli pöörete arv min. (n_1)	970	640	950	730	980	735	850	660	730	645
Väikese hammasratta hammaste arv (z_1)	24	21	26	21	20	23	19	19	22	26
Suurema ratta hammaste arv (z_2)	78	63	81	66	69	63	50	68	62	77
Hamba kuju	sirg	nool	sirg	nool	sirg	nool	sirg	nool	nool	sirg
Normaalne lülitusmoodul m_n (mm)	5	5	4	4	6	7	5	4	6	7
Hammaste kalakusnurk (β)	0°	33° 33 ^I 26 ^{II}	0°	28° 21 ^I 27 ^{II}	0°	29° 58 ^I 27 ^{II}	0°	28° 21 ^I 26 ^{II}	31° 56 ^I 36 ^{II}	0°
Rattapöia laius b (mm)	80	110	85	100	100	160	90	90	150	150
Väikese hammasratta materjal (teras)	50	Cr.6	45	50Г	10	Cr.6	45	50	50	50Г
Suure hammasratta materjal (teras)	40	Cr.5	Cr.5	50	Cr.5	Cr.5	Cr.5	40	Cr.5	40

Märkus: Noolhammastusega rataste pöia laius on antud hammastevahelise soone laiust arvestamata.

Ülesanne nr. 2. Arvutada lahtine rihmajam elektrimootorilt võimsusega N_1 (hj), pöörlemiskiirusega n_1 (p/min) ajami võllile pöörlemiskiirusega n_2 (p/min).

Andmed arvutamiseks võtta järgmisest tabelist vastavalt antud variandile.

Juhend. Arvutamisel püüda saada võimalikult väikeseid ajami gabariite.

Tabel ülesande nr. 2 juurde

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Andmed										
N_1 (hj)	27,2	9,5	13,6	27,2	19	38	13,8	9,5	38	19
n_1 (p/min)	1450	970	1460	970	735	980	645	1440	670	1460
n_2 (p/min)	300	300	400	240	180	320	200	370	160	300
Rihma liik	Lame, kum- meeritud		Kiilrihm		Lame, nahk		Puu- vill, koo- tud		Kiilrihm	Lame, nahk
Koormuse klass	1	2	3	1	3	1	2	3	2	2
Töövahetus- te arv öö- päevas	3	1	1	1	3	3	1	3	1	3

Ülesanne nr. 3. Teraskang on ühendatud puidust prussiga viie musta terasest Cr.3 poldi abil ja on koormatud tõmbejõuga P, nagu näidatud joonisel 79.

Määrata lubatava jõu P suurus, kui jõu ülekanne saavutatakse hõõrdejõudude arvel, mis kutsutakse esile poltide kinnitusega. Leitud P suurusel määrata tõmbepinged kangi ja prussi ontlikus lõikes. Hõõrdetegur prussi ja kangi vahel $f = 0,3$.

Arvutatava konstruktsiooni mõõdud võtta tabelist vastavalt antud variandile.

Juhend. Hõrdejõud kangi ja prussi vahel peab ületama jõu P 20 % võrra.

Tabel ülesande nr. 3 juurde

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Andmed										
a (mm)	240	189	180	220	200	200	220	240	200	220
b (mm)	160	200	180	140	170	200	140	170	190	150
h (mm)	200	140	140	180	160	160	180	200	160	180
δ (mm)	15	18	16	14	12	12	14	18	12	10
D (mm)	70	65	71	60	50	45	65	75	50	55
Poldid keermega	M30	M18	M16	M27	M22	M24	M22	M27	M20	M24

Ülesanne nr. 4. Määrata pikikeevislite pikkus l_p ja pleki paksus δ [-profiili keevitamisel plekiga (joon. 80)]. Arvutus teostada tingimusel, et keevislite vastupidavus oleks võrdne pleki ja [-profiili vastupidavusega. Võtta, et jõud P on püsiv ja keevitus teostatakse käsitsi elektrodidega 342 A.

Pleki ja [-profiili materjale lubatavad pinged võtta võrdsetena, $[\sigma_t] = 1600 \text{ kg/cm}^2$.

Andmed arvutamiseks võtta tabelist vastavalt antud variantidele.

Juhend. Rullkeevislite kaateti mõõduks võtta veerand suurusest C.

Tabel ülesande nr. 4 juurde

Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Andmed										
[-profiili nr.	16a	14a	18a	22a	16a	20a	12	14a	18a	20a
c (mm)	24	20	32	36	28	28	20	24	28	32

Ülesanne nr. 5. Joonisel 81 toodud skeemiga neetliite kohta määrata lubatava jõu P suurus, lähtudes needi tugevusest lõikele, pleki ja sidelappide tugevusest tõmbele, needi aukude seinte vastupidavusest pindsurvele.

Lubatav pinge tõmbele $[G_t]$, nihkele $[T_n]$ ja pindsurvele $[G_{ps}]$ ning arvutatava konstruktsiooni mõõdud võtta tabelist vastavalt antud variandile.

Tabel ülesande nr. 5 juurde

Variant Andmed	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
d (mm)	20	20	23	17	20	27	23	23	17	17
b (mm)	320	340	400	280	240	400	420	480	280	260
b _H (mm)	300	320	380	260	220	380	400	460	260	240
δ (mm)	13	14	16	13	12	14	16	18	12	8
δ _H (mm)	8	9	10	8	8	8	10	11	8	5
$[G_t]$ (kg/cm ²)	1400	1500	1500	1600	1400	1400	1500	1600	1600	1600
$[G_{ps}]$ (kg/cm ²)	2400	2800	2800	3200	2400	2600	2800	3200	3200	2800
$[T_n]$ (kg/cm ²)	1000	1200	1100	1000	1200	1000	1400	1400	1400	1000

KURSUSEPROJEKTEERIMINE MASINA-ELEMENTIDES

Kursuseprojekt teostatakse pärast kogu teoreetilise materjali omandamist ja eksami sooritamist masina-elementides. Projekti valmistamist võib alustada juba varem, pärast teemade "Tiiguajam" ja "Reduktorid" õppimist. Peamiseks raamatuks kursuseprojekti valmistamisel on :

Projekti joonised ja arvutus ning seletuskiri tulevad teostada ranges vastavuses antud raamatus toodud juhenditega.

Juhul kui õpilane valmistab projekti õppejõu suulist konsultatsiooni kasutamata, siis tuleb tehnikumi kontrollimiseks saata eelprojekt, mis koosneb arvutusest ja seletuskirjast ning mm-paberil mõõtkavas 1:1 valmistatud reduktori joonisest. Eelprojekti arvutus ja seletuskiri peab sisaldama hammas- või tiguajami, völli- ja laagrite arvutuse. Arvutuses ja seletuskirjas vaadeldavaid ülejäänud küsimusi eelprojekti ei tule kirjeldada.

Juhime õpilaste tähelepanu sellele, et eelprojekti ^{x)} seletuskiri tuleb kirjutada puhtalt ja täpselt kirjutuspaberi standardlehtedele (208 x 203), jättes vaba ääre laiuusega mitte alla 40 mm. Arvutustele peavad tingimata kaasnema skeemid ja epüürid. Joonis mm-paberil tuleb teostada täpselt, täites kõiki masinaehitusjoonestamise eeskirju. Pärast eelprojekti tehnikumilt tagasisaamist koos õppejõu märkustega ja juhenditega tuleb lõplikult vormistada joonised ning seletuskiri ja saata projekt kontrollimiseks ning retsenseerimiseks tehnikumi.

Kursuseprojekti teemaks on üldkasutatav üheastmeline reduktor. Tuleb teha reduktori täielik arvutus ja montaažjoonis.

Projekteerimise lähteandmed on antud alltoodud tabelis.

On soovitatav, et projekteeritava reduktori üldvaade vastaks joonisel kujutatule.

Reduktori arvutamisel lubatakse kõrvalekaldumine antud nurkkiirusest tasajooksval völliil $\pm 5\%$.

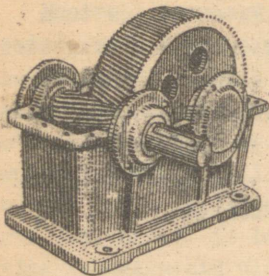
Reduktori joonis valmistada kahes projektsioonis, (tingimata mõõtkavas 1:1).

x) Eelprojekti tuleb vormistada projekteeritava reduktori arvutus kõigi reeglite kohaselt; ta erineb lõplikust seletuskirjast põhiliselt ainult kirjeldava osa puudumisega, arvutust saatvate eskiiside ja skeemide vähemhoolika väljatöötamisega.

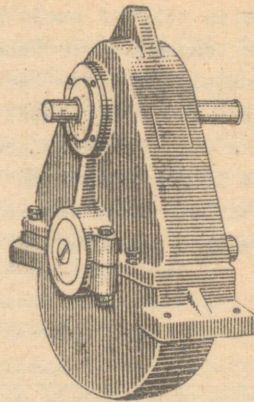
Juhul kui kaks projektsiooni ei mahu ühele 814 x 576 formaadile, siis tulevad projektsioonid teha kumbki eraldi lehele. Kirjanurk teha mõlemale lehele, spetsifikatsioon aga tuua ainult sellel lehel, kus seda on parem paigutada. Variantides I - III ja VI - VIII tuleb joonestada reduktori vaade veetava völli vaba otsa poolt küljest, vaade ülevalt (äravõetud kaanega, lõigetega laagrisõlmedest). Variantides IV, V, IX ja X on vaja anda reduktori vaade vedava völli vaba otsa poolt küljest (väljalõigetega) ja vaade küljelt täieliku lõikega.

KURSUSEPROJEKTIDE LÄHTEANDMETE TABEL

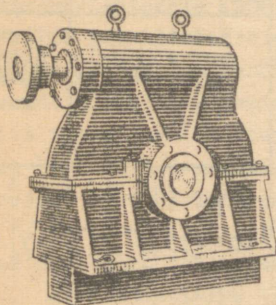
Variant	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Reduktori tüüp	Silindriline horisontaalne kaldhammastega, joon. 82			Silindriline vertikaalne kaldhammastega, joon. 83		Kooniline horisontaalne, joon. 84			Figureduktor joon. 85	
Elektrimootori võimsus N_1 (kW)	14	7	10	4,5	2,8	10	4,5	7	1,7	2,8
Elektrimootori nurkkiirus n_1 (p/min)	1460	850	970	1440	940	970	640	735	930	735
Reduktori väljuva völli nurkkiirus n_2 (p/min)	480	340	330	530	310	400	240	260	58	48



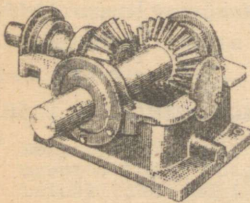
Joon. 82



Joon. 83



Joon. 84



Joon. 85

Lisa nr.1

Skeemi nr.	Tala skeem (tala on ühtlase põiklõikega)	Tala suurim läbipaine (EJ on tala ristlõike jäikus).
1		$\frac{Pl^3}{48EJ}$
2		$\frac{5ql^4}{384 EJ}$
3		$\frac{23Pl^3}{648 EJ}$
4		$\frac{ml^2}{8EJ}$
5		$\frac{5ml^2}{72EJ}$

S I S U

Eessõna	3
Sissejuhatus	5
Üldised metoodilised juhendid	5
Juhendid kontrolltööde täitmiseks	7
Kursuse jaotus ülesannete järgi	9

I O S A

TEOREETILINE MEHHAANIKA KOOS MASINATE JA MEHHAANISMIDE TEORIA ELEMENTIDEGA	11
Üldised metoodilised juhendid teoreetilise mehhaanika õppimiseks	11

I ÜLESANNE

Programm	14
Kirjandus I ülesande juurde	16
Soovitavad harjutused I ülesande juurde	17
Metoodilised juhendid I ülesande juurde	17
Tasapinnalise jõudude süsteemi tasakaalu ülesannete lahendamise metoodika	29
Juhendid kontrolltöö nr.1 täitmiseks	42
Kontrolltöö nr.1 ülesanded	44

II ÜLESANNE

Programm	50
Kirjandus II ülesande juurde	54
Soovitavad harjutused II ülesande juurde	55
Metoodilised juhendid II ülesande juurde	55
Juhendid kontrolltöö nr.2 täitmiseks	79
Kontrolltöö nr. 2 ülesanded	80

II O S A

TUGEVUSÕPETUS

Üldised metoodilised juhendid tugevusõpetuse õppimiseks	86
--	----

III ÜLESANNE

Programm	92
Kirjandus III ülesande juurde	94
Soovitavad harjutused III ülesande juurde	95
Juhendid kontrolltöö nr.3 täitmiseks	95
Kontrolltöö nr. 3 ülesanded	109

IV ÜLESANNE

Programm	112
Kirjandus IV ülesande juurde	114
Soovitavad harjutused IV ülesande juurde	114
Juhendid kontrolltöö nr.4 täitmiseks	114
Kontrolltöö nr.4 ülesanded	131

V ÜLESANNE

Programm	133
Kirjandus V ülesande juurde	137
Soovitavad harjutused V ülesande juurde.x.	137
Juhendid kontrolltöö nr. 5 täitmiseks	138
Kontrolltöö nr.5 ülesanded	145

III O S A

MASINA - ELEMENDID

Üldised metoodilised juhendid kursuse "Masina- -elemendid" õppimiseks	148
--	-----

VI ÜLESANNE

Programm	153
Kirjandus VI ülesande juurde	158
Juhendid kontrolltöö nr. 6a täitmiseks	159
Kontrolltöö nr. 6a ülesanded	162
Juhendid kontrolltöö nr. 6b täitmiseks	168
Kontrolltöö nr. 6b ülesanded	169

KURSUSEPROJEKTEERIMINE

MASINA-ELEMENTIDES	173
------------------------------	-----

Тартуский государственный университет
ЭССР, г. Тарту, ул. Юликооли, 18

Б. Б. Панич, А. И. Винокуров,
Г. М. Ицкович, В. И. Ермаков

Техническая механика

Перевод на эстонский язык

И. Руте

Vastutav toimetaja I. Rute

Korrektor M. Mägi

=====

TRÜ rotaprint 1961. Trükipoognaid 11,2.

Tir. 1100 eks. Tell. nr. 553.

Hind 34 kop.

Hind 34 kop.

A

24105

420 4113

TÜ RAAMATUKOGU



1 0300 00420411 3