

С. А. ЙЎЛДОШБЕКОВ

МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИ

Ўзбекистон Республикаси Халқ таълими вазирлиги
педагогика институтларининг студентлари учун
дарслик сифатида тавсия этган

Қайта шиланган ва тўлдирилган 2-нашри

«Материаллар қаршилиги» дарслиги педагогика институтларининг «Умум-техника фанлари ва меҳнат», «Умумтехника фанлари ва физика», «Чизмачилик, расм ва меҳнат» ихтисосликларига ўқийдиган студентлари учун қисқартирилган (70 соатли) программа асосида ёзилган бўлиб, унда материаллар қаршилиги фанининг вазифалари, конструкция элементларида ҳосил бўладиган кучланишлар ва деформация турлари, материалларнинг чўзилиши, сиқилиши, силжиши, буралиши, эгилишига, мураккаб қаршиликка оид материаллар, машина ва иншоот қисмларининг биқрлигини ва устиворлигини таъминлаш масалалари қисқача баён қилинади.

Й 73

Йўлдошбеков С. А.

Материаллар қаршилиги: Пед. ин-ти студентлари учун дарслик.—2- қайта ишланган ва тўлдирилган нашри.—Т.: Ўқитувчи, 1995. 192 б.

30.121я73

Й $\frac{2701000000-66}{353(04)-95}$ —95

© «Ўқитувчи» нашриёти, 1995.

ISBN 5-645-02278-5

ИККИНЧИ НАШРИГА СУЗ БОШИ

Дарсликнинг биринчи наشري 1983 йилда босилиб чиққан эди. Шу вақт давомида предметнинг педагогика институтлари учун дастури бирмунча ўзгарди. Бундан ташқари, китобхонлардан дарсликнинг тузилишига доир жуда кўп фикр-мулоҳазалар олинди. Ана шулар асосида дарсликнинг иккинчи наشري бирмунча кенгайтирилди, яъни материаллар қаршилиги фанининг ҳамма бўлимлари учун масалаларни ечиш йўллари батафсил ёритилди ҳамда чўзилишда ташқи куч иши, деформация потенциал энергияси, материалнинг мустаҳкамлигини ошириш йўллари, кўп таянчли балкаларнинг ишлаш услуби, зарбли нагрузка таъсиридан ҳосил бўладиган кучланишлар, иловада эса стандарт профилларга оид маълумотлар киритилди.

Дарсликнинг иккинчи наشرينи босмага тайёрлашда фойдали маслаҳатлар берган проф. Д. Рамизов, техника фанлари номзоди доцентлар: Б. К. Мухамажанов, А. Усманов, Э. Умурзоқов, М. Даминов, А. Эшонов, катта ўқитувчи Н. С. Асамутдиновларга муаллиф ўз миннатдорчилигини билдиради.

І б о б. К и р и ш

1-§. МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИ ФАНИНИНГ АСОСИЙ ВАЗИФАЛАРИ

Ҳозирги замон машинасозлик саноати жуда бой тажрибаларга эга бўлиб, у мураккаб ҳаракат қилувчи, катта қувватли, тезюрар ҳамда юқори сифатли, енгил конструкцияли машина ва механизмларни яратмоқда.

Ҳар қандай машина ёки иншоот қурилмасини, конструктор ёки қурувчи олдида улар қисмларининг мустаҳкамлигини, ортиқча деформацияланмаслигини ва устиворлигини таъминлаш масаласи туради. Бунинг учун машина ёки иншоот қисмлари маълум материаллардан тайёрланган бўлиши, ташқи кучларга етарли даражада қаршилик кўрсата оладиган кесим ўлчамларига ва шаклларига эга бўлиши керак.

Ҳар қандай машина ёки иншоотни лойиҳалашда, одатда, учта асосий талабга риоя қилинади. Булар мустаҳкамлик, деформация ва устиворликдир.

Мустаҳкамлик — конструкция қисмларининг ташқи куч таъсиридан емирилишга (санишга, узилишга, қисқаришга) қаршилик кўрсатиш хусусиятидир.

Деформация — жисмларининг ташқи куч таъсирида ўз ўлчамлари ва шаклларини ўзгартиришидир. Агар жисмда ташқи куч таъсирида ҳосил бўлган деформация жисмдан куч олингач йўқолиб кетса, бундай деформация *эластик деформация* ва, аксинча, жисмдан ташқи куч олинганда деформация йўқолмаса, бундай деформация *қолдиқ* ёки *пластик деформация* деб аталади.

Деформация машина ва иншоот қисмлари ишлаганида содир бўлади. Деформация жуда кичик миқдор бўлганлиги сабабли уни махсус ўлчаш асбоблари (тензометрлар ёки тензодатчиклар) ёрдамидагина аниқлаш мумкин.

Деформацияни ўрганиш машинасозликда энг зарур бўлган масаласи, яъни машина қисмларининг емирилиш шароитини ва аксинча, қандай шароитда узоқ муддат ишлаши мумкинлигини аниқлашга имкон беради.

Устиворлик — ташқи куч таъсирида деформацияланган конструкция қисмларининг озгина бўлса ҳам мувозанатининг бузилишига (эгилишига) қаршилик кўрсатиш хусусиятидир.

Бунга юнқа пластинкадан тайёрланган, пастки учи билан маҳкамланган бруснинг ўқ бўйлаб йўналган сиқувчи куч таъсиридан деформацияланишини мисол қилиб келтириши мумкин. Брус куч-

нинг маълум миқдоригача ўзининг вертикал ҳолатини сақлайди, лекин қисқаради (деформацияланади). Куч критик қийматга етганда вертикал ҳолат бузилади, яъни брус қийшаяди (1-шакл). Бунга, яна велосипед гилдираги кегайларининг эгилишини мисол қилиб кўрсатиш мумкин.

Юқорида айтилганларга асосланиб, материаллар қаршилиги фанини қуйидагича таърифлаш мумкин: материаллар қаршилиги машина ва иншоот қисмларининг мустаҳкам, бикр ва устивор бўлишини ҳисоблашда зарур бўлган зўриқниш ва деформацияларини аниқлаш методларини ўрганувчи фандир. Бу фанинг негизи физика ва назарий механиканинг қонусларига асосланади.



1-шакл

Материаллар қаршилиги фанига асос солган олимлардан бири машҳур италян олими Леонардо да Винчидир. У биринчи бўлиб материаллар ва уларнинг мустаҳкамлиги тўғрисида фикр юритган ва тажрибалар ўтказган. Лекин унинг кўп ёзмалари ўз вақтида нашр қилинмаганлиги сабабли кўп вақтгача материалларнинг мустаҳкамлиги тўғрисидаги илм кенг тарқалмаган. Мустаҳкамлик назарияси биринчи марта XVII асрда италян олими Галилео Галилей томонидан тажрибалар ўтказилиб тасдиқланди. У 1638 йили «Материалларнинг мустаҳкамлиги тўғрисида» номли китобини ёзди. Материаллар қаршилиги фанининг ривожланишига Р. Гук, Я. Бернулли, Сен — Венан, Коши, Лама ва бошқалар катта ҳисса қўшдилар.

XVIII асрга келиб материаллар қаршилиги фани янада ривожланди. Петербург Академиясининг аъзоси Л. Эйлер сиқилган стерженларнинг устиворлигини назарий ишлаб чиқди. М. В. Ломоносов эса материалларнинг қаттиқлиги хоссаси тўғрисидаги илми яратди. XIX асрда рус олимларидан Д. И. Журавский эгилишдаги уринма кучланишни топши методини ишлаб чиқди. Унинг бу методидан ҳозиргача фойдаланиб келинмоқда.

Л. Эйлернинг сиқилган стерженларнинг устиворлиги назарияси XIX аср охирида Ф. С. Ясинский томонидан янада ривожлантирилди. XX аср бошларида материаллар қаршилиги фанининг ривожланишига рус олимлари катта ҳисса қўшдилар. Жумладан, Н. Г. Бубнов мураккаб масалаларни ечиш методини, С. П. Тимошенко иншоот қисмларини мустаҳкамликка, устиворликка ва тебранишга ҳисоблашни ишлаб чиқдилар.

Олимлар мураккаб конструкцияларни, мураккаб шаклли кесимларни ва бошқаларни ҳисоблаш методларини яратдилар. Бу методлар ёрдамида биринчи марта динамик нагрузка (академиклар С. В. Серенсен, А. И. Ривник), устиворлик, эластиклик ва пластик-

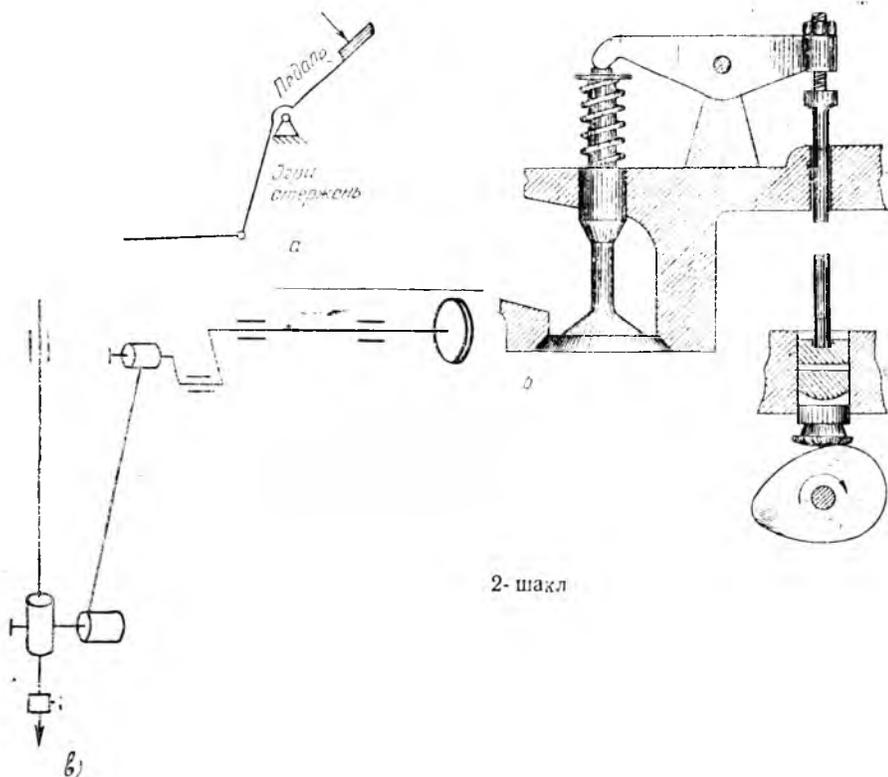
лик назарияси, юпқа деворли стержень ҳамда қобиқларнинг ҳисоби (проф. В. З. Власов) яратилди.

Ўзбекистонлик олим М. Т. Ҳрозбоев ҳам материаллар қаршилиги фанини ривожлантиришда ўз ҳиссасини қўшди.

Фан-техника тараққиёти шароитида мактаб, ҳунар-техника билим юртларининг ўқувчилари ва педагогика институтларининг умумтехника ихтисосликлари студентларини техникага илмий ёндашиш услублари билан таништириш шу даврнинг актуал масалаларидан бири бўлиб қолмоқда. Чунки ишлаб чиқариш корхоналарининг янги-янги технологик машина ва станоклар билан жиҳозланиши, корхоналарнинг илмий асосда ташкил этилиши кишиларда турли хил ва юқори даражали илмий тайёргарлик бўдишини тақозо этади.

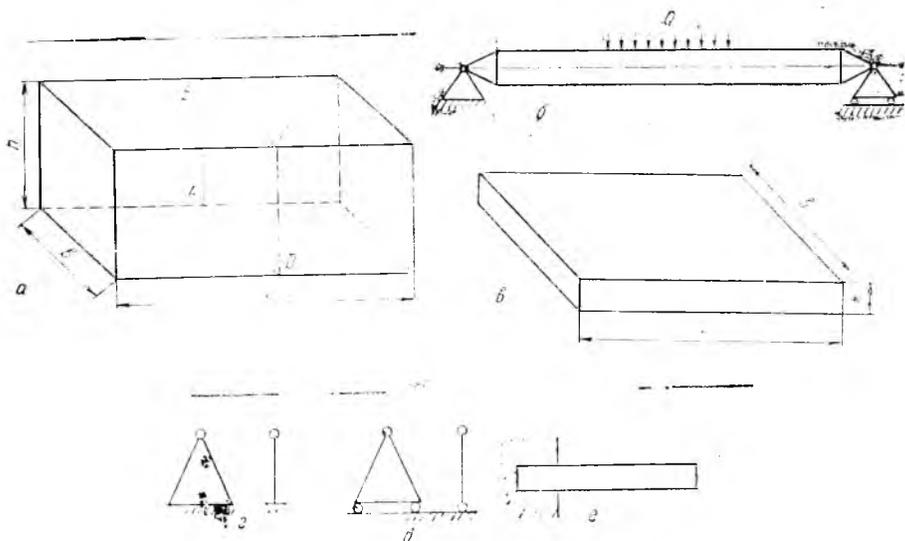
2-§. КОНСТРУКЦИЯ ЭЛЕМЕНТЛАРИ ҲАҚИДА ТУШУНЧА

Машина ва иншоотлар қандай вазифаларни бажаришидан қатъи назар, уларнинг таркибидаги қисмлар асосан тўғри ва эгри стерженьлар, бруслар, юпқа пластинкалар, қобиқлар ва бошқалардан иборат бўлади. Масалан, автомашинанинг бошқариш педал-



2-шакл

лари эгри стерженларга, кардан, газ тақсимлаш, нинани ҳаракатга келтириш механизмнинг штангаси ва бошқалар тўғри стерженларга, тирсакли вал подшипникларнинг якладишлари қобикларга мисол бўлади (2-шакл).



3-шакл

Қўндаланг кесим ўлчамлари узунлик ўлчамларига нисбатан жуда кичик бўлган жисмлар *брус* деб аталади (3-шакл, а). Уз ўқи бўйлаб чўзилувчи ва сиқилувчи *стержень* деб ишгичка, тўғри брусга айтилади. Агар стержень ёки бруснинг геометрик ўқи эгри бўлса, бундай жисм эгри *стержень* ёки *брус* деб аталади. Икки таянчда ётган брус ёки геометрик ўқига тик куч таъсир этганда эгилишга ишлайдиган брус *балка* дейилади (3-шакл, б). Қалинлигига нисбатан қолган икки ўлчами катта бўлган яси қаттиқ жисм *пластинка* дейилади (3-шакл, в). Эгри пластинка *қобик* дейилади. Машина ва иншоот қисмларини кўтариб туриш учун хизмат қиладиган ёстиқчалар таянч дейилади. Таянч уч хил бўлади:

1. Шарнирли қўзғалмас таянч (3-шакл, в); 2. Шарнирли қўзғалувчи таянч (3-шакл, д); 3. Қистириб тиралган таянч (3-шакл, е).

3-§. МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИДА ҚАБУЛ ҚИЛИНГАН ЧЕКЛАНИШЛАР (ГИПОТЕЗАЛАР)

Материаллар қаршилигида ҳисоблаш талаб этилган конструкция элементлари материалларининг физик ва механик хоссалари бир хил бўлмайди, уларнинг таркибида бошқа жисм материаллари ва баъзан бўшлиқлар бўлиши мумкин. Материаллардаги бу камчиликлар уларнинг мустаҳкамлигига, деформацияланишига таъ-

сир қилади. Бу камчиликларни ҳисобга олиш ҳисоблаш формулаларини мураккаблаштиради. Ҳисоблашни соддалаштириш мақсадида материаллар қаршилигида қуйидаги чекланишлар (гипотезалар) қабул қилинган:

1. Конструкция материалли бир жинсли, яхлит, орасида бўшлиқ йўқ, яъни бутун ҳажми бўйича физик-механик хоссаси бир хил деб ҳисобланади. Бу чекланиш металл конструкциялар учун яхши натижалар беради. Бетон, ёғоч, гишт учун эса тўғри келмайди, чунки бетон оралиғида тошлар ҳар хил зичликда жойлашади, гишт ва ёғочларнинг оралиғида бўшлиқлар бўлади. Лекин тажрибаларнинг кўрсатишича, олинган қийматлар ҳисоблаш қийматларига деярли тўғри келиб, уларни бир жинсли деб қараш имкониши беради.

2. Машина қисмлари ва иншоот қурилмалари учун ишлатиладиган материаллар изотроп деб, яъни материалнинг ҳар бир нуқтасидаги деформация ва кучланиш ҳамма йўналишларда бир хил бўлади деб қаралади. Бу чекланиш ёғоч материаллар учун тўғри келмайди, чунки бўйлама ва кўндаланг деформация уларда ҳар хил бўлади.

3. Ташқи куч таъсиридан ҳосил бўладиган эластик деформация жисм ўлчамларига нисбатан жуда кичик деб қаралади, яъни деформация кучларни ҳисоблашда назарга олинмайди.

4. Кучлар таъсирининг мустақиллик принципи. Бу принципга кўра жисмга қўйилган ҳар хил йўналишдаги кучлардан ҳосил бўлган зўриқиш умумий зўриқишни беради.

5. Сен-Венан принципи. Бу принципга асосан текширилаётган кесимнинг деформацияси ва зўриқиши шу юзадан маълум даражада узоқликда жойлашган ёйилган кучнинг таъсир характерига боғлиқ эмас. Шунинг учун уни битта тенг таъсир этувчи кучга келтириб олинади. У ҳолда масаланинг ечими анча енгиллашади.

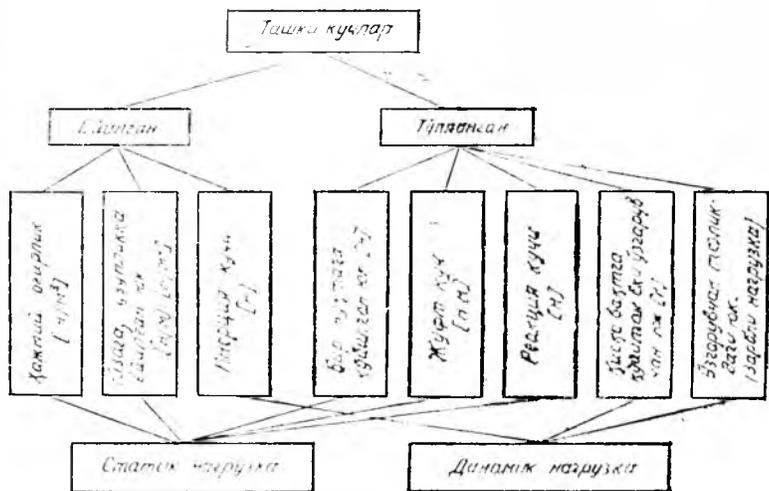
4-§. ТАШҚИ КУЧЛАР ВА УЛАРНИНГ КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Машина ва иншоот қисмларига таъсир қилувчи кучлар қуйидагича классификацияланади (4-шакл).

Конструкция қисмига таъсир қилувчи нагрузка куч ёки жуфт куч тарзида ёйилган ёки бир нуқтага қўйилган бўлиб, ташқи куч деб аталади. Умуман нагрузка бир нуқтага қўйилган бўлмай, озгина бўлса ҳам юзага таъсир этади. Масалан, трамвай ғилдирагининг рельсга босими нуқтага қўйилган куч тарзида олинади, бироқ у рельсининг ва ғилдиракнинг биргаликда деформацияланиши натижасида ҳосил бўлган юзача орқали рельсга кўндаланг куч тарзида таъсир этади (5-шакл, а). Автомобиль газ тақсимлаш механизмининг кучлачоғи ҳам туртгич билан худди шундай куч остида ҳаракат қилади (2-шакл, б).

Стропила балкаси томга ёйилган тунука, бетон, шиферлар ва ёққан қордан тушадиган ёйилган куч таъсирида бўлади (5-шакл, б). Худди шундай, юк ташиниш машинасининг рамаси ҳам кузовга ортилган юкдан тушадиган ёйилган куч таъсирида бўлади. Хулоса

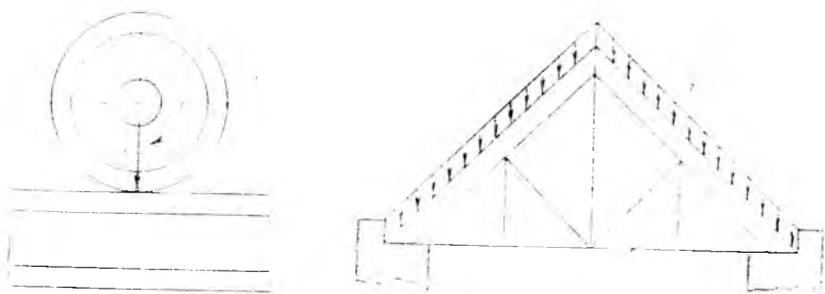
Ташқи кучлар классификацияси..



4-шакл

қилиб айтганда ташқи куч жисмга тўпланган ёки ўйилган куч тарзида таъсир қилар экан.

Жисмнинг ўлчамларига нисбатан жуда кичик сиртга таъсир қилган кучлар *тўпланган кучлар* дейилади. Жисм сиртидаги юзанинг ёки чизиқнинг бирор қисмига таъсир қилган кучлар *ўйилган кучлар* дейилади. Жисмнинг ўз оғирлиги ҳам ташқи ўйилган кучлар қаторига киради. Икки жисмнинг бир-бирига тегишидан ҳосил бўлган боғланиш кучига реакция кучи дейилади. У ташқи тўпланган кучлар қаторига киради. Жисмнинг ўз оғирлик кучи ҳамжий куч бўлиб, у жисм ички нуқталарининг вазиятига қараб кўп ёки кам таъсир этади. Ўйилган кучнинг чизиққа, юзага ёки ҳамжм бўйлаб таъсир этишига қараб кучни чизиққа, юзага ёки ҳамжмга нисбати олинади. яъни N/m , N/m^2 , N/m^3 .



5-шакл

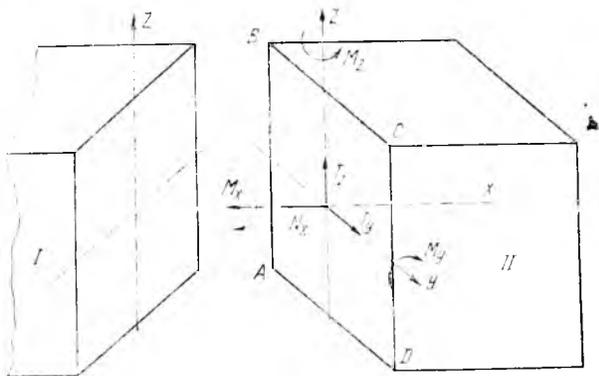
Куч бир нуқтага қўйилган ёки ёйилган бўлишидан қатъи назар статик ёки динамик бўлиши мумкин.

Агар тезлик ўзгаришини ҳисобга олмаслик мумкин бўлса, жисмга таъсир қилувчи нагрузканинг кичик вақт оралиғидаги ўзгариши, йўналиши ёки қиймати статик куч таъсирида бўлади. Катта тезликда ўзгарадиган ёки ўзгарувчан тезликда ҳаракатланадиган нагрузкага *динамик нагрузка* дейилади (зарбий нагрузка, инерция кучи).

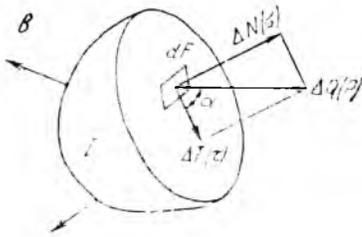
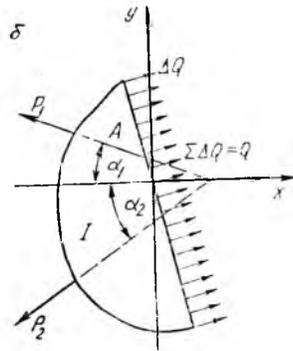
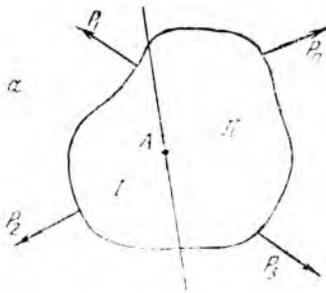
5-§. ИЧКИ КУЧЛАР ВА УЛАРНИ АНИҚЛАШ МЕТОДИ

Ташқи кучлар таъсиридан машина ва иншоот қисмларининг кесимларида ҳосил бўладиган кучлар *ички кучлар* дейилади. Ички кучлар жисмни ташкил қилувчи заррачалар орасидаги ўзаро таъсир кучларидан ва ташқи куч таъсирида ҳосил бўладиган реакция кучларидан иборатдир. Реакция кучлари жисмнинг деформацияланишига, заррачаларнинг бир-биридан қочишига ёки ўзаро яқинлашишига қаршилиқ кўрсатувчи, заррачалар мувозанатини сақловчи кучлардир. Реакция кучлари материаллар қаршилиги фанида ички куч ёки зўриқиш кучи деб юритилади. Материаллар қаршилиги фанининг асосий вазифаларидан бири ички кучни (зўриқиш кучини) топиш йўллариини ўрганпшдир. Брус ташқи ва ички куч таъсирида бўлиб (деформацияланган вақтда) мувозанат ҳолатини сақлайди. Агар ички куч ташқи кучдан ортиб кетса, брус мувозанати бузилади ва брус шу кесимда (ички куч катта қийматга эришган кесимда) узилади ва синади. Қирқилган кесим юзада 6 хил йўналишда ички куч ҳосил бўлади (6-шакл).

Бруснинг хавфсизлигини таъминлаш учун ички кучни топиш ва унинг ташқи куч билан боғланишини ўрганиш талаб қилинади. Ички кучни топиш учун материаллар қаршилиги фанида кесиш методи қўлланилади. Кесиш методи ёрдамида чўзилаётган ёки сиқилаётган, буралаётган, эгилаётган ва ҳоказо брусларнинг ички кучлари топилади. Масалан, берилган қаттиқ жисм бир текисликда ётган ташқи кучлар $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ таъсирида мувозанатда бўл-



6-шакл



7-шакл

снн. Жисмнинг A нуқтасидаги ички кучни топиш талаб этилади (7-шакл, а). Буниинг учун жисмни A нуқтадан ўтувчи ихтиёрый текислик билан фикран кесамиз, сўнгра I бўлагини олиб қўлиб мувозанатини текширамиз, I қисмнинг мувозанатини сақлаш учун иккинчи ташлаб юборилган қисмнинг таъсирини куч билан алмаштириб, уни текширилатган I қисм кесимига қўйиш керак (7-шакл, б). Кесмага фикран қўйилган $\Sigma \Delta Q$ куч *ички куч* дейилади.

I қисм ташқи $P_1 - P_2$ ва ички $\Sigma \Delta Q$ куч таъсирида мувозанатда бўлади. Ички ΔQ кучлар текисликка тик, уринма, айлана ва бошқа йўналишларда бўлиши мумкин. Масалани соддалаштириш учун ΔQ кучларни битта тенг таъсир этувчи Q кучга келтириб, A нуқтага қўямиз. Жисмнинг I қисмига таъсир қилаётган кучлар P_1, P_2 ташқи кучлардан ва ички Q кучдан иборат бўлади ҳамда шу кучлар таъсирида мувозанатда туради. Статиканинг мувозанат тенгламасидан фойдаланиб, номаълум Q ни топамиз.

Агар жисмнинг I қисмига таъсир қилаётган ҳамма кучлар бир текисликда бўлса, текис система учун статиканинг қуйидаги тенгламаларидан фойдаланиш мумкин:

$$\sum x = 0; \quad \sum y = 0; \quad \sum M_0 = 0.$$

Агар таъсир қилаётган кучлар бир текисликда ётмаса, фазовий система учун берилган олти мувозанат тенгламаларидан фойдаланилади:

$$\begin{aligned} \sum x &= 0; & \sum M_x &= 0; \\ \sum y &= 0; & \sum M_y &= 0; \\ \sum z &= 0; & \sum M_z &= 0. \end{aligned}$$

Юқоридagi мисолда A нуқтани координата боши деб қараб, x ўқини Q кучи ётган текисликда олиб, y ўқини унга тик қилиб ва кучларни бир текисликда ётади деб олсак, қуйидаги ечимга эга бўламиз:

$$\sum x = -Q + P_{1x} + P_{2x} = 0$$

$$Q = P_{1x} + P_{2x}.$$

Бунда $P_{1x} = P_1 \cdot \cos \alpha_1$; $P_{2x} = P_2 \cdot \cos \alpha_2$; P_{1x} , P_{2x} — P_1 ва P_2 кучларнинг x ўқидаги проекцияси.

6-§. КУЧЛАНИШЛАР

Жисм кесимининг ҳар бир элементар ΔF юзасига элементар ΔQ ички куч таъсир этади. Ички куч вектор катталиқ бўлиб, йўналиши аниқ эмас. Ички кучни топиш методидан кўринадики, I қисмининг кесимига таъсир қилаётган ички кучлар тартибсиз йўналишда бўлиб, ташқи кучларнинг қўйилишига боғлиқдир (7-шакл, б).

Элементар ички ΔQ кучининг элементар ΔF юзачага бўлган нисбатига *ўртача кучланиш* дейилади. У p ҳарфи билан белгиланади, йўналиши эса ички куч йўналишида бўлади:

$$p_{\text{ўр}} = \frac{\Delta Q}{\Delta F}.$$

ΔF юза нолга интилганда бу нисбат юза нуқтасининг кучланиши бўлиб қолади, яъни:

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta F}.$$

Агар ички куч кесим юзаси бўйича тенг тақсимланган бўлса, кучланиш ички кучларнинг тенг таъсир этувчисининг юзасига бўлган нисбатига тенг бўлади:

$$p = \frac{Q}{F}.$$

Юқоридики кўриб ўтилганларга асосланиб кучланишни қуйидагича таърифлаймиз:

кесим юзасидаги нуқтага тўғри келган ички куч кучланиш дейилади.

кучланиш халқаро ўлчов бирликлари системасида $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$; $\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$; Па. ларда, МКГСЕ ўлчов бирликлар системасида $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$; $\frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$; $\frac{\text{Т}}{\text{м}^2}$ ларда ўлчанади.

Ички кучнинг вектор йўналиши (7-шакл, в) кесим текислигига α бурчак остида йўналган ΔQ кучни текислик бўйлаб йўналган ΔT уринма ва текисликка тик йўналган ΔN нормал кучларга ажратамиз. У вақтда ΔN нормал ва ΔT тангенциал кучлар таъсирида тегишлича нормал ва тангенциал кучланишлар ҳосил бўлади. Нормал кучланиш σ ва тангенциал кучланиш эса τ ҳарфлари билан белгиланади (7-шакл, в да ички кучларга тегишли кучланишлар қавс ичида кўрсатилган):

$$\Delta N = \Delta Q \cdot \sin \alpha; \quad \sigma = \frac{\Delta N}{\Delta F} = \frac{\Delta Q \cdot \sin \alpha}{\Delta F} = p \cdot \sin \alpha$$

$$\Delta T = \Delta Q \cdot \cos \alpha; \quad \tau = \frac{\Delta T}{\Delta F} = \rho \cdot \cos \alpha.$$

ρ кучланиш умумий ёки тўла кучланиш дейилади. Тўла кучланишнинг σ ва τ тузувчиларини билган ҳолда ρ кучланишни геометрик қўйиш йўли билан аниқлаш мумкин:

$$\rho = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

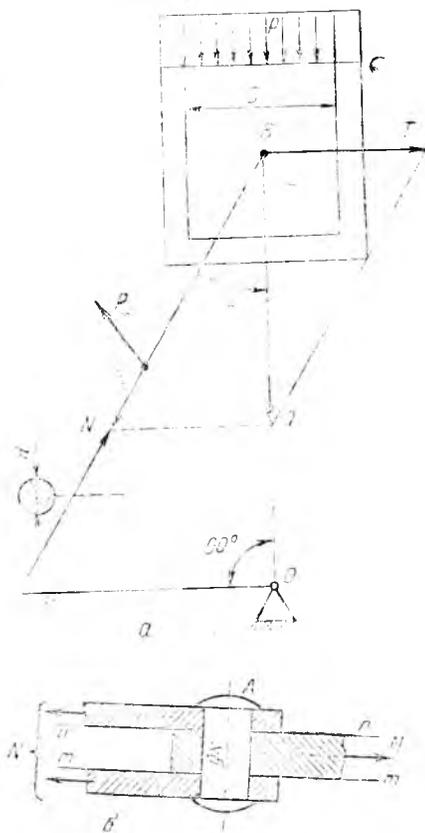
σ кучланиш жисм заррачаларининг бир-бирига инсбатан нормал бўйлаб силжишига қаршилик кўрсатади. τ кучланиш эса заррачаларнинг кесим текислиги бўйлаб силжишига қаршилик кўрсатадиган ички кучдир.

7-§. ДЕФОРМАЦИЯ ТУРЛАРИ

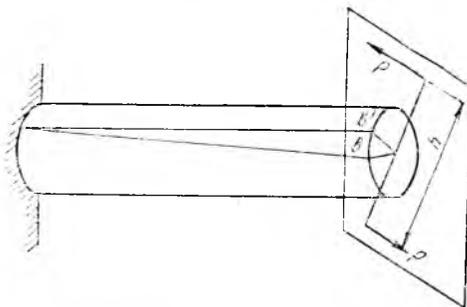
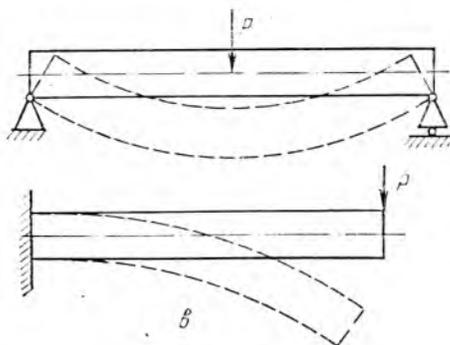
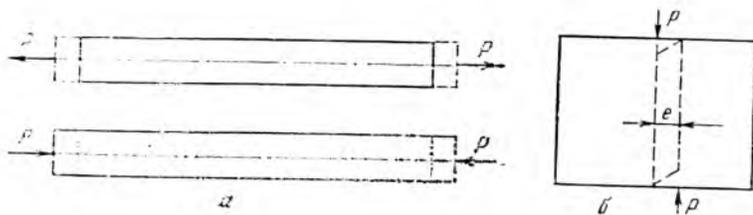
Деформация хилларини аниқлаш учун кривошип-ползушли механизмнинг ташқи куч таъсир этгандаги ҳолни анализ қилиб кўрайлик. Шатун N куч таъсирида вазиятга қараб кўп ёки кам, сиқилишга ёки ситиришга мажбур бўлади. Агар қарши куч таъсирида бўлса, сиқилиш ёки чўзилиш деформацияси содир бўлади (9-шакл, а).

А ва В шарнирларда шарнир ўқи қарама-қарши, бир чизиқда ётмаган кўндаланг куч таъсиридадир. Қарама-қарши куч таъсирида парчинмих силжиши ва қирқилиши мумкин (8-шакл, а, б). Агар бруснинг кесим юзасига уришма куч ёки уришма ҳолда бир текисликда ётмаган қарама-қарши йўналишдаги иккита куч таъсир этса, силжани деформацияси содир бўлади (9-шакл, б). Кривошипни айланттирувчи P_N куч таъсиридан, шатун эса ҳаракатдан ҳосил бўлган P_n инерция кучи ва M_n инерция кучи momenti таъсиридан эгилиши мумкин. Бунда А, В ва О шарнирлар таянч вазиятларини бажаради (8-шакл, а).

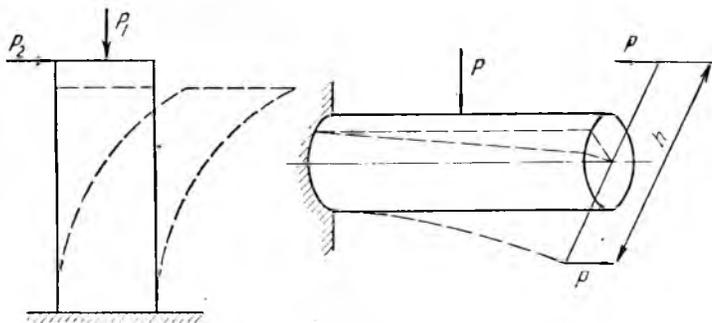
Икки таянчга тиралган ёки бир учи билан қистирилган балканинг ўқида кўндаланг йўналишда куч таъсир этса, эгилиш деформацияси содир бўлади (9-шакл, в). Тирсақли вал газ босими таъсиридан айланма ҳаракатга келиб, у иланиши муфтадан ва қардан вал орқали машинанинг кейинги ёки



8-шакл



г



д

9-шакл

диракларига айланма ҳаракат узатади. Ҳаракат натижасида кардан вали буралади. Бир учи билан қистирилган валнинг иккинчи эркин учига ўқига тик юзада ётувчи жуфт куч қўйилса, вал буралади (9-шакл, г).



9-шакл. ε.

Бу ҳолда валнинг кесим юзасида фақат ички буровчи момент ётади. Шатуннинг деформациясини мураккаб деформация деб қараса бўлади, яъни бир вақтнинг ўзида у ҳам сиқилади, ҳам эгилади. Бир вақтда стержень кесим юзасида икки ва ундан ортиқ йўналишда деформация содир бўлса, бундай деформация *мураккаб қаршилик деформацияси* дейилади (9-шакл, δ). Сиқилиш ва эгилиш, бурлиш ва қийшиқ эгилиш, яъни икки текисликда эгилиш мураккаб қаршилик деформациясига мисол бўла олади.

Токарлик ва йўниш станокларида ҳам металл қирқиш асбобига куч уч йўналишда таъсир қилади ва мураккаб деформацияни келтириб чиқаради.

Бунда ишланаётган материал асбобнинг суртилишига қаршилик кўрсатади. Материал асбобдан тушаётган юзага тенг тақсимланмаган « P » босим кучи таъсирида бўлади. Асбобнинг максимал босим кучи (P_{\max}) унинг асосий қирқиш қирраси яқинига тўғри келади. Қиррадан узоқлашган сари босим камайиб боради ва нинҳоят $P = 0$ бўлади, яъни асбобнинг қирқиш қирраси юздан узоқлашади.

Қатор назарий ва амалий масалаларни ечишда, масалан станокнинг қирқиш операциясига сарфланадиган фойдали қувватни топиш учун қирқиш тезлиги, материалнинг сурилиш тезлиги, металлнинг биқрлиги, қирқиш кучи ва йўналиши маълум бўлиши лозим.

Қирқиш кучини кескич ва деталларнинг теккан юзлари ва улар бўйлаб нотекис тақсимланган босим кучи (P) орқали топиш анча мураккаб. Қирқиш кучини кескичга таъсир қилаётган босим кучини шу кучга эквивалент бўлган тенг таъсир этувчи бошқа куч билан алмаштириб топиш анча осон ва қулайдир.

Тенг таъсир этувчи куч қўйилган нуқта кескичнинг учида, ёки кескич учи билан деталь оралигида, ёхуд деталнинг сиртида деб олинади. Босим кучи кескич учида бўлганида кескичнинг мустаҳкамлиги ҳисобланади, босим кучи деталь сиртида деб олинса, деталь бураллишига ҳисобланади, босим кучи деталь билан кескич орасида деб олинса, ҳар иккала қисмга тушаётган босим кучи ҳисобга олинади. Масалан, маркаси 45 бўлган пўлат, қирқиш чуқурлиги $t = 3$ мм, сурилиш тезлиги $S = 0,5$ ай/мин, қирқиш юзаси $f = 1,5$ мм², пўлатнинг мустаҳкамлик чегараси $\sigma_b = 0,61$ ГПа (610 МПа) бўлса, кескиш кучи $P = = K_p \cdot \sigma_b \cdot f = 2,5 \cdot 0,61 \cdot 1,5 = 2,3$ кН бўлади. K_p — қирқиш коэффициенти.

Тенг таъсир этувчи куч P_p ни ташкил этувчиларга ажратсак улар P_x , P_y , P_z билан белгиланиши мумкин. P_x ўқ бўйлаб йўналган кесувчи кучдир. Куч P_x металини кескич сурилиши (S) бўйлаб қирқишга қаршилик кўрсатиш кучи ва шу ўқ бўйлаб таъсир қиладиган ишқалаinish кучига тенг.

P_x маълум бўлса, шпиндель таянчларининг ва сурини механизмининг мустаҳкамлигини текшириш мумкин. P_y радиал ташкил этувчи кучдир. Бу куч ишланаётган детални горизонтал текисликда эгиши, деталь ўлчамлари аниқлигини бузиши ва зарарли тебранишларни келти-

риб чиқариши мумкин. P_z кучга вертикал (асосий) ташкил этувчи куч дейилади.

Механизмнинг шатуни юқориги вазиятга келганда газ босим таъсирдан сиқилади (8-шакл, а). Агар босим кучи жуда катта бўлса, шатун сиқувчи куч таъсирида эгилиши мумкин бўлиб, бўйлама эгилиш ҳолатида бўлади. Агар бир учи қистирилган стерженнинг иккинчи учига геометрик ўқ бўйлаб йўналган сиқувчи куч таъсир этса, бўйлама эгилиш деформацияси содир бўлади (9-шакл, е).

8-§. МЕХАНИК ҚИЙМАТЛАРНИНГ ЎЛЧОВ БИРЛИКЛАРИ

Материаллар қаршилиги фанида куч, кучланиш, масса, қувват, босим, момент ва бошқа қийматларни ўлчаш керак бўлади. Бу қийматларни ўлчаш учун бир қанча ўлчов системалари мавжуд. Булардан бири техникада шу давргача кенг қўлланиб келинган МКГСС ўлчов системасидир. Асосий ўлчов бирликлари: узунлик бирлиги—метр, куч бирлиги—килограмм куч (кгк ёки кг) ва вақт бирлиги—секунд. Лекин бу система географик кенгликларда ва денгиз сатҳидан маълум баландликларда жойлашган районларда қўлланилганда анча хатоликка йўл қўйилади. Бу хатоликларга барҳам бериш ва халқаро ўлчов бирлигига ўтиш мақсадида 1960 йилда ўлчамлар бўйича Халқаро XI Бош Конференция чақирилади. Бу конференцияда универсал ўлчов бирлиги қилиб 7 та асосий ўлчов бирлиги қабул қилинди. Улар: узунлик ўлчови—метр, масса бирлиги—килограмм, вақт бирлиги—секунд, температура бирлиги—Кельвин, ток кучининг бирлиги—ампер, ёруғлик кучининг бирлиги—кандела (кд) ва модда миқдори бирлиги—1 моль. Бу ўлчов бирликлари системасининг халқаро белгиси Si ва русча белгиси СИ (интернационал система)дир. СИ системасида кучнинг ўлчов бирлиги қилиб 1 кг массали жисмга 1 м/с^2 тезланиш бера оладиган куч қабул қилинган. Бундай бирликка бир Ньютон дейилади ва у Н билан белгиланади, яъни $1 \text{ Н} = 1 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2}$;

МКГСС дан СИ системасига ўтиш 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвал

Физик катталиклар	МКГСС	СИ	Яхлитлаштирилган қий- мати
Куч ёки оғирлик	1 кгк	9,80665 Н	10 Н
Масса	1 кгк·с ² /м	9,80665 кг	10 кг
Босим	1 кгк/см ²	$9,81 \cdot 10^3$ Па	10 кПа
Иш	1 кгк·м	9,80665 Ж	10 Ж
	0,1 кгк·м.	0,981 Ж	1 Ж

II боб. Чўзилиш ва сиқилиш

9-§. ЧўЗУВЧИ ВА СИҚУВЧИ КУЧЛАР ТАЪСИРИДАН ҲОСИЛ БЎЛГАН ИЧКИ КУЧ ВА КУЧЛАНИШЛАР

Агар стержень фақат ўқ бўйлаб йўналган ташқи кучлар таъсирида бўлса, унинг кесим юзасида юзага тик йўналган ички кучлар ҳосил бўлади ва стержень ўқ бўйлаб чўзилади ёки сиқилади. Бунда бошқа

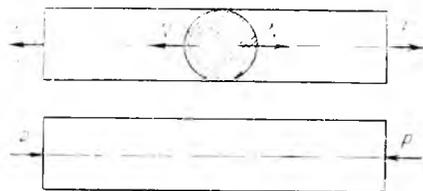
Йўналишдаги ички кучлар — кўйдаланган йўналишдаги кучлар, эгувчи ва буровчи моментлар нолга тенг деб олинади (10-шакл).

Чўзилишга ишлаётган стержень билан сиқилишга ишлаётган стержень бир хилда ҳисобланади. Стерженнинг чўзилишга ёки сиқилишга ишлаётганини аниқлаш учун кучларни қуйидагича белгилаймиз. Деформация чўзувчи кучлар таъсирида ҳосил бўлса, муебат, сиқувчи кучлар таъсирида ҳосил бўлса, манфий ишорада олинади.

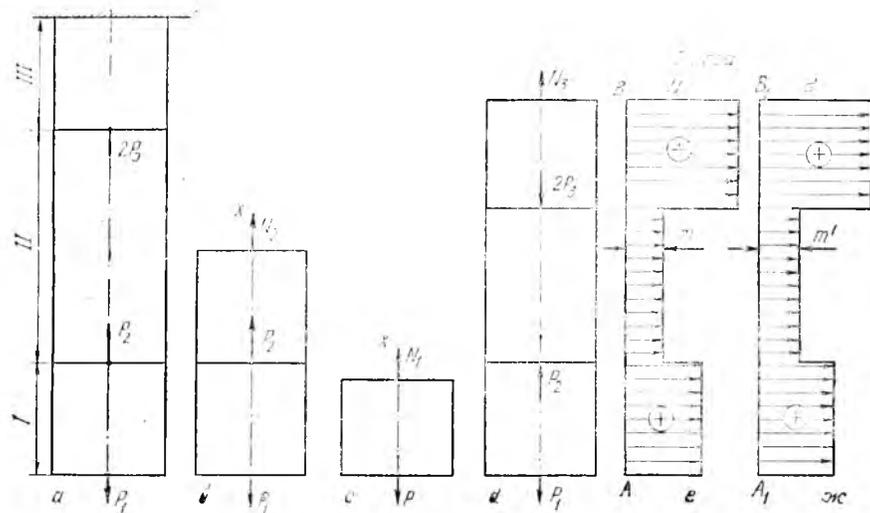
Стержень кесим юзасида ҳосил бўладиган ички кучни топиш учун кесил методидан фойдаланамиз. Масалан, юқори учи билан тик бириктирилган стержень P_1 , P_2 , P_3 кучлар таъсирида бўлсин ва ички кучни топиш талаб этилсин (11-шакл, а). Ички N куч йўналишини координата системасининг x ўқи бўйлаб йўналган деб оламиз ва кучлар оралигини белгилаб, участкаларга бўлиб чиқамиз. Ҳар бир участка юқорида баён этилган услубда қўйилади. Сўнгра участка учун статиканинг мувозанат тенгламасини алоҳида ёзамиз. Иккинчи участка учун статиканинг мувозанат тенгламасини ёзиб, N_2 ни топамиз:

$$\sum x_2 = P_1 - P_2 - N_2 = 0; \text{ бундан } N_2 = P_1 - P_2.$$

Шу тартибда биринчи ва учинчи участкалар учун статиканинг мувозанат тенгламаларини ёзиб, N_1 ва N_3 ларни топиш мумкин (11-шакл, с, d):



10-шакл



11-шакл

11-5/28

$$\sum x = N_1 - P_1 = 0; \quad N_1 = P_1.$$

$$\sum x_3 = P_2 - P_1 - 2P_3 + N_3 = 0; \quad N_3 = P_1 + 2P_3 - P_2;$$

Топилган N_1 , N_2 ва N_3 — қийматларни график равишда тасвирласак, энг кагта куч тўғри келган кесимни топиш қийин бўлмайди.

Стерженнинг узунлиги бўйича ички куч ўзгаришини кўрсатадиган график *ички куч эпюраси* ёки *бўйлама куч эпюраси* дейилади. Ички куч эпюрасини қуриш учун стержень ёнидан стержень ўқига параллел AB тўғри чизиги ўтказилади. Сўнгра стерженнинг участка белгиларидан горизонтал чизиқлар ўтказилади. Ички кучнинг қиймати мусбат бўлса, AB чизигининг ўнг томонига, манфий бўлса, чап томонига участкаларини ажратувчи горизонтал чизиқ бўйлаб маълум масштабда қўйилади (11-шакл, e).

Ички куч қийматининг куч масштаби K_p қуйидагича топилади:

$$K_p = \frac{N_2}{m},$$

бунда N — II участкадаги ички кучнинг миқдори; m — шу кучни эпюрага қўйилган кесмаси, [мм].

Ички куч эпюраси орқали максимал куч тўғри келган участка ва кесим аниқланади. Ўзгармас кесим юзали стерженнинг максимал ички куч тўғри келган кесимида максимал кучланиш ҳосил бўлади.

Қўндаланг кесимдаги кучланиш

N ички кучни кесим юзаси бўйлаб тарқалган ички кучларнинг тенг таъсир этувчиси деб қараш мумкин. У вақтда ички куч N кесим юзаси бўйлаб тарқалган кучланиш билан қуйидагича боғланишда бўлади (12-шакл, a , b , e):

$$N = \int_F \sigma \cdot dF \quad (1)$$

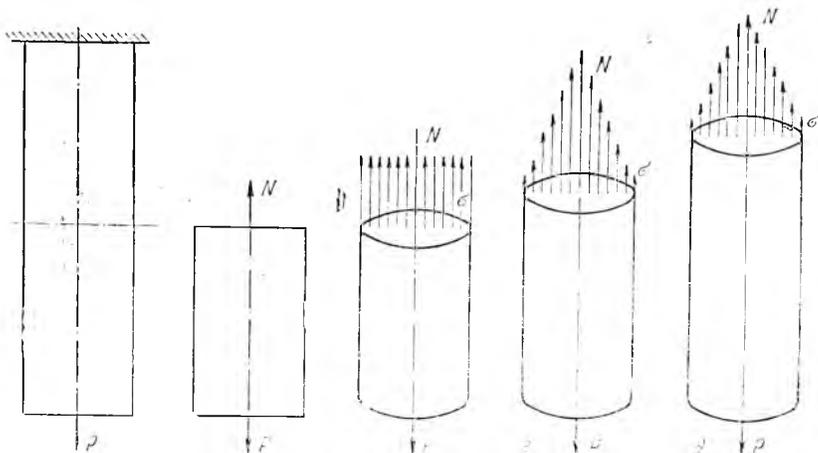
(1) формуладан кучланишни топиш учун кучланишнинг кесим юза бўйлаб тақсимланиш қонуни берилган бўлиши керак. Агар кучланиш қўндаланг кесим юза бўйлаб текис тақсимланган деб қараш мумкин бўлса (12-шакл, e), кучланиш интеграл остидан ўзгармас қиймат сингари чиқарилади, яъни:

$$N = \sigma \int dF = \sigma F.$$

Бундан:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \pm \frac{N}{F}. \quad (2)$$

Бунда (+) ишора стерженнинг чўзилишга ишланиш кўрсатса, (—) ишора сиқилишга ишланиш кўрсатади. Демак, кучланишнинг ўзгариши кесим юза ўзгармас бўлганда, ички куч сингари бўлар экан. Унинг эпюраси ҳам ички куч эпюраси сингари қурилади, яъни ички куч эпюраси ёнида стержень ўқига параллел AB тўғри чизиқ олинади ва кучланиш-



12-шакл

нинг ҳар бир участкага тегишли қиймати ўз қаршисига маълум масштабда қўйилади (11-шакл, ж). Кучланиш масштаби қуйидагича топилади:

$$K_{\delta} = \frac{\sigma_2}{m'}$$

бунда $\sigma_2 = N_2/F$ — II участкага тўғри келган кучланиш; m' — кучланишнинг эпюрага қўйиладиган вектор қиймати.

Максимал кучланиш тўғри келган кесимга хавфли кесим дейилади.

Кучланиш текис тақсимланмаган (12-шакл, з, д) бўлса, кучланиш билан ички куч орасидаги боғланиш мураккаблашади. Бу ҳол мураккаб қаршилик деформацияси темасида кўриб чиқилади.

Стержень ўқига нисбатан қия текисликдаги кучланиш

Юқоридаги берилган стержень қия « nn » текислиги билан кесилган бўлсин (13-шакл, а). Бунда қия кесим юза кўндаланг кесимга нисбатан қуйидагича топилади:

$$F_{\alpha} = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (3)$$

Бу юзага тўғри келган ички куч

$$Q = p \cdot F_{\alpha} \quad (4)$$

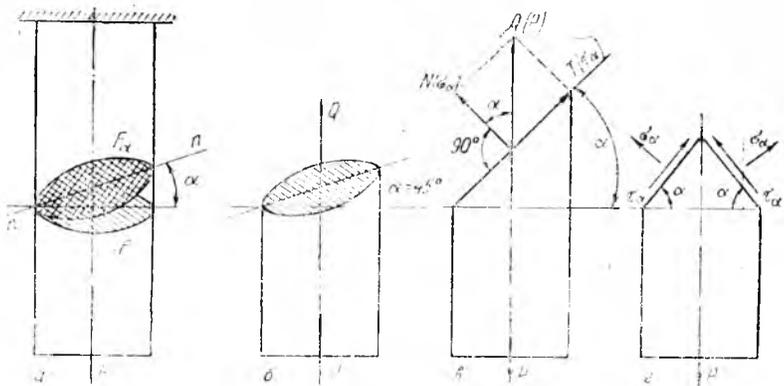
бунда p — умумий кучланиш (13-шакл, б).

Юқоридаги (3) ва (4) формулаларни бирга ёзиб, умумий кучланиш (p) ни кўндаланг кесимга боғлиқлигини топамиз:

$$p = \frac{Q}{F_{\alpha}} = \frac{Q \cdot \cos \alpha}{F} = \sigma \cdot \cos \alpha,$$

бунда $Q/F = \sigma$ нормал кўндаланг юза кучланиши.

Демак, умумий кучланиш (p) қия текислиkning горизонтал билан ҳосил қилган бурчагига боғлиқ экан.



13-шакл

Агар Q ички кучни N ва T ташкил этувчиларга ажратсак (13-шакл, а) N ва T учун қуйидаги ифодаларни оламиз:

$$N = Q \cdot \cos \alpha; \quad T = Q \cdot \sin \alpha.$$

Натижада бу қийматларни умумий кучланиш формуласига келтириб, нормал ва уринма кучланишларни топиш ва улар орасидаги боғланишни келтириб чиқариш мумкин. 13-шакл, в дан нормал ва уринма кучланишлар қуйидагича топилади:

$$\sigma_{\alpha} = p \cdot \cos \alpha; \quad \tau_{\alpha} = p \sin \alpha.$$

Бунга умумий кучланишнинг нормал кучланиш билан боғлиқлик қиймати (4) формуладан келтириб қўйилса:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cdot \cos \alpha \cdot \cos \alpha = \sigma \cdot \cos^2 \alpha.$$

$$\tau_{\alpha} = \sigma \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha.$$

Қия текисликда олинган нормал ва уринма кучланишлар қўндаданг текисликка нисбатан олинган нормал кучланишнинг маълум қисмига тенглиги келиб чиқади. Хусусий ҳоллар: Агар $\angle \alpha = 0^{\circ}$ бўлса, у ҳолда текислик горизонтал бўлиб, нормал кучланиш ўзининг энг катта қийматига эга бўлади:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cdot 1 = \sigma.$$

Уринма кучланиш эса полга тенг бўлади:

$$\tau_{\alpha} = 0.$$

Агар $\angle \alpha = 45^{\circ}$ бўлса, нормал ва уринма кучланишлар бир-бирига тенг бўлади (13-шакл, в, г):

$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{\sigma}{2}; \quad \tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2}.$$

10-§. БУЙЛАМА ДЕФОРМАЦИЯ. ГУК ҚОНУНИ

Стерженнинг ўқ бўйлаб йўналган чўзувчи ва сиқувчи кучлар таъсирида чўзилиши ёки сиқилиши бўйлама деформация дейилади. Чўзилишга ва сиқилишга ишлаётган стерженлар бир хилда ҳисобланганлиги учун, биз фақат чўзилишга ишлаётган стерженларнинг текширамиз ва чиққан натижаларни сиқилишга ишлайдиган стерженларга татбиқ этамиз. Агар стерженнинг чўзилишдан олдинги узунлигини l ва чўзилгандан кейинги узунлигини l_1 десак, стерженнинг узайиши Δl га тенг бўлади (14-шакл). Δl абсолют чўзилиш дейилади ва у қуйидагича ифодаланади:

$$\Delta l = l_1 - l.$$

Абсолют чўзилиш мм, см, ёки м ларда ўлчанади. Абсолют чўзилиш стерженнинг узунлигига боғлиқ бўлиб, чўзилиш деформациясини характерлай олмайди. Шу сабабли стерженларнинг чўзилиш характеристикаси nisбий бўйлама деформация орқали белгиланади. Абсолют чўзилишнинг стерженнинг дастлабки узунлигига бўлган nisбатига nisбий бўйлама деформация дейилади ва у ϵ ҳарфи билан белгиланади:

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{l_1 - l}{l}.$$

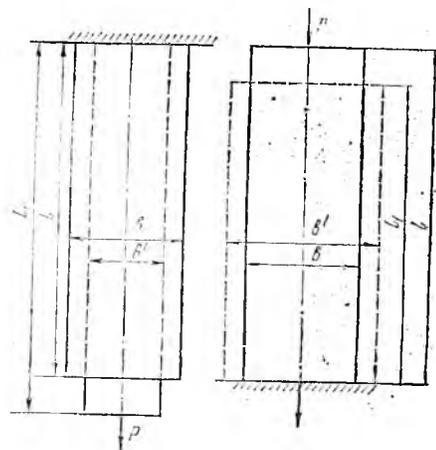
Nisбий бўйлама деформация ўлчамсиз миқдордир.

Материаллар қаршилигини яхши ўрганиш учун nisбий бўйлама деформация билан материалга таъсир қилувчи куч орасидаги боғланишни билиш талаб қилинади.

Ҳар хил материаллар билан ўтказилган тажрибалардан кўринадики, материалларнинг эластик деформацияси чегарасида абсолют бўйлама деформация стерженга таъсир қилаётган кучга ва унинг узунлигига тўғри пропорционал, унинг кесим юзасига тескари пропорционал боғланган бўлади. Бу боғланиш қуйидагичадир:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EF},$$

бунда E — пропорционалик коэффициентини ёки эластиклик модули. U Юнг модули ҳам дейилади. Юнг модули nisбий деформация бирга тенг бўлгандаги, яъни чўзилаётган намуванинг узунлигини икки марта орттириш учун зарур бўлган нормал кучланиш билан ўлчанади. Юнг модулининг сон қиймати эластик де-



14-шакл

формация чегарасида ўтказилган тажрибалардан аниқланади ва ҳисоблашларда жадвалдан (1- илова) олинади. Эластиклик модули материалларнинг чўзилишга ёки сиқилишга қаршилиқ кўрсата олиш хусусиятини билдиради. *EF* кўнайтма стержень *кесим юзасининг бикрлиги* дейилади.

Юқоридаги формуладан кўринадики, *EF* бикрлик қанча катта бўлса, абсолют бўйлама деформация шунча кичик, стерженнинг узунлиги ва унга таъсир қилаётган куч қанча катта бўлса, абсолют бўйлама деформация Δl шунча катта бўлади. Агар формуланинг чап ва ўнг томонларини *l* га бўлсак ва $\frac{N}{F} = \sigma$ эканлигини эътиборга олсак, қуйидаги натижани оламиз:

$$\sigma = E\varepsilon.$$

Бу формуладан кўриниб турибдики, нормал кучланиш нисбий бўйлама деформацияга тўғри пропорционал экан. Бунда *E* катталик бу турдаги деформация учун эластиклик модулини ифодалайди.

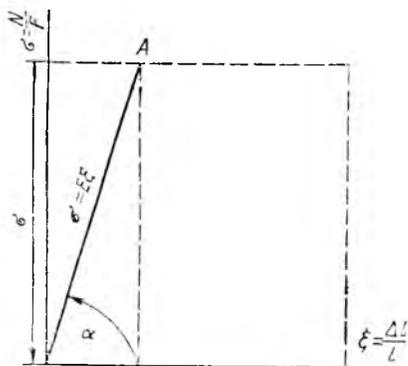
Абсолют ва нисбий бўйлама деформация формулаларини инглиз олими Роберт Гук исботлаган. Шу сабабли пропорционаллик қонунини *Гук қонуни* деб номланади.

Гук қонунини график равишда ифодалаш ҳам мумкин. Бунинг учун *XOY* координаталар системасининг абсцисса ўқиға нисбий бўйлама деформацияни, координата ўқиға нормал кучланишни кўйсак, кучланиш координата бошидан ўтувчи *OA* тўғри чизиқ билан ифодаланади (15- шакл). 15- шаклдаги графикдан кўриниб турибдики

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon};$$

$\frac{\sigma}{\varepsilon} = E$ эканлигини эътиборга олсак, қуйидаги натижани оламиз:

$\operatorname{tg} \alpha = E$. *OA* тўғри чизиқ билан ε ўқ орасидаги α бурчакнинг тангенсини эластиклик модули *E* нинг миқдорини кўрсатади. Лекин бу боғланиш (σ ва ε орасидаги) кучланишнинг маълум қийматигача (*A* нуқта) ўз кучини сақлайди. Демак, Гук қонуни пропорционаллик чегарасигача қўлланилиши мумкин.



15- шакл

11- §. КўНДАЛАНГ ДЕФОРМАЦИЯ. ПУАССОН КОЭФФИЦИЕНТИ

Ҳар қандай стержень бўйиға чўзилса, эниға тораёди, ёки аксинча, бўйиға қисқарса, эниға кенгаёди (14- шакл). Стержень кўндаланг кесим ўлчамларининг ўзгарини *кўндаланг деформация* дейилади. Агар геометрик ўқ бўй-

лаб чўзилаётган призматик стерженнинг деформациядан олдинги эниши b ва деформациядан кейинги ўлчамини b_1 деб олсак, кўндаланг деформация (нисбий кўндаланг деформация) қуйидагича топилади:

$$\epsilon' = \frac{b - b_1}{b} = \frac{\Delta b}{b}.$$

Тажрибалар кўрсатадики, агар стержень материалларнинг эластиклик чегарасида кучланиш ҳолатида бўлса, нисбий кўндаланг деформация (ϵ') нисбий бўйлама деформацияга тўғри пропорционал бўлиб, фақат тескари ишорага эга бўлади.

$$\epsilon' = -\mu\epsilon,$$

бунда μ — пропорционаллик коэффициентни ёки кўндаланг деформация коэффициентидир.

Кўндаланг деформация коэффициенти материалнинг эластиклик характеристикаларидан бири бўлиб, уни француз математиги Пуассон (1781—1840) топганлиги учун у *Пуассон коэффициенти* деб ном олган. Унинг қиймати нисбий кўндаланг ва бўйлама деформацияларнинг абсолют қийматлари нисбатига тенг:

$$\mu = \left| \frac{\epsilon'}{\epsilon} \right|.$$

Пуассон коэффициентининг қиймати ҳар хил материаллар учун 0—0,5 оралиғида ўзгаради.

12-§. МАТЕРИАЛЛАРНИНГ ХОССАЛАРИ ВА УЛАРНИНГ КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Машина ва иншоот қисмлари учун ишлатиладиган материаллар асосан икки гуруҳга бўлинади:

1. Пластик материаллар;
2. Мўрт материаллар.

Пластик материаллар деформацияланиш даврида сезиларли даражада ўлчамларини ўзгартириб, узилганида эса маълум даражада қолдиқ деформация қолдиради (пўлат, мис, алюминий, дур-алюминий ва бошқа қотишмалар).

Мўрт материаллар эса деформацияланиш даврининг сезилмаслиги ва тўсатдан узилши ёки синганида қолдиқ (сезиларли даражада эмас) деформация бўлмаслиги билан характерланади (чўян, бетон, гипс, тош ва бошқалар).

Баъзи материаллар ташқи муҳитнинг (босим, температура ва бошқалар) таъсирига қараб пластик ҳамда мўрт бўлиши мумкин.

Машинасозликда материалларни танлашда металлларнинг механик, физик, технологик ва химиявий хоссаларига катта аҳамият берилади.

Материалларнинг механик хоссаларига уларнинг мустаҳкамлиги, эластиклиги, пластиклиги, қаттиқлиги ва қовушоқлиги кирди.

Физик хоссаларига эса иссиқликдаги кенгаювчанлиги, zichлиги,

магнит хоссалари, ранги ва электр ўтказувчанлиги киради. Химиявий хоссаларига иссиқбардошлиги, коррозиябардошлиги ва бошқалар киради.

Технологик хоссаларига эса болғаланувчанлиги, пайвандланувчанлиги, кесиб ишлаш даражаси, тобланиш чуқурлиги ва бошқалар киради.

Металларнинг мустақкамлигига баҳо беришда уларнинг солиштирма мустақкамлиги ҳисобга олинади. Мустақкамлик чегарасининг зичликка бўлган нисбати солиштирма мустақкамлик дейилади.

Қаттиқлик жисмларнинг бир-бирига ботиш даражаси билан аниқланадиган қиймат бўлиб, бир жисмнинг иккинчи жисми бо-тишига қаршилик кўрсатиш хусусиятидир.

Қовушоқлик жисми ташқи зарбий (динамик) кучларга қаршилик кўрсатиш хусусиятидир.

Электр ўтказувчанлик металлларнинг электр оқимига қаршилик кўрсатиш даражаси бўлиб, электр қаршилиги кам бўлган металллар (мис, алюминий) электр машинасозлигида, электр қаршилиги юқори бўлган қотишмалар (константин, нихром) деформация натижасида қаршиликларнинг ўзгаршига асосланган ўлчов асбобларида (датчикларда) фойдаланилади.

Емирилиш машина қисмларининг бир-бирига доимий тегиб ишлаши давомида вужудга келиб, у ёки бу деталларнинг ўлчамлари кичиклашиб ёки думалоқ кесим юза эллипс шаклига келиб қолиши мумкин. Бу кўп жihatдан тегиб турувчи юзаларнинг мойланиб туришини ва ифлосланмасликларини талаб этади. Емирилишнинг олдини олишнинг яна бир йўли емирилишга яхши чидайдиган материаллар: бронза, пластмасса ва шу кабиларни қўллашдир. Емирилиш асосан контакт кучланишга чидамсиз материалларда содир бўлади. Мустақкамлиги катта бўлган материалларни қўллаш йўли билан емирилишни камайтириш ёки йўқотиш мумкин. Емирилиш машиналарнинг иш режимини бузади ва маҳсулдорлигини, тезлигини камайтиради. Масалан, пахта териш машинаси шпинделининг остки таянчларининг емирилиши пахта териш шифатини камайтиради, пахтанинг тўкилиб кетишига олиб келади.

Ички ёнув двигателларида газ тақсимлаш валларининг кулачокларининг емирилиши машина двигателининг иш режимини бузади, катта шовқин чиқишига сабаб бўлади, юк тортиш ва тезлигининг камайишига олиб келади.

Материаллар қаршилиги фанида асосан материалларнинг мустақкамлик, пластиклик ва эластиклик (эластиклик модули ва Пуассон коэффициент) характеристикалари ўрганилади. Буларни аниқлаш, механик характеристикасини аниқлаш талаб этилган материалдан намуна тайёрлаб, уни чўзишга ёки сиқишга текшириш йўли билан олиб борилади. Чўзилиш ва сиқилишга текшириш ўзининг соддалиги билан бошқа хилдаги текширишларга қараганда кенг тарқалган.

13-§. ЧУЗИЛИШНИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТЕКШИРИШ

Бунинг учун цилиндрик ёки призматик шаклда намуна тайёрланади. Намунанинг узунлиги диаметр билан қуйидагича боғланишда бўлиши керак: $l = 10d$ ёки $l = 5d$, $l = 100 \div 200$ мм ($d = 10 \div 20$ мм) оралиғида олинади.

Ясси намуна. Бунда ясси намуна ўлчамлари цилиндрик намуна ўлчамларига фикран келтириб олинади.

Текис намунанинг кўндаланг кесим юзи F бўлса, шу юзага тенг юзали доғравий намуна кўндаланг кесимининг диаметри қуйидагича аниқланади:

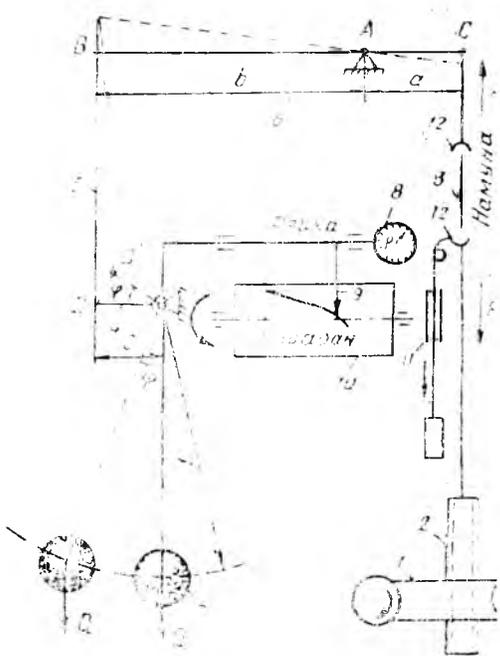
$$F = \frac{\pi d^2}{4}; \quad d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}$$

Бу турдаги намунанинг иш узунлиги билан кесим ўлчамлари орасидаги боғланиш қуйидагича бўлади:

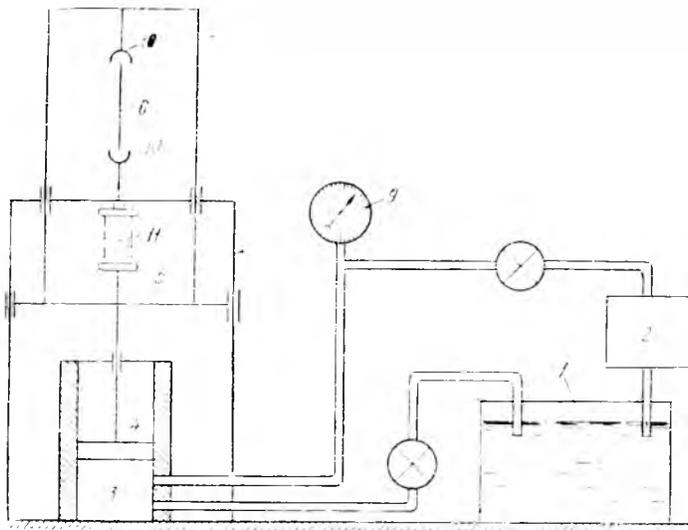
$$l = 10d = 10 \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 11,3 \sqrt{F}$$

Материалларнинг чузилишини экспериментал текшириш универсал узувчи машиналарда бажарилади. Ҳозирги замон конструкторлари бундай синаш ишларини олиб бориш учун кам қувватли машиналардан (мактаб гидравлик пресси) тўртинч қўш қувватли (100 тоннага қадар) ричагли ва гидравлик машиналарга эга. Одий ричагли универсал узувчи машинанинг ишлаш схемаси 16-шаклда берилган. Бунда 1 — червякли механизм, 2 — куч берувчи винт, 3 — намуна, 4, 5, 6 — ричаглар, 7 — мувозанатловчи юк, 8 — манометр, 9 — стрелкали қалам, 10 — диаграмма чизиш барабани, 11 — барабанни чузилиш деформациясига пропорционал равишда айлаштирувчи блок, 12 — пастки ва юқориги қисқичлар.

Намунани синаш. Намуна 3 пастки ва юқориги қисқичларга 12 қисқилиб, сўнгра червякли механизм 1 ёрдамида куч берувчи винт 2 бўйлаб намунага аста-секин ўсувчи статик куч бера бошланади. Куч 4, 5, 6 ричаг-



16-шакл



17- шакл.

лар орқали мувозанатловчи юк 7 ни ҳаракатга келтиради. Юкнинг оғиши натижасида стрелкали қалам 9 ўрнатилган рейка ўнгга сурилиб, манометр 8 ни ҳаракатга келтиради ва чўзилиш кучи аниқланади. Намунакинг чўзилиш қиймати эса пастки қисқичга маҳкамланган юкни ил ёрдамида эркин барабан блоки 11 нинг айланиши билан аниқланади. Барабанинг айланиши, чўзилиш деформациясини кўрсатса, рейкага маҳкамланган учли қаламнинг сурилиши намунага таъсир қилаётган куч миқдорини кўрсатади ва уларнинг боғланиш диаграммасини барабан сиртига ўралган қоғозга ёзиб боради.

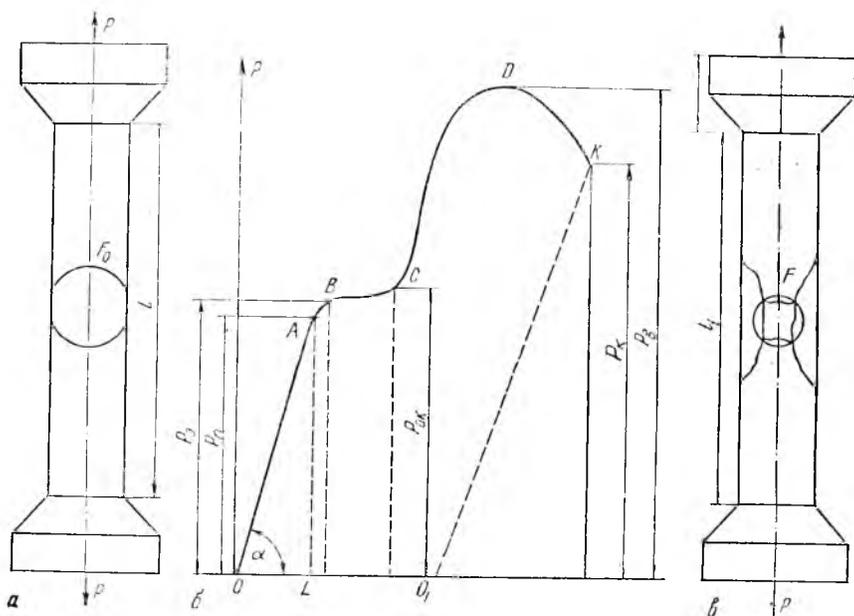
17- шаклда универсал гидравлик синаш машинасининг содда-лаштирилган схемаси келтирилган. Бу машина намуналарни 100 тонна куч таъсирида синай олади. Унинг тузилиши қуйидагича: 1— ёғ ваннаси, 2— насос, 3— машинанинг иш цилиндри, 4— плунжер (поршень), 5— қўзғалувчи рама, 6— намуна, 7— қўзғалмас рама, 8— вентиль, 9— манометр, 10— қисқичлар.

Машинанинг ишлаш принципи. Иш цилиндри 3 га насос 2 орқали ваннадаги мой ҳайдалади. Бунда цилиндрдаги мой плунжер поршени орқали қўзғалувчи рама 5 ни юқорига кўтаради. Натижада қўзғалувчи рама қўзғалмас рама 7 га нисбатан ҳаракатланиб намунани чўзади. Чўзиш кучи мойнинг босими орқали манометрдан аниқланади. Намуна узилгандан сўнг мой қўзғалувчи раманинг оғирлик босими таъсири натижасида сиқилиб, вентиль 8 орқали мой ваннасига қайтади. Намунага таъсир қилаётган куч билан деформация орасидаги боғланиш чўзилиш диаграммаси тарзида махсус мослама орқали ёзиб олинади (шаклда кўрсатилмаган). Бундай график чўзилишидаги шартли кучланиш диаграммаси дейи-

лади. Бу графикнинг шартли диаграмма дейилшига сабаб диаграмма чизишда намуна кўндаланг кесим юзининг ўзгариши ҳисобга олинмайди.

Пластик материалнинг (Ст3 маркали пўлат) чўзилиш диаграммаси 18-шаклда берилган. Диаграмма $OABCDK$ эгри чизиқ шаклида бўлиб, юқорида келтирилган синовчи машиналар ёрдамида чизиб олинган. Диаграмма материалнинг эластик деформациясидан тортиб, то узилиш чегарасигача бўлган хоссасининг ўзгаришини характерлайди.

Графикдаги OA кесма куч билан абсолют чўзилиш орасида тўғри пропорционал боғланиш борлигини кўрсатади: бу чизиқ Гук қонунининг график ифодасидир. Тўғри пропорционал боғланишнинг чегараси юмшоқ пўлат учун 200 Н/мм^2 гача боради. A нуқтадаги кучланишга материалнинг пропорционаллик чегараси дейилади.



18-шакл

Ст3 маркали пўлат учун: $\sigma_n = 200 \text{ Н/мм}^2$. Бу чегарадан юқорида эластиклик чегараси ўтади. Бу чегарага тегишли нормал кучланишга *эластиклик чегараси* дейилади ва у қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma_n = \frac{P_n}{F}$$

Бу чегарада эластик ва қолдиқ деформация содир бўлади. Эластиклик чегарадан сўнг диаграмма ўнга бурилиб, BC горизонтал чизиқни ҳосил қилади. Бу ерда нагрузка ўзгармаса ҳам деформа-

ция давом этади. Бу ҳолатга тўғри келган кучланишга оқувчанлик чегараси дейилади:

$$\sigma_{ок} = \frac{P_{ск}}{F} = 240 \text{ Н/мм}^2.$$

Кучланиш бу чегарага эришганда материалнинг тузилиши сифат жиҳатидан ўзгаради, яъни унинг айрим кристаллари ёпишиш қатламлари бўйича сурилади. Бунинг натижасида намуна сиртида намуна ўқига 45° бурчак ташкил қилган чизиқчалар ҳосил бўлади (Чернов чизиги). Материал сиртида ҳосил бўлган бу ўзгариш намунада ташқи кучга янгидан қаршилиқ кўрсатиш хусусиятини ҳосил қилади. Бу ўзгариш графикда *СД* эгри чизиқ билан тасвирланади. Графикдаги *Д* нуқта энг катта кучланишни кўрсатади. Бу кучланишга материалнинг мустаҳкамлик чегараси ёки вақтли қаршилиғи дейилади ва σ_b билан белгиланади:

$$\sigma_b = \frac{P_b}{F} = 380 \text{ Н/мм}^2.$$

Кучланиш бу чегарага етганда, намунанинг кўндаланг кесими аввал сезилар-сезилмас, кейин эса сезиларли даражада қисқаради. Намуна кўндаланг кесимининг қисқаришига бўйин дейилади. Бўйин борган сари қисқариб, тез орада шу кесимда узилади. Диаграмманинг *К* нуқтасида намуна узилганда, ҳақиқий кучланиш $800 \div 1000$ Н/мм² гача етади.

Машина ва иншоот қисмларининг деформацияланиши натижасида жисми ташкил қилувчи заррачалар бир-бирига нисбатан силжиши туфайли кучсизланиш, яъни толиқиш ҳодисаси содир бўлади.

Деформацияни ўлчаш. Жисмининг деформацияси икки нуқта оралиғининг ўзгариши, яъни нуқталарнинг бир-бирига нисбатан силжишидир.

Статик куч таъсирида узувчи машинада жисм нуқтасининг силжишини турли конструкциядаги тензометрлар ёрдамида ўлчаш мумкин. Буларга мисол тариқасида *ричагли тензометр* ва *стрелкали индикаторларни* олиш мумкин.

Ричагли тензометр. 19-шаклда ричагли тензометрнинг стерженга маҳкам қилиб ўрнатилган схемаси келтирилган. Ричагли тензометр жуда кичик силжишни ўлчашда қўлланилади. У стерженга оёқчалари 2 ва 8 билан база (*l*) ташкил қилиб, қўшимча (схемада кўрсатилмаган) мослама ёрдамида маҳкамланади. База-си $l = 20$ мм бўлиб, қўшимча мослама ёрдамида 50 ёки 100 мм гача узайтириш мумкин. Стержень деформацияланганда тензометрнинг оёқчаси 8 ўз ўқи атрофида айланади ва натижада ричаг 7 оғади. Бу оғиш тортқи 6 орқали стрелка 4 га ўтади. Стрелка 4 корпус 5 га маҳкамланган шарнир атрофида айланади. Стрелканинг шкала 3 бўйича силжиши оёқчалар оралиғининг ўзгаришига тўғри пропорционал бўлиб, ричаглар 7 ва 4 нияг ўлчамлари билан бир неча марта катталаштирилгандир. Тензометр шкаласи мм да берилган. Шкалада олинган силжишининг оёқчалари оралиғининг ўзгаришига

бўлган нисбатига тензометрнинг катталаштириш коэффициентини дейилади. У K ҳарфи билан белгиланади ва қуйидагича топилади:

$$K = \frac{eH}{ah}$$

Тензометрнинг катталаштириш коэффициенти $K=1000\dots 1200$ гача етади. Тензометрдан фойдаланганда стерженнинг чўзилишга ёки сиқилишга ишлашига қараб, стрелка шкаласининг ўнг ёки чап томонига келтириб олинади. Шкаласининг бу ҳолатидаги қиймати A_0 деб олинади. Стерженга секин-аста ўсувчи статик куч таъсир эттириб, унинг чўзилиши стрелканинг оғишига қараб ҳисобланади. Стрелканинг шкала бўйлаб олгандан кейинги қийматини A_1 десак, у ҳолда стерженнинг узайиши Δl қуйидагича тенг бўлади:

$$\Delta l = \frac{A_1 - A_0}{K}$$

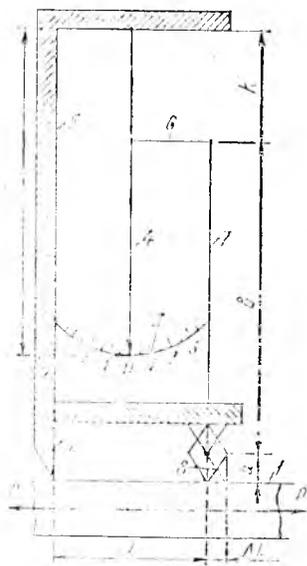
Масалан, тензометр коэффициенти $K=1000$, шкаласининг қийматидан нагрузка қўйилгунча $A_0=3,5$ мм, нагрузка қўйилгандан сўнг $A_1=6,5$ мм бўлсин. У ҳолда

$$\Delta l = \frac{A_1 - A_0}{K} = \frac{6,5 - 3,5}{1000} = \frac{3}{1000} = 0,003 \text{ мм.}$$

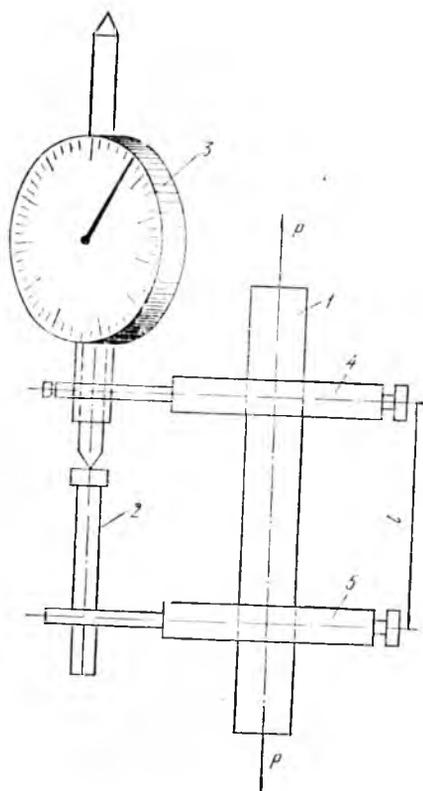
Стрелкали индикатор. Стрелкали индикатор ёрдамида чизиқли ва бурчакли силжишларни ўлчаш мумкин. Бунинг учун махсус мосламалар талаб қилинади. Индикатор шкаласининг даражаланиши 0,1, 0,01 ва 0,001 мм бўлиши мумкин. Даражаланиш индикатор механизмининг тишли ғилдирақларининг узатиши сонига боғлиқ. Стрелкали индикатор ёрдамида топилган чизиқли ёки бурчак силжиш жуда аниқ қиймат бўла олмайди. Стрелкали индикаторнинг стерженга мосламалар ёрдамида ўрнатилган схемаси 20-шаклда берилган:

- 1— стержень, текширилаётган намуна;
- 2— стойка, базани маълум ўлчам ($l=20-50$ мм) да олиш учун қўлланилади;
- 3— стрелкали индикатор;
- 4, 5— маҳкамлагич ҳалқа.

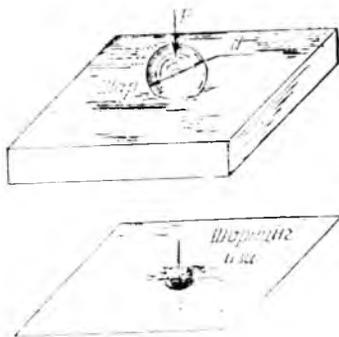
Маҳкамлагич ҳалқа (4, 5) ва стойка (2) ёрдамида ўлчаш керак бўлган база l ни ўлчаб, сўнгра маҳкамланади. Индикатор (3) юқориги ҳалқа (4) га кийдирилади. Индикаторнинг иш стерженни (шток) стойкага, иш стержень пружинасини сиқиб, тираб қўйилади. Индикатор стрелкасини «0» га келтириб, сўнгра текширилиши



19-шакл



20- шакл



21- шакл

керак бўлган намунага секундаста ўсувчи нагрузка (P) берилди. l базанинг чўзилиши натижасида индикатор стерженининг пружинаси аста-секин ўзининг олдинги ҳолатига қайта бошлайди. Натижада стрелка шкала бўйича оғади. Стрелканинг шкала бўйлаб оғиш қиймати стерженининг узайишини (Δl) кўрсатади.

Пластик ва мўрт материалларни чўзилишга ва сиклилишга текшириш натижасида олинган мустаҳкамлик характеристикаси σ_b материалларнинг қаттиқлигига боғлиқ бўлади. Демак, қаттиқ-

ликни топиш йўли билан ҳам материалларнинг мустаҳкамлик чегараси σ_b ни топиш мумкин.

Бир қатор материаллар билан олиб борилган экспериментал текширишларнинг кўрсатишича мустаҳкамлик σ_b билан қаттиқлик HB срасида

$$\sigma_b = C_b HB \text{ ёки } \sigma_b = C_R HRC$$

боғланиш борлиги аниқланган.

Бунда C_b ва C_R — материал ва термик ишлаш усулига боғлиқ бўлган коэффициентлар, HB ва HRC — Бринель ва Роквелл бўйича қаттиқликлар. Баъзи бир материаллар учун мустаҳкамлик шартини 2-жадвалдан олинади.

Қаттиқлик HB ва HRC лар намунага тобланган пўлат шарчани махсус прессларда ботириш йўли билан топилади (21-шакл). У қуйидагича ифодаланади:

$$HB = \frac{P}{F},$$

Бунда P — босим кучи; F — шарчаги намуна сиртига ботгандаги қолдирган нзи юзаси.

2-жадвал

Материалнинг номи	σ_B
Прокатланган ва болғаланган пўлат	0,36 НВ
Қуйма пўлат	(0,3 — 0,4) НВ
Қул ранг чўян	0,1 НВ

14-§. МАТЕРИАЛЛАРНИ СТАТИК НАГРУЗКА ТАЪСИРИДА ТЕКШИРИШДАН ОЛИНГАН ХАРАКТЕРИСТИКАЛАР

Юқорида баён қилинган чўзилиш диаграммасининг характерли нуқталари A, B, C, D, K га тегишли кучланишлар $\sigma_A; \sigma_B; \sigma_{ок}; \sigma_B; \sigma_K$ пластик материалларнинг мустаҳкамлик характеристикаларини беради. Булардан материалларнинг эластиклик чегарасидаги кучланиш (σ_s) пропорционаллик чегарасига яқин бўлиб, ҳисоблашда эътиборга олинмаслиги мумкин. Шунингдек, намунанинг узилган вақтдаги кучланиши (σ_t) ҳам фақат кучланишни шундай катта қийматга боришини беради, холос. Чунки вақтли қаршилик кучланиши энг катта кучланиш бўлиб, намуна сиртида бўйин ҳосил қилади.

Демак, пластик материалларнинг мустаҳкамлик характеристикалари қуйидагилардан иборат бўлади:

$$\sigma_{п} = \frac{P_{п}}{F}; \quad \sigma_{ок} = \frac{P_{ок}}{F}; \quad \sigma_B = \frac{P_B}{F}.$$

Материалларнинг пластиклик характеристикалари намуна узилгандан кейин узилган кесимларни ўз ўрниларига қўйиб, сўнгра деформациядан кейинги характерли (деформацияланган) ўлчамлар ўлчаб топилади (18-шакл, в). Бўйлама ва кўндаланг қолдиқ деформациялар материалларнинг пластиклигини кўрсатади. Нисбий бўйлама қолдиқ деформация қуйидагича ифодаланади:

$$\delta = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%,$$

бунда l_0 — намунанинг синашдан олдинги узунлиги; l — намунанинг узилгандан кейинги узунлиги.

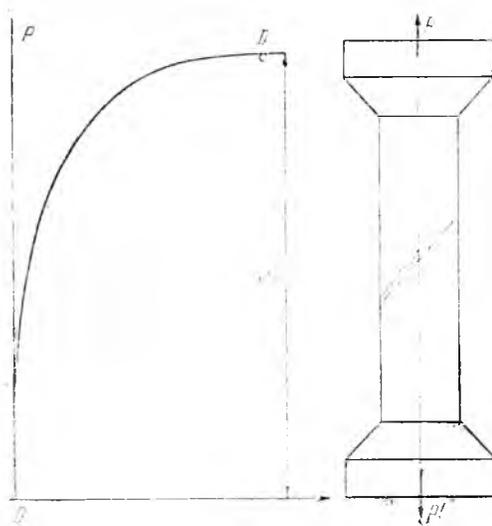
Нисбий кўндаланг қолдиқ деформация қуйидагича ифодаланади:

$$\psi = \frac{F_0 - F}{F_0} \cdot 100\%,$$

бунда F_0 — намунанинг синашдан олдинги кўндаланг кесим юзаси; F — намунанинг узилгандан кейинги (бўйин) кесим юзаси.

Ст.3 маркали пўлат учун δ ва ψ ларнинг қийматлари тахминан $\delta = (8 \div 28)\%$; $\psi = (30 \div 70)\%$.

Пластиклик характеристикалар δ, ψ материалларни созуқ ҳолда болғалаб ишлаш мумкинлигини кўрсатади.



22- шакл

Материалларнинг эластиклик характеристикаси E , μ чўзилиш диаграммасининг пропорционаллик чегарасида тензометр ёрдамида аниқланган бўйлама ва кўндаланг абсолют деформация қийматлари билан ва Гук формуласи ёрдамида аниқланади:

$$\Delta l = \frac{Pl}{EF},$$

бунда $F = \frac{\pi d^2}{4}$ — намунанинг кесим юзаси; l — намуна сиртида олинган тензометр базаси ($l = 20 \div 50$ мм); Δl — абсолют чўзилиш; P — чўзувчи куч (синаш машинасида олинади).

Демак, эластиклик модули:

$$E = \frac{Pl}{F \cdot \Delta l}.$$

Эластиклик модулини чўзилиш диаграммасининг OA чизигининг абсцисса ўқи билан ҳосил қилган α бурчакнинг тангенс орқали ҳам топса бўлади:

$$E = \operatorname{tg} \alpha = \frac{AL}{OL}.$$

Нисбий бўйлама ϵ ва кўндаланг ϵ' деформациялар орқали Пуассон коэффициенти μ аниқланади:

$$\mu = \frac{\epsilon'}{\epsilon}.$$

Мўрт материалларнинг чўзилиш диаграммаси 22- шаклда берилган. Диаграммадан кўринадики, мўрт материалда пластик материалдаги сингари пропорционаллик оқиш чегараси бўлмай, намуна чўзилганда қолдиқ деформация қолдирмасдан, қолдирса ҳам жуда оз қолдириб, бирданига D нуқтада узилади.

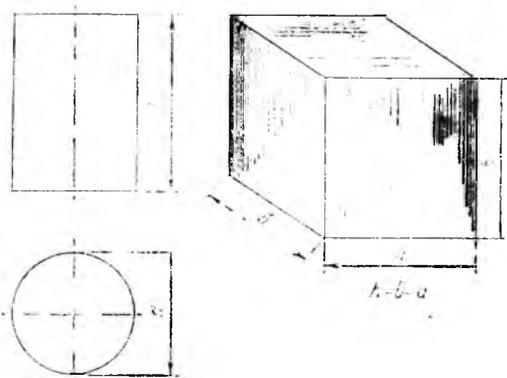
Мўрт материалнинг мустаҳкамлик чегараси вақтли қаршиллик кучланиши билан белгиланади:

$$\sigma_B = \frac{P_B}{F}.$$

Мўрт материалларда пластик материаллардаги каби эластиклик ва эластиклик характеристикалари бўлмайди.

15-§. СИҚИЛИШНИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТЕКШИРИШ

Материалларнинг сиқилишдаги механик харақтеристикаларини аниқлаш учун уларнинг соф сиқилишни таъминлайдиган ўлчамларда цилиндрик, призматик ва куб шаклида намуналар тайёрланади (23-шакл). Бунда намунанинг узунлиги диаметрига нисбатан $h = (1,5 \div 4) d$ қилиб олинади. Агар намуна ортиқча узунликка эга бўлса, унда сиқилиш деформациясидан ташқари бўйлама эгилиш деформацияси содир бўлиб, аниқ натижани бермайди.



23-шакл.

Намунанинг ўлчамлари (h, d) асосан синаш машинасининг қувватига қараб танланади. Масалан, 50 тонна кучга эга бўлган универсал гидравлик синаш машинаси учун цилиндрик намунанинг диаметри $d = 20 \div 25$ мм, узунлиги $h = 50 \div 60$ мм атрофида олинади.

Ёғоч материал сиқилишга синалганда, бўйига бир қийматни, энига иккинчи қийматни беради. Бўйига нисбатан энига кучсиз бўлади, шунинг учун унинг ўлчами бўйига сиқилишга текширилганда $40 \times 40 \times 40$ ёки $50 \times 50 \times 50$ мм ўлчамли куб қилиб олинади. Энига сиқилишга текширилганда баландлиги кўндаланг ўлчамдан кичик қилиб олинади ($40 \times 40 \times 60$).

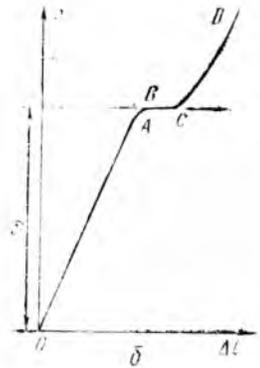
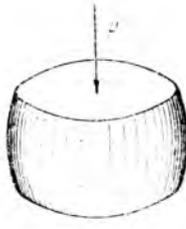
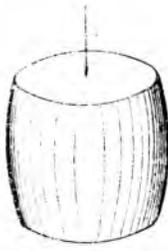
Намуналарни сиқилишга текшириш ҳам юқорида кўриб ўтилган узувчи машиналарда олиб борилади. Бунинг учун машина намунани сиқилишга текшириш учун мўлжалланган мосламалар билан жиҳозланади (17-шакл). Шунинг учун ҳам синаш машиналарни универсал синаш машиналари дейилади.

Намунани сиқилишга текширганда, чўзилишга текширгандаги каби, сиқувчи куч билан сиқилиш деформациясини кўрсатувчи абсолют қисқариш график тарзда ёзиб олинади.

Сиқилиш диаграммаси

Пластик материалларнинг сиқилиш харақтери ва диаграммаси 24-шаклда берилган. Пластик материал статик куч таъсирида секин-аста қисқариб, олдин бочка шаклга, сўнгра янада пачоқлашиб ясси шаклга келади. Бу вақтда унинг кўндаланг кесим юзаси кенгайиб, юк кўтариш қобилияти борган сари ортади.

24-шаклдан сиқилиш диаграммаси чўзилиш диаграммаси сингари пропорционаллик ва оқиш чегараларига эга эканлигини кўрамиз. Чунки пластик материал эластиклик деформацияси чегарасида чўзилишга ҳам, сиқилишга ҳам бир хил ишлайди. Диаграмма S нуқтадан сўнг, (оқиш чегараси тугагандан сўнг) юқорига қараб куч ўқига



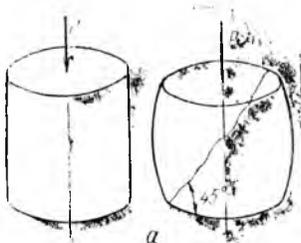
24- шакт.

(P) параллел бўлишга интилади. Мустаҳкамлик чегараси (D нуқта) чексизликка интилади. D нуқтанинг чексизликда бўлиши пачоқланган намунанинг яна юк кўтариши мумкинлигини кўрсатади. Пластик материалларнинг мустаҳкамлик (σ_p ; $\sigma_{ок}$), пластиклик ва эластиклик характеристикалари бир хилдир.

Мўрт материалларнинг сиқилиш характеристикаси ва диаграммаси 25- шаклда берилган. Шаклдан кўринишича, сиқувчи кучнинг бошланғич қийматларида мўрт материал пластик деформацияланади, билинар-билимас бочка шаклига келади. Сиқувчи куч маълум бир қийматга етганидан сўнг стержень ўқига тахминан 45° бурчакли текисликда бирданига синади. Мўрт материалларнинг сиқилиш диаграммасидан сиқилиш деформацияси билан куч оралиғида пропорционал боғланиш йўқлиги кўринади. Намунанинг узилиш нуқтаси D да энг катта кучланиш ҳосил бўлиб, унга сиқилишдаги мустаҳкамлик чегараси дейилади:

$$\sigma_b = \frac{P_n}{F}$$

Бу диаграммани мўрт материалларнинг чўзилиш диаграммаси билан солиштириб кўрилса, мўрт материалларнинг чўзилишга нис-



25- шакл.



26- шакл.

батан сиқилишга яхши чидамлилигини кўриш қийин бўлмайди (26-шакл).

Бундан келиб чиқадикки, мўрт материаллар асосан сиқилиш деформацияси содир бўладиган қисмларда, машиналарнинг рама-ларида, таянч, устун ва бошқаларда ишлатилади.

Материалларнинг мустаҳкамлигини ошириш омиллари

Шуни ҳам айтиб ўтиш керакки, кейинги вақтларда катта мустаҳкамликка эга бўлган материалларни яратишда маълум даражада ютуқларга эришилмоқда.

Кристаллдаги атомларнинг ўзаро таъсири асосида ҳисобланган мустаҳкамлик чегараси назарий жиҳатдан пўлат учун эластиклик модули E нинг ўндан бир қисмига тўғри келади, яъни тахминан $20 \text{ ГПа} = 20 \cdot 10^9 \text{ Па} = 20 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2 = 20000 \text{ тенг}$. Бу қиймат ҳозирги вақтда ишлатилаётган юқори мустаҳкам пўлатнинг мустаҳкамлик чегарасидан 10 барабар юқоридир. Назарий мустаҳкамликка яқинлашишнинг икки йўли бор:

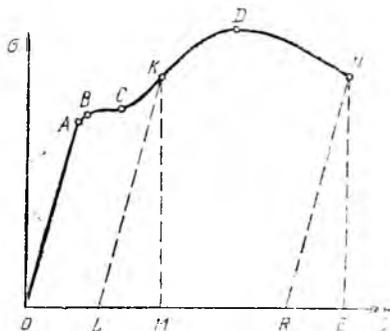
1. Соф кристалл панжарали, бегона аралашмалари бўлмаган, материал олиш йўли билан. Ҳозирги вақтда ипсимон кристалли чўян ва бошқа металллар олинган бўлиб, уларнинг таркибида қўшилмалар йўқ. Бундай чўянларнинг мустаҳкамлик чегараси 15 ГПа гача етади.

2. Бу усул металл таркибидаги кристаллар структурасининг бузилишига асосланган бўлиб, улар металллар микроструктурасининг пластик деформацияланиши ва термик ишлов беришнинг бир-бирига таъсири остида ҳамда бошқа ҳолларда ҳосил бўлиши мумкин. Бундай ҳол кристалл панжарадан атом чиқиб кетганда, яъни панжарада (очик) бўш жой қолганда ёки атомлар жойсиз қолиши туфайли юзага келиши мумкин.

Металл микроструктурасининг бузилиши металл мустаҳкамлигини бирмунча оширади, чунки кристаллда атомларнинг сурилиши қийинлашади.

Агар намунага юк қўйилса, у эластиклик чегарасида чўзилади ва юк олиб ташланганда у тамомила ўзининг дастлабки вазиятини эгаллайди. Намунага шу юк яна қўйилса, у шу чизик бўйлаб қайта чўзилади.

Агар намуна юк таъсирида эластиклик чегарасидан чиққунга қадар чўзилса (яъни, унинг чўзилиши пропорционаллик, оқин чегарасидан ўтиб кетса) масалан, бирон K нуқтага борганда юк олиб ташланса, (27-шакл) у вақтда диаграмма $KL//AO$ чизик бўйлаб қайтади (LM —



27-шакл.

деформациянинг эластик қисми). Деформациянинг эластик қисми йўқолиб, пластик қисми OL қолади. Агар намунага яна юк қўйилса, диаграмма яна шу L нуқтадан бошланиб K нуқтага кўтарилади. Намуна узилганда чўзилиш қолдиғи LR га тенг бўлди. Бу қиймат олдинги юклангандаги қолдиқ деформациядан (OL) қийматга кам бўлади.

Бундан хулоса қилиб шуни айтиш мумкин: агар олдиндан чўзилган намунани (қайтадан чўзилса, унинг мустаҳкамлиги бирмунча ортади) дастлабки ва кейинги чўзилиш оралиғида маълум вақт ўтган бўлса, намунанинг мустаҳкамлиги янада ошади. Кейинги чўзилган диаграмма $LKDN$ да оқиш чегараси бўлмайди. Ўз-ўзидан кўриниб турибдики, қайта чўзилган намунанинг оқиш чегараси олдин чўзилгандагидан катта бўлади.

Қайта юкланган металлларда пропорционаллик чегарасининг (LK) ошиши ва пластиклик чегарасининг камайишига *пухталаниш* дейилади. Пухталаниш даврида металллар мўртлашади, бу эса металлнинг камчилигидир. Нагрузкалар ўзгариб турадиган вазиятда ишлайдиган деталларда пухталаниш фойдали ҳисобланади. Деталлар бунинг учун махсус тайёрланади.

16-§. ТАЪСИР ЭТУВЧИ ВА РУХСАТ ЭТИЛГАН КУЧЛАНИШ. МУСТАҲҚАМЛИКНИ ТАЪМИНЛАШ КОЭФФИЦИЕНТИ

Конструкция элементларининг кесим юзасида ҳосил бўлган ва унинг хавфсиз ишлашини (мустаҳкамлигини) таъминлаш учун олинган энг катта кучланиш рухсат этилган кучланиш дейилади. У квадрат қавс ичида $[\sigma]$ ҳарфи билан белгиланади. Рухсат этилган кучланиш материални механик текширишда аниқланган хавфли чегарадаги кучланишдан бир неча марта кичик қилиб олинади. Камайтирувчи сон эҳтиётлик коэффициенти (мустаҳкамликни таъминлаш коэффициенти) дейилади. У $[n]$ ҳарфи билан белгиланади.

Демак, мўрт материаллар учун рухсат этилган кучланиш қуйидагича ифодаланади:

$$[\sigma]_q = \frac{\sigma_{в(чўзилиш)}}{[n]}; \quad \sigma_c = \frac{\sigma_{в(сиқилиш)}}{[n]}.$$

Бунда конструкциянинг чўзилишга ёки сиқилишга ишлашига қараб σ_v нинг қиймати ўзгаради (26-шакл). Демак, рухсат этилган кучланиш чўзилишга алоҳида, сиқилишга алоҳида аниқланади.

Мўрт материал синганда ёки узилганда кам қолдиқ деформация қолдириб узилади. Конструкциянинг мустаҳкамлигини таъминлаш учун эҳтиётлик коэффициенти катта қилиб олинади, яъни $[n] = 2,5 \div 5$.

Пластик материаллар учун рухсат этилган кучланишни аниқлашда мустаҳкамликнинг оқиш чегарасидаги кучланиш асос қилиб олинади. Чунки пластик материал оқиш чегарасига келганда қолдиқ қолдириб деформацияланади. Пластик материалларнинг оқиш чегараси сиқилишда ҳам, чўзилишда ҳам бир хил бўлганлиги сабабли, рухсат этилган кучланиш қуйидагича олинади:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ок}}{[n]},$$

бунда $[n] = 1, 4 \div 2$ — пластик материаллар учун эҳтиётлик коэффициенти.

Эҳтиётлик коэффициенти $[n]$ конструкция материалларининг хоссасига, аниқ ишланишига, вазифасига, унга таъсир қилувчи кучга, кучланишга ва бошқа омилларга боғлиқ. Қўп ишлатиладиган турли хил материаллар учун рухсат этилган кучланиш $[\sigma]$ нинг қиймати I иловада берилган.

Пластик материал учун олинган эҳтиётлик коэффициенти мўрт материал учун олинган эҳтиётлик коэффициентидан катта бўлади. Чунки пластик материал пластик деформациялар пайдо бўлгандан кейин ҳам емирилмайди.

Эҳтиётлик коэффициенти мазкур материал (намуна) учун кучланишлар $\sigma_{ок}$ ва σ_v тажриба орқали топиладиган қийматларининг ҳар хиллигини, таъсир этувчи нагрукани аниқ ўлчаш мумкин эмаслигини қабул қилинган ҳисоблаш усулларининг ноаниқлигини (гипотезалар); детални тайёрлашда йўл қўйилган хатоликларни ва бошқаларни ҳисобга олади.

Рухсат этилган кучланишлар $[\sigma]$ Давлат стандартларида белгиланади ҳамда лойиҳаларнинг техник шартлари ва нормаларида келтирилади. Техник шартлар ва нормаларга амал қилиш барча инженер-техник ходимлар учун мажбурийдир.

Эҳтиётлик коэффициентини танлашда, яъни рухсат этилган кучланишни белгилашда юқорида айтиб ўтилганлардан ташқари қуйидаги омилларни ҳам эътиборга олиш зарур.

1. Материалнинг сифати ва бир жинслилиги.
2. Машинанинг ишлаш шароити ва унинг қанча муддат ишлаши.
3. Техниканинг ривожланганлик даражаси (материалнинг тайёрланиш сифати, деталларга ишлов бериш аниқлиги ва ҳисоблаш аниқлиги). Эҳтиётлик коэффициентининг камайиши рухсат этилган кучланишлар қийматини ошириши мумкин. Натижада мустаҳкамлиги таъминлацган ҳолда намуна енгил, арзон, кам қувват сарфланадиган ҳамда вазифасига кўра тезюрар бўлиши мумкин.

17-§. ЧУЗИЛИШГА ВА СИҚИЛИШГА ИШЛАЁТГАН СТЕРЖЕНЛАРНИНГ МУСТАҲКАМЛИК ШАРТИ

Бу параграфда конструкция элементларининг узоқ вақт хавфсиз ишлаши, мустаҳкамлиги, ихчам ва енгил бўлишига эришини шартлари билан танишамиз. Конструкция қисмлари мустаҳкам бўлиши учун унинг қўндаланг кесим юзасида ҳосил бўладиган максимал нормал кучланиш шу қисмнинг материали учун рухсат этилган нормал кучланишидан катта бўлмаслиги керак, яъни:

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

Бу чўзилишга мустаҳкамлик (ҳисоблаш) формуласидир. Мустаҳкамлик шартидан қуйидаги учта масалани ҳал қилиш мумкин.

1. Мустаҳкамликни текшириш. Бунинг учун стержень кесим юзасидаги энг катта кучланиш аниқланади ва рухсат этилган кучланишга солиштирилади, яъни:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma].$$

2. Рухсат этилган юзани топиш. Бунда берилган кучни (юкни) кўтара оладиган юза қуйидаги формуладан топилади:

$$[F] \geq \frac{N_{\max}}{[\sigma]}.$$

3. Конструкция қисмларининг юк кўтариш қобилиятини аниқлаш:

$$[N] \leq [\sigma] \cdot F.$$

Рухсат этилган кучланиш орқали топилган қийматлар материалнинг хоссасига қараб иқтисодий нуқтаи назардан олинган ўлчами бўлади. Юқоридаги шартлар қаноатлантирилганда машина қисмлари енгил ва мустаҳкам бўлади. Формулаларнинг чап томонидаги қиймат ўнг томонидаги қийматга тенг бўлганида, материалдан максимал фойдаланган бўламыз.

Кейинги йиллар ичида машиналар ишлаш қобилиятини пасайтирмаган ҳолда уларни бир неча марта енгиллатишга ва арзон материал қўллашга эришилди.

Температуранинг мустаҳкамликка таъсири. Бир-биринга тегиб, ишқаланиб ишлаши натижасида машина қисмлари қизийди, бу эса машина қисмларига салбий таъсир кўрсатади. Масалан, ички ёнув двигателлари поршенининг ҳалқалари қизиб кенгаяди, натижада цилиндр деворига тиралиб двигатель ҳаракатини тўхтатади. Бундан ташқари металлларни тоблаш даврида қиздирилган детални тез совитиш натижасида баъзи жойларда ҳажмий ўзгаришлар ва дарзлар пайдо бўлади. Бу эса шу участкалардаги кучланишлар мустаҳкамлик чегарасидан ортиб кетганлигидан дарак беради.

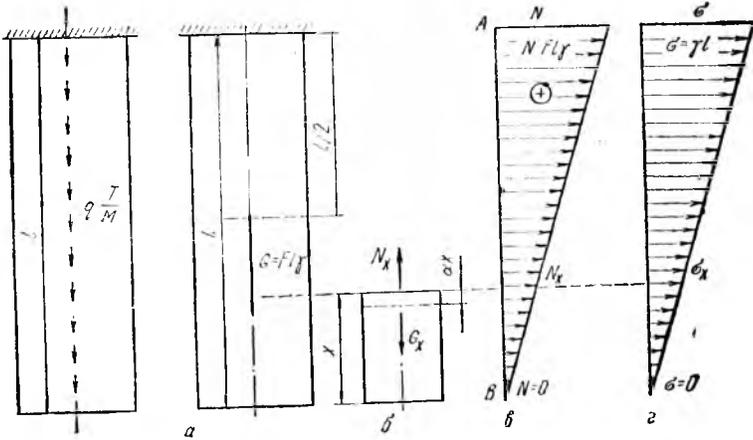
Кучланишни камайтиришнинг энг яхши усулларида бири деталларни секин совитиш ва деталлар конструкциясини тузишда ўткир бурчаклар бўлмаслигини ва кесимларнинг кескин ўзгаришига йўл қўймасликни таъминлашдан иборат.

Ёғочларни қуритишда уларнинг тоб ташлаб қолиши ҳам бунга мисол бўла олади.

18-§. ЧўЗИЛИШГА ЁКИ СИҚИЛИШГА ИШЛАЁТГАН СТЕРЖЕНЛАРНИ ҲИСОБЛАШДА СТЕРЖЕНЛАР ЎЗ ОҒИРЛИКЛАРИНИНГ ТАЪСИРИ

Биз юқорида стерженларни ҳисоблашда жисм оғирлигини эътиборга олмаган эдик. Бу баъзан жуда кўнгилсиз ҳодисаларни келтириб чиқариши мумкин.

Узун стерженлар (трос, занжир, кўприкларнинг таянч устунлари, қалин девор, маховик ва шкивларнинг тўғинлари ва бошқалар)



28- шакл.

ни лойиҳалашда уларнинг ўз оғирликларини ҳисобга олиш шарт. Стерженнинг ўз оғирлиги унинг узунлиги бўйлаб ҳамма kesim юзасига, узунликка пропорционал равишда чўзувчи ёки сиқувчи куч тарзида таъсир қилади.

Юқори учи билан қистирилган стержень чўзилишга ишласа, пастки учи билан қистирилган стержень сиқилиш деформациясига ишлайди. Стерженларни ўз оғирлиги таъсирида чўзилишга ёки сиқилишга ҳисоблаганда ҳам унинг ўз оғирлиги ҳисобга олингандаги сингари бўлади. Бунда стерженнинг оғирлигига стержень узунлигига тенг тақсимланган юк тарзида қаралади.

Стержень kesim юзасида ҳосил бўладиган ички куч ва кучланишни топиш учун юқоридаги сингари кесиб усулидан фойдаланамиз. Масалан, юқори учи билан қистирилган узунлиги l солиштирма оғирлиги γ kesim юзаси F бўлган стержень берилган бўлсин (28- шакл, а). Стерженнинг пастки, эркин учидан x масофадаги kesim юзасида ҳосил бўладиган ички кучни ва кучланишни топиш учун шу масофада кесамиз ва юқори қисмини ташлаб юбориб, пастки қисмининг мувозанат ҳолатини текшираемиз (27- шакл, б). Унинг тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$\sum x = N_x - G_x = 0.$$

Бунда $G_x = Fx$ мувозанатлиги текшириладиган қисмининг ўз оғирлиги. Демак ички куч

$$N_x = G_x = Fx,$$

бунда x $0 \leq x \leq l$ оралиғида ўзгаради.

Агар $x = 0$ бўлса, $N_x = 0$.

$x = l$ бўлса, $N_x = N_{\max} = Fl$, яъни ўзининг энг катта қиймати

эга бўлади. Буни стержень ёнига қурилган (28-шакл, в) ички куч эпюрасидан яққол кўриш мумкин. Кесим юзада ҳосил бўлган нормал кучланиш эса,

$$\sigma_x = \frac{N_x}{F} \quad (7)$$

формула орқали топилади. (7) формулага (6) формуладаги N_x нинг қиймати қўйилса, кучланишнинг узунликка боғлиқлиги келиб чиқади:

$$\sigma_x = \frac{F\gamma x}{F} = \gamma x. \quad (8)$$

Агар $x = 0$ бўлса, $\sigma_x = 0$, $x = l$ бўлганда эса $\sigma_x = \sigma_{\max} = \gamma l$ бўлади (28-шакл, з).

Кучланиш ўзгаришининг эпюрасидан стерженьнинг хавфли кесими қистирилган учда бўлиши кўришиб турибди.

(8) формуладан кўринадики, ўз оғирлиги таъсирида ҳосил бўлган кучланиш, стерженьнинг кесим юзасига боғлиқ бўлмай, балки унинг материалига ва узунлигига боғлиқ экан. Стерженьнинг ўз оғирлигидан ҳосил бўладиган бўйлама деформацияни аниқлаш учун унинг пастки учидан x масофада иккита кўндаланг кесим билан узунлиги dx бўлган элемент ажратамиз (28-шакл, б). Чексиз dx кичик масофага таъсир қилувчи оғирлик кучини ўзгармас деб қараш мумкин. Бу куч N_x га тенг. N_x куч таъсирида dx элементнинг абсолют узайиши Гук қонунига бинноан қуйидагича ҳисобланади:

$$\Delta l_x = \frac{N_x dx}{EF} = \frac{F\gamma x dx}{EF}; \quad (9)$$

(9) ифодани 0 дан l га қадар чегарада интеграллаб, стерженьнинг бутун узунлиги учун тўғри келган абсолют узайишини топамиз:

$$\Delta l = \int_0^l \Delta l_x = \int_0^l \frac{F\gamma x dx}{EF} = \frac{F\gamma}{EF} \int_0^l x dx = \frac{F\gamma^2}{2EF} = \frac{Gl}{2EF}, \quad (10)$$

бунда $F\gamma l = G$ билан алмаштирилади.

(10) формуладан кўринадики, стерженьнинг ўз оғирлигидан узайиши оғирликка тенг бўлган ташқи кучга нисбатан икки маротаба кам экан. Бунинг сабаби оғирлик стерженьнинг пастки учда нолга тенг бўлиб, юқоридаги учда максимум (яъни умумий оғирлик) G га тенг экан, яъни стержень ўртача $G/2$ куч таъсирида чўзилади. Стерженьнинг ўз оғирлигидан мустақкамлиги қуйидагича текширилади:

$$\sigma_{\max} = \gamma l \leq [\sigma], \quad (11)$$

бунда $[\sigma]$ рухсат этилган кучланиш.

(11) формуладан стерженьнинг ўз оғирлигидан мустақкамлигини таъминловчи рухсат этилган узунликни топиш мумкин:

$$[l] = \frac{[\sigma]}{\gamma},$$

Агар стержень ўз оғирлиги таъсирдан узилдиган бўлса, бу ҳолга

тўғри келган узунликка критик узунлик l_k дейлади. Стерженнинг критик узунлигидан кўндаланг кесимда ҳосил бўлган максимал кучланиш вақтли қаршилик σ_v кучланишига тенглашади:

$$\sigma_{\max} = \sigma_k = \sigma_v = \gamma l_k, \quad (12)$$

σ_k — критик кучланишдир.

(12) формуладан фойдаланиб стерженларнинг критик узунликларини аниқлаш мумкин:

$$l_k = \frac{\sigma_k}{\gamma}. \quad (13)$$

Масалан, вақтли қаршилик кучланиши $\sigma_v = 380 \text{ Н/мм}^2$, солиштирма оғирлиги $\gamma = 7,85 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3}$ бўлган, Ст. 3 маркали пўлат стерженнинг критик узунлигини топиш талаб этилади. (13) формулага кўра:

$$l_k = \frac{380}{0,000785} = 4850000 \text{ мм} = 4 \text{ км } 850 \approx 5 \text{ км.}$$

Агар стержень бир вақтнинг ўзида ҳам ташқи куч, ҳам ўз оғирлиги таъсиридан деформацияланса, у ҳолда кучлар таъсирининг эркинлик принциpidан фойдаланамиз. Бунда ҳар қандай нагрузка таъсиридан ҳосил бўлган деформация, ички куч, кучланишлар алоҳида-алоҳида ҳисобланиб, сўнгра алгебраик қўшилади. Баъзи ҳолларда эса бу принципни бузмаган ҳолда бирга ҳисоблаш мумкин.

Масалан, юқори учи билан қистирилган вертикал стержень ташқи нагрузка ва ўз оғирлиги таъсирида бўлсин (29-шакл, а).

Ҳисоблаш учун стерженнинг пастки учидан x масофада кесамиз ва мувознат тенгламасини ёзамиз:

$$\sum x = N_x - P - G_x = 0.$$

Бунда $N_x = P + G_x = P + F\gamma x$.

$$\begin{aligned} \text{Кучланиш } \sigma_x &= \frac{P}{F} + \frac{G_x}{F} = \\ &= \frac{P + F\gamma x}{F} = \frac{N_x}{F}. \end{aligned}$$

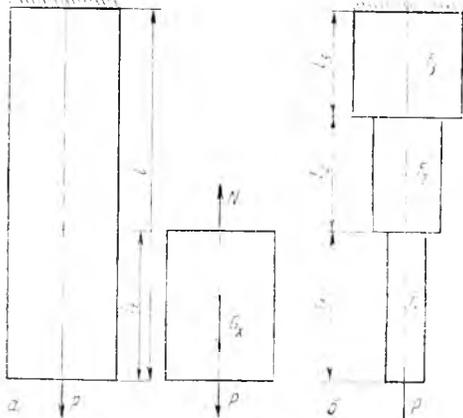
Бунда кучланиш стерженнинг узунлиги x га боғлиқ ҳолда қуйидагича ўзгаради: ($0 \leq x \leq l$).

$$x = 0 \text{ бўлганда, } \sigma_x = \frac{P}{F};$$

$$x = l \text{ га тенг бўлса } \sigma_x = \frac{P + F\gamma l}{F} \text{ бўлади.}$$

Стерженнинг мустаҳкамлик шarti

$$\sigma_x = \frac{P + F\gamma l}{F} \leq [\sigma].$$



29-шакл.

Стерженнинг кесим юзаси қўйидагича топилади:

$$P + F\gamma l = [\sigma]F \text{ ёки } P = F \cdot ([\sigma] - \gamma l).$$

Бундан:

$$F = P/([\sigma] - \gamma l).$$

Агар брус кўп поғонали (29-шакл, б) бўлса, унинг 2 ва 3 поғоналарининг кесим юзалари қўйидагича топилади:

$$\text{Иккинчи поғонаники } F_2 = \frac{N_1}{[\sigma] - \gamma l_2} = \frac{P + F\gamma l_2}{[\sigma] - \gamma l_2}.$$

Учинчи поғонаники $F_3 = \frac{N_2}{[\sigma] - \gamma l_3}$ га ҳоказо. Стерженнинг абсолют узайиши эса Гук қонунига биноан алоҳида нагрузка таъсирдан ва алоҳида ўз оғирлигидан аниқланиб, сўнгра алгебраик қўшилади:

$$\Delta l_p = \frac{P \cdot l}{EF} \text{ P куч таъсирдан узайиши.}$$

$$\Delta l_G = \frac{Gl}{2EF} \text{ ўз оғирлигидан узайиши.}$$

Стерженнинг тўла узайиши эса $\Delta l = \Delta l_p + \Delta l_G$ га тенг.

19-§. ЧУЗИЛИШ ВА СИҚИЛИШДАГИ СТАТИК АНИҚМАС МАСАЛАЛАР

Биз юқорида машина қисмларида ҳосил бўладиган ички куч ва кучланишларни статиканинг мувозанат тенгламаси ёрдамида аниқладик. Бундай масалалар *статик аниқ масала* дейилади. Баъзида шундай масалалар учрайдики, уларни ечиш учун статиканинг мувозанат тенгламаси етарли бўлмайди, системанинг деформацияланишини ёки кўчишини ҳисобга олиб, қўшимча тенглама тузиш талаб этилади. Бундай масалалар *статик аниқмас масалалар* дейилади.

Статик аниқмас масаланинг аниқмаслик даражаси қўшимча тузилган тенгламалар сони билан аниқланади (биринчи даражали, иккинчи даражали ва ҳ. к.). Статик аниқмас масала машина ёки конструкция қисмларида қўшимча зўриқишнинг келиб чиқиши натижасида пайдо бўлади. Масалан, темир йўл рельслари қишда совуқдан қисқарса, ёзда иссиқликдан узаяди; икки учи қўзғалмас қилиб бириктирилган кўприк балкасига ёки вертикал ўрнатилган стойкага ўқ бўйлаб йўналган куч таъсир этса, стойканинг қистирилган учи кўчиши ёки сиқилиши (пачоқланиши) керак. Рельснинг кенгайиши, стойканинг кўча олмаслик сабаблари уларнинг кесим юзалаарида қўшимча зўриқиш кучларининг пайдо бўлишидандир. Бундай ўзгаришларни ҳисобга олмаслик кўнгилсиз оқибатларга олиб келиши мумкин. Шундай қилиб, система қисмларида қўшимча зўриқиш кучлари температуранинг ўзгариши, таянч ва шарнир кесимларининг (нуқтасининг) силжиши натижасида содир бўлар экан.

Статик аниқмас системани ечишда асосий масала қўшимча зўриқишдан келиб чиқадиган деформацияни ёки кўчишни ҳисобга

олиб қўшимча тенглама тузишдир. Қўшимча тенглама тузиш методлари билан қуйидаги конкрет мисолда танишамиз.

Икки учи билан қўзғалмас қилиб бириктирилган стерженга ўқ бўйлаб йўналган куч таъсир этсин. P куч таъсиридан маҳкамланган A ва B кесимларда R_A ва R_B реакция кучлари ҳосил бўлади (30-шакл, а). Бу масalani ечиш учун статиканинг мувозанатлик шартидан фойдаланамиз,

яъни $\sum y = 0$. $хоу$ координата системасининг y ўқига нисбатан ҳамма кучларнинг проекцияларининг йиғиндисини оламиз:

$$\sum y = -R_A - R_B + P = 0.$$

(14) тенгламадан кўринадикки, масала статик аниқ эмас (иккита номаълум). Бу тенгламани ечиш учун қўшимча тенглама тузиш керак. Қўшимча тенглама тузиш учун P кучнинг таъсиридан деформацияланиши мумкии бўлган қисмларни кўриб чиқамиз. Бунинг учун ўнг томондаги деворни фикран олиб ташлаб, унинг таъсирини R_B реакция кучи билан алмаштирамиз (30-шакл, б). Шундай қилиб, P куч таъсирида чўзилаётган ва R_B таъсирида сиқилаётган стерженга эга бўламиз. Булар таъсиридан стерженнинг абсолют сиқилиши ва чўзилиши Гук қонунига биноан қуйидагича топилади:

$$\Delta l_p = \frac{P \cdot a}{EF} \text{ — } P \text{ куч таъсиридан абсолют чўзилиш;} \quad (15)$$

$$\Delta l_R = \frac{R \cdot l}{EF} \text{ — реакция кучи таъсиридан абсолют сиқилиш;} \quad (16)$$

Ҳақиқатда стерженнинг деворлари қўзғалмас, шунинг учун қанча чўзилса, шунча сиқилади, яъни:

$$\Delta l_p - \Delta l_R = 0. \quad \Delta l_p = \Delta l_R. \quad (17)$$

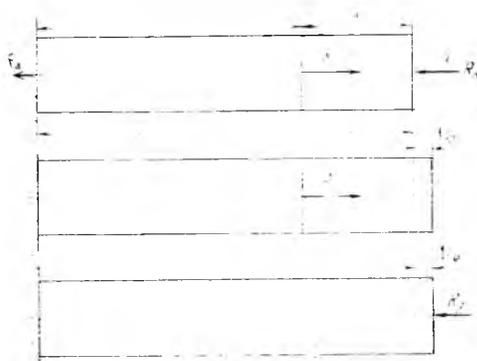
(17) формула қўшимча деформация тенгламасидир. Масала биринчи даражали ноаниқ масала экан. (17) га (15) ва (16) ларни қўйиб R_B ни аниқлаймиз:

$$\frac{P \cdot a}{EF} = \frac{R_B \cdot l}{EF}.$$

Бундан:

$$R_B = \frac{P}{l} \cdot a.$$

R_B ни аниқлагандан сўнг, унинг қиймати (14) га қўйсақ, R_A ни топамиз:



30-шакл.

$$R_A = P \cdot \frac{b}{l}.$$

Қолган ҳамма ҳисоблар, яъни ички куч ва кучланишни топиш ва уларнинг эпюраларини қуриш статик аниқ масала сингари бажарилади.

20- §. ЦИЛИНДРГА СИҚИБ КЙГИЗИЛГАН ҲАЛҚА КЕСИМ ЮЗАСИДА ҲОСИЛ БЎЛАДИГАН КУЧЛАНИШ

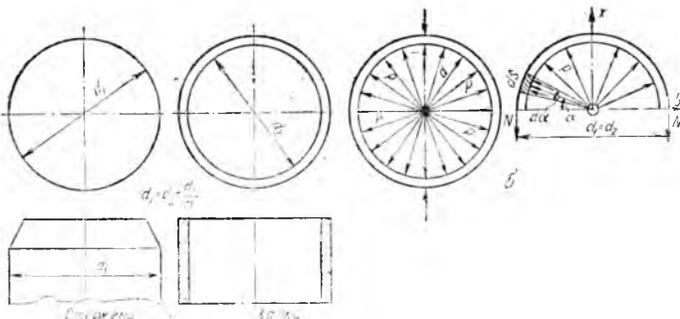
Одатда цилиндрлик стерженга ҳалқани қўзғалмас қилиб кийгизиш учун цилиндрнинг d_1 диаметри ҳалқанинг ички диаметри d_2 дан каттароқ қилиб олинади ($d_1 > d_2$). Одатда бу фарқ $\frac{d_1}{n} = \frac{d_1}{1000}$ бўлади (31-шакл, а). Ҳалқани цилиндрга кийгизиш учун, у цилиндрга сиғадиган даражада қиздирилади ва кийгизилади. Ҳалқа совиган сари цилиндрни сиқа бошлайди. Ҳалқа совитиш натижасида ҳосил бўладиган сиқувчи N зўриқиш цилиндр билан ҳалқа сиртлари орасида p реакция кучини (босим) ҳосил қилади. Ҳалқани диаметриал текислик билан кесиб (31-шакл, б), бир қисмини ташлаб юборсак, ундаги N чўзувчи зўриқиш ҳалқанинг ички сиртига цилиндр томонидан таъсир қилувчи p босим йиғиндисини билан мувозанатлашди. Барча кучланишларнинг x ўқиға проекцияларини олиб, мувозанат тенгламасини тузимиз. Ҳалқанинг ds элементига $p \cdot ds$ куч таъсир қилади (31-шакл, б). Унинг x ўқидаги проекцияси $-pds \cdot \sin \alpha$ дир. Шаклдан $ds = \frac{d}{2} d\alpha$. Мувозанат тенгламаси $\sum x = 2N - \int_0^\pi p \cdot ds \cdot \sin \alpha = 0$.

Бундан:

$$2N = \int_0^\pi p \cdot \frac{d}{2} \sin \alpha \cdot d\alpha = \frac{p \cdot d}{2} \int_0^\pi \sin \alpha \cdot d\alpha = \frac{pd}{2} (-\cos \alpha) \Big|_0^\pi = pd.$$

ёки

$$N = \frac{p \cdot d}{2}. \quad (18)$$



31- шакл.

N ва p ни аниқлаш учун битта тенглама олдик. Бу тенгламадан иккита номаълумни аниқлаб бўлмайди, яъни масала статик аниқ эмас экан. Қўшимча тенгламани конструкция элементларининг биргаликда деформацияланиш шартидан фойдаланиб тузамиз. Ҳалқанинг чўзилиши ва цилиндрнинг диаметриал сиқилиши натижасида d_1 ва d_2 лар тенглашиши керак. Цилиндрнинг бикрлиги ҳалқанинг бикрлигига қараганда жуда ҳам катта бўлгани учун унинг деформациясини ҳисобга олмаса ҳам бўлади. У ҳолда ҳалқанинг деформацияси диаметрларнинг фарқи $\frac{1}{n} \cdot d_1$ га тенгдир. Ҳалқанинг диаметриал кенгайиши нисбий кенгайиш билан қуйидаги боғланишда бўлади:

$$\varepsilon = \frac{\pi d_1 - \pi d_2}{\pi d_1}, \text{ бундан: } \varepsilon d_2 = d_1 - d_2$$

ёки

$$d_1 = d_2 + \varepsilon d_2 = d_2 + \frac{d_2}{n}.$$

Демак,

$$\varepsilon = \frac{1}{n}. \quad (19)$$

Ҳалқанинг N куч таъсиридан нисбий чўзилиши Гук қонунига биноан:

$$\varepsilon_N = \frac{\sigma}{E} = \frac{N}{EF},$$

бунда F — ҳалқанинг кўндаланг кесим юзи. Конструкция элементларининг биргаликда деформацияланиш шартига мувофиқ:

$$\varepsilon = \varepsilon_N \quad \text{ёки} \quad \frac{N}{EF} = \frac{1}{n} \quad (20)$$

(18) ва (20) тенгламаларни ечиб p ни аниқлаймиз:

$$N = \frac{EF}{n}; \quad p = \frac{2N}{d_1} = \frac{2EF}{nd_1}.$$

Ҳалқадаги чўзувчи кучланиш

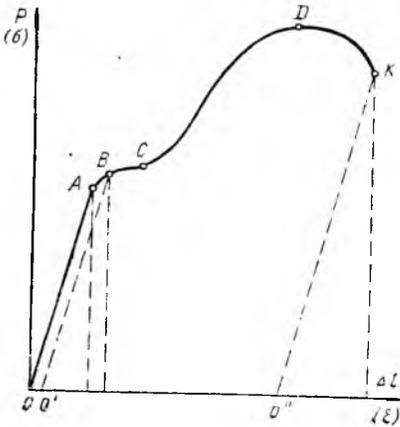
$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{E}{n}.$$

Ҳалқа пўлатдан ясалган бўлса, $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² бўлиб, кесимдаги кучланиш $\sigma = \frac{200000}{1000} = 200$ Н/мм² га тенг бўлади.

Чўзилишда ташқи куч бажарган иш.

Деформациянинг потенциал энергияси

Намунани чўзилишга ва сиқилга синаш натижасида (p) ва (Δl) қийматларда чўзилиш (сиқилиш) диаграммалари (O, A, B, C, D, K, O'') (32-шакл) қурилади. Абсциссалар ўқига намунанинг абсолют узайиши, яъни чўзувчи (сиқувчи) куч қўйилган нуқтанинг



32- шакл.

босиб ўтган йўли, ординаталар ўқига эса бу кучларнинг катталиги қўйилган бўлиб, *OABCDKO* диаграмманинг тўла юзи ташқи чўзувчи кучларнинг намунани чўзишда бажарган ишини кўрсатади.

Агар диаграмма бўйича кучланиш *B* нуқтага етганда, яъни эластиклик чегарасида, намунадан нагрузка аста-секин олинса, намуна қисқаради, лекин ўзининг дастлабки ўлчамларига тўла қайта олмайди. Демак намунани чўзишга сарфланган иш материалдан тўла қайтмайди, яъни ташқи кучлар бажарган ишнинг бир қисми қолдиқ узайиш ҳосил қилишга сарф бўлади, яъни энергия бир турдан иккинчи бир турга (кинетик энергияга айланади).

Диаграммада *OA* участканинг абсцисса ўқи билан ҳосил қилган юзи эластик пропорционаллик чегарасида эластик деформациянинг бажарган ишидан иборат бўлиб, бу иш материалда потенциал энергия тарзида тўпланadi ва нагрузка олингач, материалдан тўла қайтади. Бу ишнинг катталигини *A*, эластиклик чегарасига мос нагрузкани *P* ва бунда ҳосил бўлган узайишни δ билан белгиласак, бажарилган иш қуйидагича топилади:

$$A = \frac{P \Delta l}{2} = \frac{P \cdot \delta}{2}.$$

Демак, ташқи қўйилган статик куч таъсиридан бажарилган иш умумий куч қийматини, умумий силжишга кўпайтмасининг ярмига тенг бўлади.

Агар абсолют узайишни Гук қонунига биноан $\Delta l = \frac{Pl}{E \cdot F}$ эканлигини эътиборга олсак ташқи кучнинг эластиклик чегарасида бажарган ишини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$A = \frac{P}{2} \cdot \frac{P \cdot l}{EF} = \frac{P^2 l}{2 EF}.$$

Деформациянинг эластиклик чегарасигача бажарган ишини кучланиш орқали ҳам ифодалаш мумкин, бунда $\sigma = \frac{P}{F}$; $P = \sigma \cdot F$ экани эътиборга олинади.

$$A = \frac{P^2 l}{2 EF} = \frac{\sigma^2 F^2 l}{2 EF} = \frac{\sigma^2 F l}{2 E}.$$

Бу формулалар ёрдамида диаграмманинг (*A* нуқтаси) эластиклик чегарасигача бўлган ҳар қандай нуқтаси учун деформация ишини ҳисоблаш мумкин. Стержень деформацияланганда фақат ташқи куч эмас, балки ички куч ҳам иш бажаради (эластик куч).

Ички куч ҳамма вақт ташқи кучга қарама-қарши йўналишда, яъни силжишга тескари йўналишда бўлади. Шунинг учун ҳам юк таъсиридаги стержень ички куч иши манфий ишорада бўлади ($-A_i$).

$$A_i = -\frac{N\delta}{2} \quad \text{ёки} \quad A_i = -\frac{N^2 l}{2EF}$$

Ички куч ишига тенг бўлган тескари ишорали қиймат потенциал энергия дейилади.

Шундай қилиб, кесим юзаси ўзгармас бўлган стерженга ўқ бўйлаб ўзгармас қийматли куч таъсир этса, унинг потенциал энергияси қуйидаги тенглама орқали ифодаланади:

$$u = -A_i = \frac{N^2 l}{2EF} = \frac{EF \Delta l^2}{2l}$$

Потенциал энергиянинг, стержень ҳажм бирлигига нисбати солиштирма потенциал энергияни беради.

$$U = \frac{u}{v} = \frac{u}{Fl} = \frac{N^2 l}{2EF^2 l} = \frac{\sigma^2}{2E}$$

$\sigma = E\varepsilon$ экани эътиборга олинса, $U = \frac{E\varepsilon^2}{2}$ ёки $U = \frac{\sigma\varepsilon}{2}$ экани келиб чиқади.

Ҳажм кучланиш ҳолатидаги жисмда солиштирма потенциал энергия кубнинг ҳамма томонлари деформацияланиши ҳажмий деформация натижасида ҳосил бўлган қийматларнинг йиғиндиси тарзда олинади:

$$U = (\sigma_1\varepsilon_1 + \sigma_2\varepsilon_2 + \sigma_3\varepsilon_3)/2.$$

Чўзилиш ва сиқилиш деформациясига оид масалалар ечиш тартиби

Чўзилиш ва сиқилишга берилган масалаларда асосан уч ҳол бўлади:

1. Стерженларнинг ўз оғирликлари ҳисобга олинмаган ҳол;
2. Стерженларнинг ўз оғирликлари ҳисобга олинган ҳол;
3. Статик аниқмас бўлган ҳол.

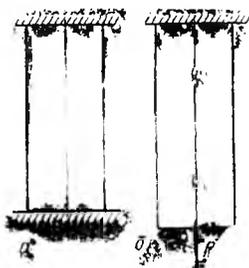
Бу масалаларда асосан ички кучлар, кучланишлар (уларнинг эпюралари қурилади), стерженларнинг абсолют ва нисбий чўзилиши ёки бирор четки нуқтасининг кўчиши топилади.

Ечиш тартиби:

1. Берилган стержень маълум масштабда қурилиб, ўнг томонидан ёрдамчи чизма ва эпюралар учун жой қолдирилади.

2. Берилган стерженни участкаларга бўлиб, ўз навбатида ҳар бир участка фикран алоҳида-алоҳида кесилади. Кесим шакл ёнига чизилиб, ташқи (ўз оғирлиги) кучлар келтирилади ва мувозанат ҳолатини сақлаш учун ички кучлар қўйилади. Сўнгра координата ўқларини танлаб статиканинг мувозанат тенгламалари ($\sum x=0$; $\sum y=0$; $\sum M=0$) ёзилади ва ички кучлар топилади.

3. Топилган ички кучларга стержень ёнида, стержень ўқиға па-



33-шакл.

раллел олинган AB чизиги атрофида график ясалади (ички куч эпюраси).

4. Ички кучнинг юзага бўлган нисбати кучланишни беради:

$$\sigma = \frac{N}{F}.$$

Ҳар бир участка учун кучланишлар топилади; сўнгра ички куч эпюраси сингари, стержень ёнида унинг ўқига параллел олинган $A'B'$ чизиги атрофида кучланиш эпюраси маълум масштабда қурилади. Ички куч ва кучланиш эпюраларининг масштаби қуйидагича топилади:

$K_N = \frac{N}{m} \left[\frac{H}{\text{мм}} \right]$; $K_\sigma = \frac{\sigma}{m'} \left[\frac{H/\text{мм}^2}{\text{мм}} \right]$. m , ва m' лар тегишлича ички куч (N) ва кучланишларнинг (σ) вектор кесмаси бўлиб, чизмадаги жойга қараб танлаб олинади.

5. Ҳар бир участканинг алоҳида-алоҳида абсолют чўзилиши $\Delta l = \frac{Nl}{EF}$ ёки $\Delta l = \frac{Gl}{2EF}$ топилади, сўнгра берилган стерженнинг умумий абсолют чўзилиши, нуқтанинг кўчиши аниқланади.

$$\Delta l_{\text{ум}} = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \dots + \Delta l_n.$$

6. Статик аниқмас масалани ечиш.

Бунда масаланинг статик аниқмаслик даражасини, масаланинг аниқмаслик шартини (ҳарорат таъсиридан, ўз оғирлиги ёки ўқ бўйлаб йўналган ташқи куч таъсирида) билиш талаб этилади. Булар аниқлангандан сўнг қўшимча деформация тенгламаси тузилади. Масалан, ҳарорат таъсиридан металлларнинг кенгайиши (33-шакл):

$$\Delta l_t = l \cdot \Delta t \cdot \alpha.$$

Ўз оғирлигидан абсолют чўзилиш

$$\Delta l_G = \frac{Gl}{2EF}.$$

Ўқ бўйлаб чўзувчи куч таъсирида абсолют чўзилиш

$$\Delta l_p = \frac{Pl}{EF},$$

бунда α — чизиқли кенгайиш коэффициентини, Δt — ҳароратнинг ўзгариши, G — стерженнинг оғирлиги. Бу чўзилишлар масаланинг шартига биноан сиқувчи реакция кучи таъсиридан абсолют қисқаришга (сиқишлишга) тенг бўлади, яъни:

$$\Delta l_R = \Delta l_t; \quad \Delta l_R = \Delta l_G; \quad \Delta l_R = \Delta l_p.$$

Юқоридаги тенгликлардан фойдаланиб таянчдаги R реакция кучи топилади, сўнгра статик аниқ масала сингари участкаларга ажратиб, ички куч ва кучланишлар топилади ва уларнинг эпюралари ясалади.

Кучланиш эпюрасининг максимал қиймати аниқланиб, стерженларнинг мустақамлиги текширилади. Бунинг учун справочникдан берилган материал учун оқиш чегарасидаги кучланиш ёки вақтли қаршилик кучланиши танлаб олинади. Сўнгра стерженнинг ишлаш шароитига қараб эҳтиётлик коэффициентини n чўзилишга ишлаётган стержень учун $2 \div 2,5$ оралигида (сиқилишга $1,5 \div 2$) танлаб олинади. Мўрт материаллар учун $n = 3 \div 5$ оралигида олинади. Масалан, Ст. 3 маркали пўлат стержень учун $\sigma_{ок} = 240 \text{ Н/мм}^2$ бўлганда, эҳтиётлик коэффициентини $n = 2$ деб, рухсат этилган кучланишни топамиз:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ок}}{n} = \frac{240}{2} = 120, \text{ Н/мм}^2.$$

Эслатма: Мўрт материал асосан сиқилишга ишлайди.

Мустақил иш

1-масала. Уқ бўйлаб йўналган, юк таъсиридаги металл стерженнинг (34-шаклга қаранг):

1. Бўйлама ички кучи, кучланиш ва кесим юзаларининг силжиши топилсин.

2. Бўйлама ички куч, кучланиш ва кесим юзаларининг силжиш эпюраси қурилсин.

3. Стержень хавфли кесим юзасининг мустақамлиги текширилсин.

4. Мустақамлик шартидан фойдаланиб —5 фоизгача аниқликда минимал кесим юза аниқлансин.

5. Берилган юза билан минимал юза орасидаги фарқ топилиб, тежалган материал аниқланиши талаб этилади. Қуйидагилар берилган: юк $P_1 = 15 \text{ кН}$, $P_2 = 37 \text{ кН}$, $l_1 = 2,5 \text{ м}$, $l_2 = 1,5 \text{ м}$; кесим юзаси $F = 170 \text{ мм}^2$; рухсат этилган кучланиш $[\sigma] = 130 \text{ Н/мм}^2$.

Е ч и ш:

1. Ички бўйлама кучни топиш ва эпюрасини қуриш. Стержень иккита куч участкасидан иборат (иккита куч билан чегараланган оралиққа участка деб айтилади). Участкаларни белгилаб оламиз (I, II уч). Ички кучни кесиш методи билан топамиз. Бунда стержень (I участкада) эркин учидан x масофада кесилиб, қолган қисми ташлаб юборилса, унинг сиқилишга ишлашини кўриш мумкин (34-шакл, б).

Тенглама тузамиз:

I участка, 1 — 1 кесим:

$$\sum X = N_1 - P_1 = 0, \text{ бундан } N_1 = P_1 = 15 \text{ кН};$$

II участка, 2 — 2 кесим (32-шакл, в).

$$\sum X = -N_2 + P_2 - P_1 = 0, \text{ бундан } N_2 = P_2 - P_1 = 22 \text{ кН}$$

бўлгани учун II участкада стержень чўзилишга ишлайди. Топилган N_1 ва N_2 ларнинг қийматига ички куч эпюрасини қурамиз (яъни, $N = f(x)$). Бунинг учун ички куч масштабини танлаб оламиз.

$$K_N = \frac{N_1}{m_1} = \frac{15 \cdot 10^3}{75} = 200 \text{ Н/мм.}$$

Бунда $m_1 = 75$ мм, N_1 кучининг чизмадаги вектор узунлиги ихтиёрый олинади ($N_1 = 75$ мм).

N_2 ички кучнинг вектор узунлиги юқоридаги формуладан фойдаланиб топилади:

$$m_2 = \frac{N_2}{K_N} = \frac{22 \cdot 10^3}{200} = 110 \text{ мм.}$$

Ички куч эпюрасини қуриш учун стержень ёнидан стержень ўқига параллел бўлган av чизиги ўтказилади. N_1 ва N_2 кучларнинг қийматлари + бўлса, av чизигининг ўнг томонига, — бўлса, чап томонига a v чизиққа перпендикуляр ҳолда ўтказилган чизиқ устида ўлчаб олинади. Ўлчаб олинган векторларнинг учлари туташтирилиб, ички куч эпюраси ҳосил қилинади (34-шакл, z).

Ички кучнинг стержень узунлиги бўйича ўзгаришини кўрсатадиган чизмага эпюра деб айтилади.

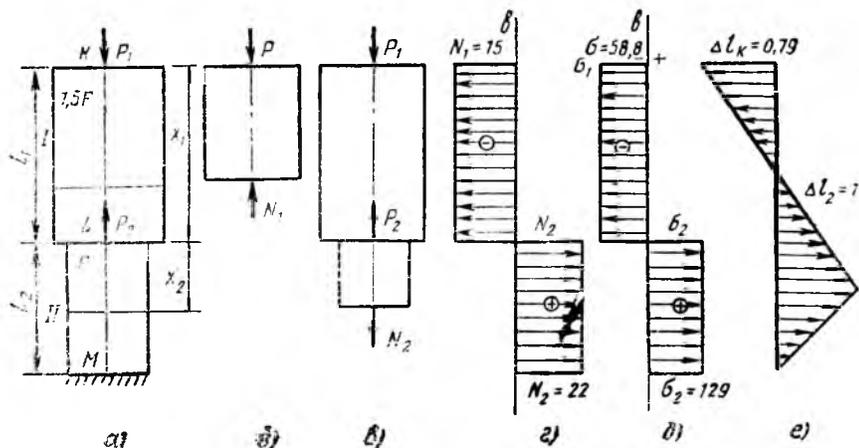
2. Кучланишни топиш ва эпюрасини қуриш.

Участкаларда ички кучлар ўзгармаса, нормал кучланишлар ҳам ўзгармас бўлади. Уқ бўйлаб йўналган куч таъсиридаги стержень кесим юзасининг ҳамма нуқталарида кучланиш тенг тақсимланган бўлади.

Шунинг учун стерженнинг I участка кесим юзаларидаги кучланиши қуйидагича топилади, яъни тенг таъсир этувчи ички кучнинг кесим юзага нисбатида олинади:

$$\sigma_{1-1} = \frac{N_1}{F_1} = \frac{P_1}{1,5 F} = \frac{1500}{1,5 \cdot 170} = 58,8 \text{ [Н/мм}^2\text{] ёки [МПа]}$$

II участка учун эса



34-шакл.

$$\sigma_{2-2} = \frac{N_2}{F_2} = \frac{22000}{170} = 129 \text{ [МПа]}.$$

Топилган σ_{1-1} ва σ_{2-2} қийматлар учун кучланиш эпюрасини маълум масштабда, яъни $K_\sigma = \frac{\sigma_1}{m'} \left[\frac{\text{Н/мм}^2}{\text{мм}} \right]$ ёрдамида ички куч эпюраси сингари қурамиз (1-шакл, а).

$$K_\sigma = \frac{\sigma_1}{m'} = \frac{58,8}{29,4} = 2 \left[\frac{\text{Н/мм}^2}{\text{мм}} \right].$$

3. Кесим юзаларининг силжишини топиш ва эпюрасини қуриш.

Участкалар характерли нуқталарининг (L , K) у ёки бу томонга силжишини топамиз.

Нуқталарнинг силжиши стержень участкаларининг деформацияланиши натижасида содир бўлишини эътиборга олиб, ҳар бир участканинг абсолют чўзилиши ёки қисқаришини Гук қонунига асосан топамиз, яъни I участкада K нуқта (K — кесим юза) Δl_K га силжийди.

$$\Delta l_K = \frac{N_1 L_1}{1,5EF} = \frac{15000 \cdot 2500}{2 \cdot 10^6 \cdot 1,5 \cdot 170} = \frac{375}{510} = -0,73 \text{ мм}.$$

II участкада L нуқта (L — кесим юза) Δl_L га узаяди.

$$\Delta l_L = \frac{N_2 l_2}{EF} = \frac{22000 \cdot 1500}{2 \cdot 10^6 \cdot 170} = \frac{330}{340} \approx 1 \text{ мм}.$$

II участканинг қистирилгин M (кесмаси) силжиш имкониятига эга эмас, яъни $\Delta l_m = 0$.

Топилган Δl_M , Δl_L ва Δl_K лар учун эпюра қурамиз. Бунинг учун силжиш масштабини танлаб оламиз.

$$K_{\Delta l} = \frac{\Delta l_K}{m''} = \frac{0,73}{7,3} = 0,1 \text{ м/мм}.$$

Сўнгра Δl_L нинг масштабдаги қиймагини топиб ($\Delta l_L = 10$ мм), ички куч, кучланиш эпюралари сингари, уларнинг ёнидан стержень ўқиға параллел бўлган av чизиги олиб, унинг устига стержень поғоналаридаги характерли кесимлардан чиққан горизонтал чизиқ устига ўлчаб қўйиб топилган нуқталарни туташтирсак, стержень кесим юзаларининг силжиши эпюраси ($\lambda = f(x)$) қурилган бўлади (34-шакл, е). $\lambda = f(x)$ эпюрадан стерженларнинг бикрлигини ҳисоблашда фойдаланилади. Стерженларнинг умумий силжиши, участкалар силжишларининг йиғиндисига тенг бўлади:

$$\Delta l_{\text{ум}} = \Delta l_L - \Delta l_K = 1 - 0,73 = 0,27 \text{ мм}.$$

4. Стержень кесим юзасининг мустаҳкамлигини текшириш. Кучланиш эпюраси (34-шакл, а) дан кўринадики, энг катга кучланиш II участкада содир бўлади, демак стерженнинг II участка узунлигидаги ҳамма кесим юза хавфли ҳисобланади. II участка учун мустаҳкамлик шартини ёзамиз:

$\sigma_{\text{max}(I)} \leq [\sigma]$ шундай қийматларда мустаҳкамлик шarti бажарилади.

Демак, $129 \leq 130$ тенгламанинг шarti бажарилган, II участкадаги кесим юзаларнинг мустаҳкамлиги қониқарли. I участкаларнинг мустаҳкамлигини текширсак:

$\sigma_1 \leq [\sigma]$; $58,5 \ll 130$ эканлигини кўрамиз, бундан материалнинг исроф бўлаётганлигини кўриш мумкин.

Демак, I участкада кесим юза катта қилиб олинган, унинг рухсат этилган қийматини топиш керак:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{F_{p.э.}} \leq [\sigma]; [F_{p.э.}] \geq \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{15000}{130} \geq 116,33 \text{ мм}^2.$$

Демак, I участканинг мустаҳкам бўлиши учун $F_1 = 116 \text{ мм}^2$ юза керак экан. Тенгламанинг $|\geq|$ ишорасини ҳисобга олиб қарасак, $F_1 = 120 \text{ мм}^2$ қилиб олишимиз мумкин. Агар кесим юза 120 мм^2 қилиб олинса, бирмунча материал тежаш мумкин. У қуйидагича топилди.

I участка F_1 ни олдинги қиймати $F_1 = 255 \rightarrow 100\% F_{1(p.э.)} = 120 \rightarrow x$, ундан

$$x = \frac{120}{255} \cdot 100\% = 47\%.$$

Демак, $F_{1(p.э.)} = 120 \text{ мм}^2$ олдинги юзанинг 47% ни ташкил қиладди. Иқтисод қилинган материал 53% десак, стерженнинг диаметри

$$F_{1(p.э.)} = \frac{\pi d^2}{4}; [d] = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 120}{3,14}} = \sqrt{154} = 12,5 \text{ мм}$$

га тенг бўлиши керак.

2- масала.

Икки учи билан қистирилган поғонали стержень (35- шакл) геометрик ўқ бўйлаб йўналган куч таъсирида; стерженни девор ораллиғига қистириш пайтидаги ҳарорат иш даврдаги ҳароратдан фарқ қилади (Δt°).

Геометрик ўқ бўйлаб йўналишидаги куч ва ҳароратнинг ўзгариши натижасида стержень кесим юзасида ҳосил бўлган ички куч ва кучланиш топилсин, эпюралари қурилсин, мустаҳкамлиги текширилсин. Агарда мустаҳкам бўлмаса ёки жуда ортиқча мустаҳкам бўлса, нормал ишлаш тадбирлари кўрилсин.

Берилган: $P_1 = 10 \text{ кН}$, $l_1 = 14 \text{ м}$, $l_2 = 4 \text{ м}$, $F = 1100 \text{ мм}^2$,
 $[\sigma] = 130 \text{ Н/мм}^2$.

Ҳароратнинг ўзгариши $\Delta t^\circ = +50^\circ\text{С}$.

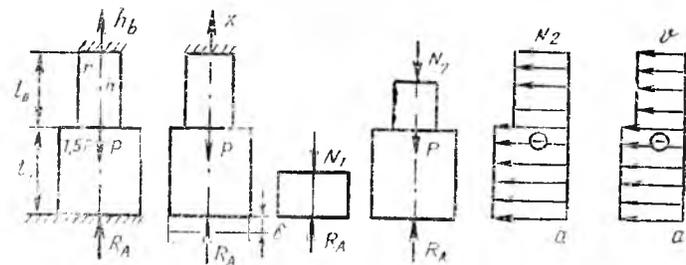
Ечиш: 1. Берилган стерженни маълум масштабда чизиб оламиз (35- шакл, а).

2. Таянчлардаги реакция кучларини белгилаб оламиз ёки таянчларни реакция кучлари билан алмаштирамиз (35- шакл, б).

3. Стерженнинг геометрик ўқи (реакция кучи йўналишида) бўйлаб координата ўқларининг (x) ординатасини ўтказамиз.

4. X ўқиға нисбатан статистиканинг мувозанат тенгламасини ёзамиз ($\sum X = 0$).

$$\sum X = R_A - P + R_B = 0 \quad (1)$$



35- шакл.

(1) тенгламада иккита номаълум бўлганлиги сабабли, уни ечиш учун қўшимча, деформация тенгламасини тузиш талаб этилади.

5. Қўшимча тенгламани тузиш учун стерженнинг бир учини фикран озод қилиб, R_A реакция кучи билан алмаштирамиз. Натижда стержень P куч таъсиридан

$$\Delta l_p = \frac{Pl_2}{EF} \text{ қийматга} \quad (2)$$

температуранинг ўзгариши таъсиридан эса

$$\Delta l_t = (l_1 + l_2) \Delta t \cdot \alpha \text{ қийматга} \quad (3)$$

чўзилади. R_A реакция кучи таъсиридан

$$\Delta l_R = \frac{Rl_1}{E \cdot 1,5 F} + \frac{Rl_2}{EF} \quad (4)$$

га сиқилади (қисқаради).

6. Икки учи билан қўзғалмас девор оралиғига қистирилган стерженнинг узунлиги ўзгармайди, яъни қанчага чўзилса, шунча сиқилади.

$$\Delta l_t + \Delta l_p - \Delta l_R = 0. \quad (5)$$

Реакция кучларини топиш

$$\sum X = R_A - R_B = P = 0 \quad (1)$$

$$\Delta l_p = \frac{P \cdot l_2}{E \cdot F} = \frac{110 \cdot 4 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^2} = 0,18 \text{ мм} \quad (2)$$

$$\Delta l_t = (l_1 + l_2) \cdot \Delta t \cdot \alpha_n = (1400 + 4000) \cdot 50 \cdot 125 \cdot 10^{-7} = 11,25 \quad (3)$$

$$\Delta l_R = \frac{Rl_2}{E \cdot F} + \frac{Rl_1}{EF} \quad (4)$$

$$\Delta l_p + \Delta l_t = \Delta l_R \quad (5)$$

$$R_A = \frac{11,43}{\frac{l_1}{E_n F_1} + \frac{l_2}{E_n F_2}} = \frac{11,43}{\frac{14 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 1650} + \frac{4 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 1100}} = 18,9 \text{ кН} \quad (6)$$

Ички кучни топиш:

$$I \text{ уч. } \sum X = -N_1 + R_A = 0; \quad N_1 = R_A = 18,9 \text{ кН,}$$

$$II \text{ уч. } \sum X = -N_2 - P + R_A = 0; \quad N_2 = R_A - P = 8,9 \text{ кН.}$$

Кучланишни топамиз:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{F_1} = \frac{N_1}{1,5F} = \frac{18900}{1650} = 11,4 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{F_2} = \frac{N_2}{F} = \frac{8900}{1100} = 8,09 \text{ Н/мм}^2.$$

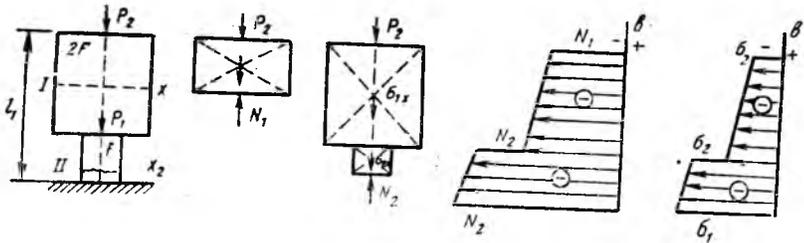
Мустақамликни текшириш ва керакли кесимни танлаш.

$$\sigma = \frac{N_1}{F} \leq [\sigma]_1 \quad F = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{18900}{130} = 145 \text{ мм}^2$$

Эслатма: Агар 2-масала шартида ҳароратнинг ўзгариши берилган бўлмаса, стержень фақат ўқ бўйлаб йўналган P куч таъсирида статик аниқ эмас масала бўлиб қолади. Бу ҳолда стерженнинг ҳарорат таъсиридан кенгайиши (Δl) ҳисобга олинмаган ҳолда ечилади. (3.5) формулаларга қаранг.

3- масала.

Погонали стерженни сиқилишга ҳисоблаганда ўз оғирлиги ҳам эътиборга олинган ҳолда (36-шакл) ички куч, кучланиш ва абсолют қисқариши топилсин. Эпюралари қурилсин. Хавфли қирқимнинг мустақамлиги текширилсин ва $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ орасидаги фарқ жуда катта бўлса, бруснинг керакли кесим юзаси топилсин ҳамда материалдан иқтисод қилиш мумкинлиги аниқлансин.



36- шакл.

Берилганлар:

$$P_1 = 90 \text{ кН, } P_2 = 160 \text{ кН, } F = 4000 \text{ мм}^2.$$

$$l_1 = 60 \text{ м, } l_2 = 20 \text{ м, } [\sigma] = 150 \text{ Н/мм}^2$$

$$\gamma = 7,8 \cdot 10^{-5} \text{ Н/мм}^3; \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

Ички куч ва кучланишни кесиш методидан фойдаланиб топамиз:

$$I \text{ уч. } \sum X = N_1 - G_1 - P_2 = 0; \quad N_1 = G_{1x} + P_2 \quad (0 \leq x \leq l_1) \quad (1)$$

$$G_1 = F \cdot l_1 \cdot \gamma = 4000 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 7,8 \cdot 10^{-5} = 18,7 \text{ кН.}$$

$$G_1 = Fx\gamma.$$

$$x = 0 \text{ бўлса, } N_1 = P_2 = 160 \text{ кН;}$$

$$x = l_1 \text{ бўлса, } N_1' = P_2 + G_1 = 160 + 18,7 = 178,7 \text{ кН.}$$

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{2F_1} = \frac{160000}{8000} = 20 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_1' = \frac{N_1'}{2F_1} = \frac{178 \cdot 700}{8000} = 24,6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \quad (3)$$

$$II \text{ уч. } \sum X = N_2 - P_1 - G_1 - P_2 - G_{2x} = 0;$$

$$N_1 = P_1 + G_1 + P_2 + F_2 x_1 \gamma_2 \quad (0 \leq x_2 \leq l_2) \quad (2)$$

$$x_2 = 0, N_2 = P_1 + G_1 + P_2 = 90 + 18,7 + 160 = 268,7 \text{ кН;}$$

$$x_2 = l_2; N_2' = P_1 + G_1 + P_2 + F \gamma l_2 = 268,7 + 6,04 = 272,04 \text{ кН.}$$

$$G_{2x} = F \gamma l_2 = 4 \cdot 10^3 \cdot 7,8 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^4 = 6,04 \text{ кН.}$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{F} = \frac{268700}{400} = 67,25 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

$$\sigma_2' = \frac{N_2'}{F} = \frac{272000}{4000} = 68 \text{ Н/мм}^2. \quad (4)$$

III. Бруснинг абсолют сиқилишини топамиз (Гук қонунига асосан).

$$\Delta l_1 = -\frac{G_1 l_1}{2EF} = -\frac{18,7 \cdot 10^3 \cdot 6 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot 10^3} = -0,35 \text{ мм.}$$

$$\Delta l_2 = -\frac{G_1 l_2}{EF} = -\frac{18,1 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 10^3} = -0,47 \text{ мм.}$$

$$\Delta l_3 = -\frac{G_2 l_2}{2EF} = -\frac{6 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 10^3} = -0,04 \text{ мм.}$$

$$\Delta l_4 = -\frac{P_1 l_2}{EF} = -\frac{9 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 10^3} = -2,5 \text{ мм.}$$

$$\Delta l_5 = -\frac{P_2 l_2}{EF} = -\frac{16 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 10^3} = -4 \text{ мм.}$$

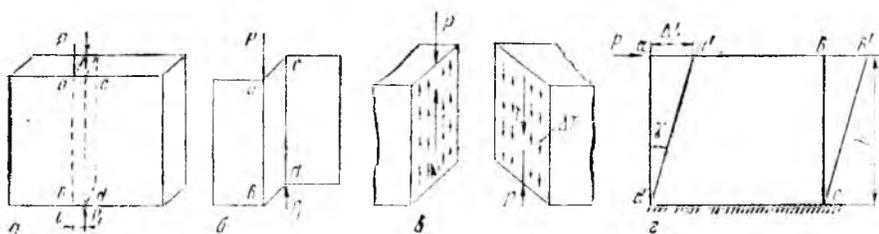
$$\Delta l_6 = \frac{P_2 \cdot l_1}{2E \cdot F} = \frac{16 \cdot 10^4 \cdot 6 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 10^3} = -4,3 \text{ мм.}$$

$$\Delta l_{\text{ум}} = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \Delta l_4 + \Delta l_5 + \Delta l_6 = -7,66 \text{ мм.}$$

III б о б. Силжиш

21-§. СИЛЖИШ ДЕФОРМАЦИЯСИННИНГ ҲОСИЛ БУЛИШИ ВА ХАРАКТЕРИСТИКАСИ

Стерженларни чўзилиш ва сиқилишга текширганда маълум бурчак остида ўтказилган текислик билан кесилган қия кесим юзада нормал ва уринма кучланишларнинг ҳосил бўлишини кўрган эдик (13- шакл, 2 га қаранг).



37- шакл.

Машина қисмлари иш даврида, баъзида фақат уринма кучланиш таъсирида бўлиб, унинг таъсиридан кесимлар силжиши, кесилиши ёки ёрилиши мумкин. Силжиш деформацияси призматик брусга кўндаланг йўналишда жуда яқин масофада иккита қарама-қарши куч таъсир этганда ҳосил бўлади (37- шакл, а, б). Кўндаланг P ва P_1 кучлар таъсирида a в кесим c d кесимга nisbatan силжиганини 37-шакл, б дан кўриш қийин эмас. Бу призматик стержень кучни орттириш натижасида a в ва c d текисликлар оралиғида кесилади. Болт ёки парчин миҳларнинг кесилишга ишлаши бунга мисол бўла олади. Мўрт материалларни оддий сиқилишга текширишда намуна ўқи билан 45° бурчак ҳосил қилган кесим бўйича таъсир этувчи уринма кучланиши ($\tau_{\text{шак}}$) таъсирида ёрилиши ҳам бунга мисол бўла олади. Кесилган кесим юзасида юза текислиги бўйлаб йўналган ички кучлар ҳосил бўлади. Агар бу ички кучларни (ΔT) юза бўйича тенг тақсимланган деб қарасак (37- шакл, в), у ҳолда юзада ҳосил бўлган уринма кучланишлар ички кучларнинг тенг таъсир этувчисининг ($T = \Sigma \Delta T$) умумий юзага бўлган nisbatiga тенг бўлади:

$$\tau = \frac{T}{F} \quad \text{ёки} \quad \tau = \frac{P}{F}.$$

22-§. СОФ СИЛЖИШДАГИ КУЧЛАНИШ ВА ДЕФОРМАЦИЯ. СИЛЖИШ УЧУН ГУК ҚОНУНИ

Қия текисликда ҳосил бўлган нормал ва уринма кучланишларни эътиборга олиб мураккаб кучланиш ҳолатидаги брусдан ромб шаклидаги элементни ажратсак, унинг қирраларида нормал ва уринма кучланишлар тенг бўлиб, ромб қиррасида чўзувчи нормал кучдан фақат уринма кучланиш қолганлигини кўрамиз (38- шакл).

Шундай қилиб a в c d элементнинг юзасида фақат уринма кучланишлар қолади. Шундай кучланиш ҳолатидаги a в c d элементнинг шакл ўзгариши соф силжиш дейилади. Фақат уринма кучланиш таъсир қилаётган юзага соф силжиш юзаси дейилади. Соф силжишга ишлаётган қирра куч таъсирида ўз шаклини ўзгартиради. Масалан, призматик шаклни бир томонини ерга маҳкамлаб, иккинчи қарама-қарши томонига куч таъсир эттирсак (37- шакл, г) a нуқтанинг a' нуқтага силжиганини кўрамиз. a a' абсолют силжиш

дейилади. $\Delta l = \Delta l$ абсолют силжишнинг баландлик h га бўлган нисбати силжиш натижасида ҳосил қилинган γ бурчакнинг тангенсини беради:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta l}{h}.$$

Бурчак γ жуда кичик бўлганлиги учун бурчак тангенсини ҳисобга олмаса ҳам бўлади, у ҳолда юқоридаги формула қуйидагича ёзилади:

$$\frac{\Delta l}{h} = \gamma.$$

Силжиш бурчаги γ га *нисбий силжиш* дейилади.

Силжишга ўтказилган тажрибалар кўрсатадики, абсолют силжиш материалларнинг эластиклик чегарасидаги деформацияда силжитиш кучи P билан оралиқ h га тўғри пропорционал бўлиб, кесим юзасига тескари пропорционалдир:

$$\Delta l = \frac{Ph}{GF}, \quad (1)$$

бунда $1/G$ — пропорционаллик коэффициенти; G — силжишдаги эластиклик модули; GF — юза биқрлиги.

Силжишдаги эластиклик модули G материалнинг кўндалаяқ силжишга қаршилик кўрсатиш қобилиягини характерлайди ва у кучланиш ўлчов бирлигида ўлчанади. $\Delta l/h = \gamma$ ва $P/F = \tau$ эканлигини эътиборга олсак, юқоридаги (1) формула қуйидаги кўринишни олади:

$$\tau = G \gamma \quad (2)$$

Демак, уринма кучланиш нисбий силжишга тўғри пропорционал бўланишда бўлади.

(1) ва (2) формулалар силжиш учун *Гук формуласи*, уларнинг пропорционаллик қонуни *Гук қонуни дейилади*.

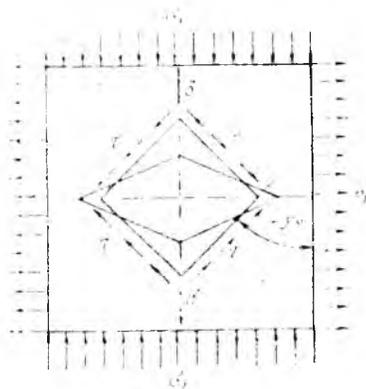
Изотроп материалларнинг эластиклигини характерлайдиган, чўзилиш ва сиқилишдаги E , силжишдаги G эластиклик модули ва кўндаланг деформация коэффициенти (Пуассон коэффициенти) μ қиймат билан қуйидагича боғланишда бўлади.

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}.$$

Агар пўлат учун $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ ва $\mu = 0,3$ эканини эътиборга олсак силжишдаги эластиклик модули

$$G = \frac{2,1 \cdot 10^5}{2(1 + 0,3)} \approx 0,8 \cdot 10^5 = 8 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$$

ёки $G = 0,4 E$ экани келиб чиқади.



38- шакл.

23-§. СИЛЖИШДАГИ РУХСАТ ЭТИЛГАН КУЧЛАНИШ

Конструкция қисмларини силжиш, кесилиш ва ёрилишга ҳисоблашда уларни шу хилдаги емирилишдан сақлаш ёки унинг олдини олиш масаласи туради. Конструкция қисмларининг мустаҳкамлиги қуйидаги тенгсизликни қаноатлантирганда қониқарли деб ҳисобланади:

$$\tau_{\max} \frac{P}{F} \leq [\tau].$$

Бунда $[\tau]$ — кесилишдаги рухсат этилган кучланиш. Кесилишдаги рухсат этилган кучланиш ҳам чўзилиш ва сиқилишдаги сингари тажриба йўли билан аниқланиши мумкин. Лекин силжиш, кесилиш деформацияларининг соф ҳолда учрамаслиги бу имкониятларни бермайди. Кўпинча силжиш бошқа хил деформациялар (эгилиш ва бошқа) билан бирга учрайди. Демак, силжиш деформациясидаги қисмлар текис мураккаб кучланиш ҳолатида бўлади. Силжиш деформациясининг текис мураккаб кучланиш ҳолатида бўлишини эътиборга олиб, рухсат этилган кучланишни мустаҳкамлик назарияларига асосланиб чўзилиш ва сиқилиш деформациясидаги рухсат этилган кучланиш орқали топилади:

1. Биринчи мустаҳкамлик назариясига асосан:

$$\sigma_1 = \tau \leq [\sigma] \quad \text{ёки} \quad [\tau] \leq [\sigma],$$

яъни силжишдаги рухсат этилган кучланиш чўзилишдаги рухсат этилган кучланишдан катта бўлмаслиги керак.

2. Иккинчи мустаҳкамлик назариясига асосан:

$$\sigma_1 - \mu \sigma_3 = (\tau + \mu\tau) \leq [\sigma].$$

Пулат учун $\mu = 0,3$ эканни эътиборга олсак, уринма рухсат этилган кучланиш $1,3\tau \leq [\sigma]$ ёки $[\tau] \leq 0,77[\sigma]$ экани келиб чиқади.

3. Учинчи мустаҳкамлик назариясига асосан:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \tau - (-\tau) = 2\tau \leq [\sigma].$$

ёки

$$[\tau] \leq 0,5[\sigma].$$

Юқоридагиларни ҳисобга олиб умумий ҳолда уринма рухсат этилган кучланиш қуйидагича қабул қилинади.

Мўрт материаллар учун:

$$[\tau] = (0,8 \div 1) \cdot [\sigma].$$

Пластик материаллар учун:

$$[\tau] = (0,5 \div 0,6) \cdot [\sigma],$$

бунда $[\sigma]$ — чўзилиш ва сиқилишдаги рухсат этилган кучланиш.

24-§. ЭЗИЛИШ

Эзилиш деформацияси сиқилиш деформациясининг бир кўриниши бўлиб, у силжиш деформацияси билан бирга учрайди. Кесимларнинг силжиши кучларнинг кичик бир юзага концентрациялани-

шига олиб келади. Натижада эзилиш содир бўлади. Эзилишни ҳисобга олмаслик машина қисмлари иш режимининг бузилишига олиб келади.

Масалан, пахта териш машинаси шпиндели пастки тирак подшипнигининг (палец) эзилиши натижасида емирилиши шпинделнинг нотекис айланишига олиб келади, бу эса ўз навбатида пахтанинг чала терилишига ва тўкилишига сабаб бўлади. Машина қисмларининг эзилишга мустаҳкамлиги юмшоқ материал учун қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{33} = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{33},$$

бунда $[\sigma]_{33}$ — материалларнинг эзилишга рухсат этилган кучланиши. Рухсат этилган кучланиш $[\sigma]_{33}$ сиқилишдаги рухсат этилган кучланиш орқали қуйидагича боғланган:

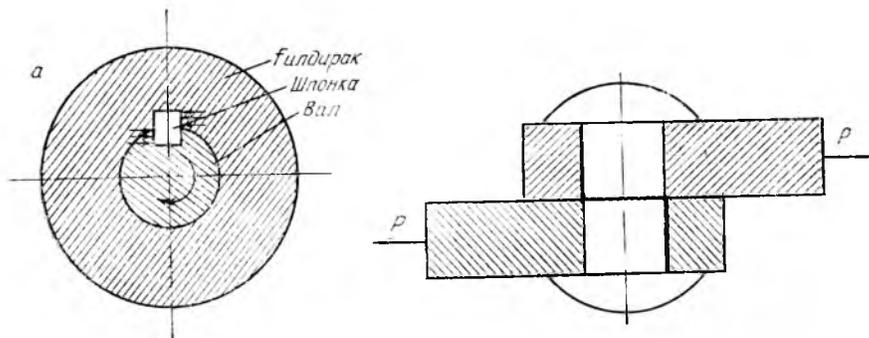
$$[\sigma]_{33} = (2 \div 2,5) [\sigma],$$

(2 ÷ 2,5) — коэффициент эзилишнинг сиқилишга нисбатан ҳажмий эканини кўрсатади.

25-§. СИЛЖИШ ДЕФОРМАЦИЯСИДАГИ ДЕТАЛЛАРНИ ҲИСОБЛАШ ТАРТИБИ

Юқорида айтиб ўтилгандек силжиш деформацияси кесилиш, ёрилиш ва эзилиш деформациялари билан бирга келади. Масалан, вал айланма ҳаракатни шкивга, тишли ғилдиракка ва муфтага узатишда вал билан ғилдирак тешиги оралиғидаги ариқчага (пазга) кийдирилган шпонка бутун узунлиги бўйича эзилиши, кесилиши ёки ёрилиши мумкин (39-шакл, а). Шу жумладан икки детални бириктирувчи болт, парчин мих, штифтларга геометрик ўқлари бўйича тик йўналишда куч таъсир этганда улар эзилишга ва кесилишга ишлайди (39-шакл, б). Устма-уст уланган пайванд бирикмаларда пайванд чок ҳам силжиш ва кесилишга ишлайди.

Шундай қилиб, деталларни бириктиришда ишлатиладиган шпонка, штифт, парчин мих, болт, пайванд чок қисмлари ташқи куч



39- шакл.

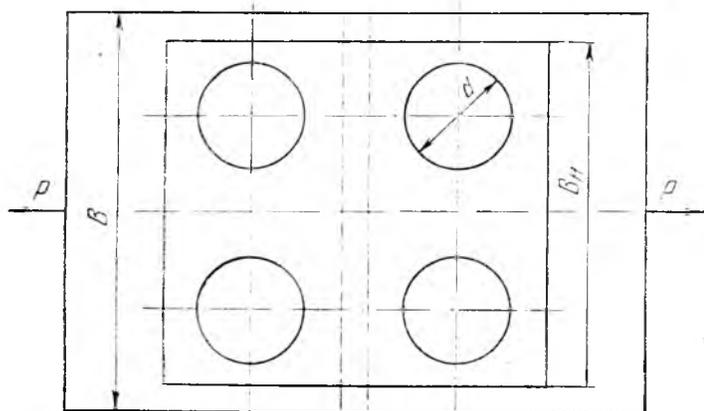
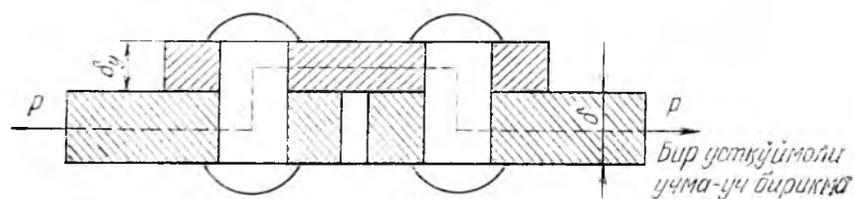
таъсирида силжиш деформациясига ишлар экан. Биз қўйида парчин михли ва пайванд бирикмаларни ҳисоблаш билан танишамиз. Бирикмаларни ҳисоблаш деганда уларнинг мустаҳкамлигини таъминлаш, ўлчамларини аниқлаш ва юк қўтара олиш қобилиятини топиш тушунилади.

Парчин михлар одатда, бирикма чокининг вазифаси ва парчинланаётган мих материалига қараб, юмшоқ пўлатдан, мисдан, алюминийдан ва бошқа қотишмалардан ясалади.

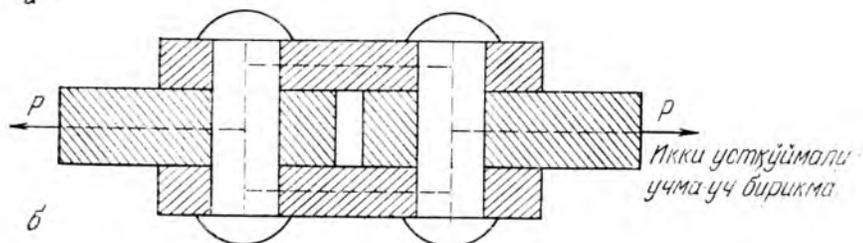
26-§. ПАРЧИН МИХЛИ БИРИКМАЛАРНИ ҲИСОБЛАШ

Парчин михли бирикмалар икки хил бўлади:

1. Учма-уч уланган бирикмалар (40- шакл);
2. Устма-уст уланган бирикмалар (41- шакл).

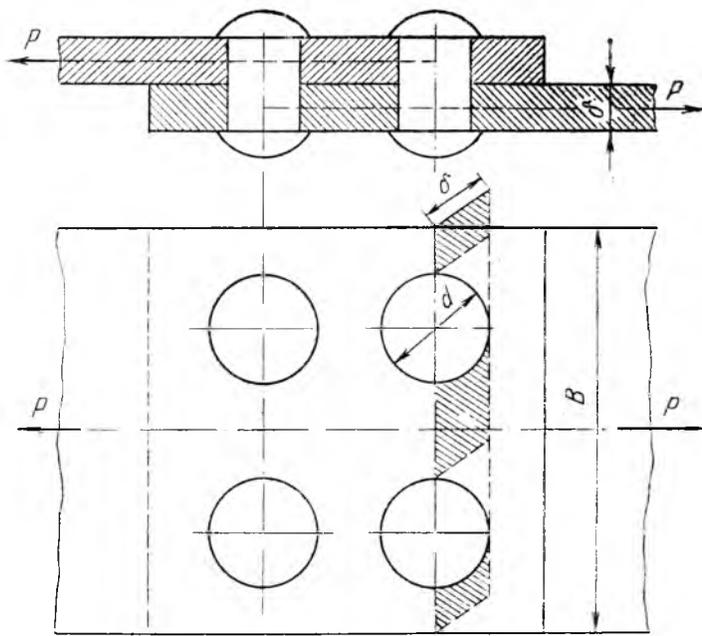


а



б

40- шакл.



41- шакл.

Агар листлар бир текисликка қўйилиб, устқўйма орқали бириктирилса, бундай бирикма *учма-уч бирикма* дейилади. Агар икки лист бир-бирининг устига қўйилиб бириктирилса, бундай бирикма *устма-уст бирикма* дейилади.

Бир устқўймали учма-уч бирикмада ва устма-уст бирикмада парчин миҳ ўқиға тик йўналишда, бирикмага чўзувчи ёки сиқувчи кучлар таъсир этиши мумкин. Бу кучларнинг бир листдан иккинчи листга ўтиш схемаси пунктирли чизиқлар билан кўрсатилган. Куч таъсир чизиқларидан кўриниб турибдики, парчин миҳ бир-биринг жуда яқин қарама-қарши кучлар таъсирида бўлар экан. Бу кучлар таъсирида парчин миҳ листлар оралиғида кесилиб, лист тешигининг тегишган деворида эзилади.

Парчин миҳнинг кесилишга ҳисоби унинг мустаҳкамлик шартидан топилади.

$$\tau_{\kappa} = \frac{P}{F} \leq [\tau]_{\kappa},$$

бунда $F = n F_{\kappa}$ — умумий кесилиш юзаси.

$F_{\kappa} = \pi d^2/4$ — битта парчин миҳнинг кўндаланг кесим юзаси. Буларни қўриғига қўйсак

$$\tau_{\kappa} = \frac{P}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_{\kappa}.$$

Парчин михлар сони:

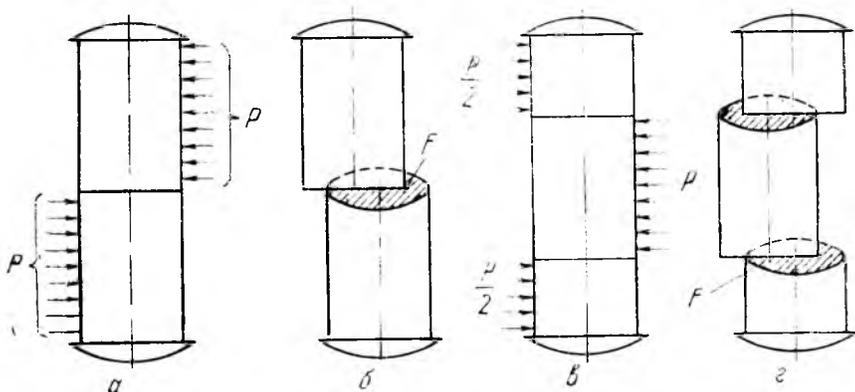
$$n = \frac{4 P}{[\tau]_K \cdot \pi d^2}.$$

Парчин михнинг диаметри:

$$d = \sqrt{\frac{4 P}{\pi n \cdot [\tau]_K}}.$$

Юқорида кўрилган мисолда парчин мих бир текисликда кесилади, у бир кесимли парчин михли бирикма дейилади (40- шакл, а, 41- шакл, 39- шакл, а, б).

Икки устқўймали учма-уч бирикмада парчин мих икки текисликда кесилади (40- шакл, б, 42- шакл, в, г). Бундай ҳолда умумий кесилиш юзаси $F = 2 n F_K = 2 n \frac{\pi d^2}{4}$. Бу қийматни мустақкамлик шарти формуласига қўйасак:



42- шакл.

$$\tau_K = \frac{P}{2 n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_K.$$

Парчин михлар сони

$$n = \frac{2 P}{[\tau]_K \cdot \pi d^2}$$

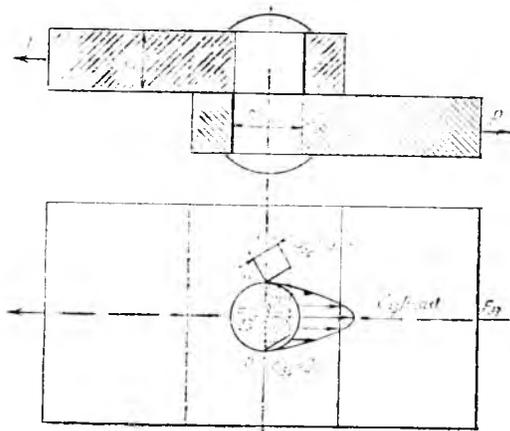
Парчин мих диаметри

$$d = \sqrt{\frac{2 P}{\pi n [\tau]_K}}.$$

27- §. ПАРЧИН МИХНИ ЭЗИЛИШГА ҲИСОБЛАШ

Парчин михнинг диаметри лист тешигининг диаметрига қараганда кичик бўлади. Шунинг учун бирикма куч таъсирида бўлганида парчин-михнинг стержень қисми тешик деворларининг куч йўналишига қара-

ма-қарши томонига тегиб эзила бошлайди (40-шакл). Эзилиш юзасини топиш учун парчин мих кесимининг лист тешиги ичида бир томонга сурилиб қолишини, ярим ёй бўйича листга тўлиқ тега олмаслигини ва тегиш нуқтасининг c чуқурлигида кучланиш максимал бўлиб, «а» ва «b» нуқталарда эса эзилиш кучланиши нолга тенг бўлишини эътиборга олсак, эзилиш юзасини кучланишнинг ўртача қиймати-га тўғри келадиган, тахминан тешик диаметридан ўтувчи текислик юзасида қабул қилиш мумкин, яъни $F_{эз} = d \delta$.



43-шакл.

Парчин михнинг диаметри ёки михлар сони эзилиш учун мустақамлик формуласидан фойдаланиб топилади:

$$\sigma_{эз} = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{эз},$$

бунда $F = nF_{эз} = nd \delta$ — умумий эзилиш юзаси; $F_{эз} = d \delta$ — битта парчин михнинг эзилиш юзаси қалинлиги кичик бўлган лист учун ҳисобланади, n — парчин михлар сони. Демак, $\frac{P}{nd \delta_{\min}} \leq [\sigma_{эз}]$, бундан

$$n = \frac{P}{d \delta_{\min} \cdot [\sigma]_{эз}}.$$

28-§. ПАРЧИН МИХЛИ БИРИКМАНИ ҲИСОБЛАШ СХЕМАСИ

Ҳисоблаш қуйидаги тартибда олиб борилади:

1. Бирикманинг мустақамлигини таъминлай оладиган парчин михлар сони (агар диаметри берилган бўлса) ёки диаметри (агар михлар сони берилган бўлса) топилади.

2. Топилган диаметр ГОСТ бўйича солиштириб, яқинининг каттаси танланади.

3. Парчин михларнинг сони ва диаметри топилгандан сўнг, унинг мустақамлиги кесишишга ва эзилишга текширилади.

4. Парчин михли бирикмада михлар учун листларда тешиклар тешилади, бу тешиклар лист мустақамлигини камайтириши мумкин (38-шаклда пунктир билан кўрсатилган юза). Уз навбатида бу хавfli кесимларнинг мустақамлиги чўзилиш ва сиқилишга текширилади:

$$\sigma = \pm \frac{P}{F} \leq [\sigma],$$

бунда F — листнинг хавфли кесим юзаси

$$F = B\delta - zd\delta,$$

z — бир қаторга тушган максимал парчин миҳлар сони (41-шакл).

29-§. ПАЙВАНД БИРИКМАЛАРНИ ҲИСОБЛАШ

Пайванд бирикма ҳам парчин миҳли бирикма сингари, ажралмайдиган бирикмалар қаторига кириб, бундай бирикма бир қанча афзалликлари туфайли ҳозирги вақтда кенг тарқалган. Унинг афзалликлари: пайвандланган чок фойдали юза ҳисобланади, нисбатан енгил, чоклар зич бўлгани туфайли суюқлик ва газларни ўтказмайди, конструкцияси содда, арзон ва б. Пайванд бирикма ҳам парчин миҳли бирикма сингари икки хил бўлади.

1. Учма-уч пайванд бирикма (44-шакл);

2. Устма-уст пайванд бирикма (45-шакл).

Учма-уч пайванд бирикмада пайвандланган листлар бир текисликка қўйилиб, оралиқ-тирқиш пайванд чок (электрод) билан тўлдирилади. Пайванд чок уланадиган листларнинг қалинлигига қараб ҳар хил бўлади.

1. Листлар қалинлиги $\delta = 8$ мм гача бўлганда пайванд чок қалинлиги 1,5 мм (44-шакл, а);

2. Листлар қалинлиги $\delta = 10 \div 16$ мм бўлганда — 1,5 ÷ 2 мм (44-шакл, б);

3. Листлар қалинлиги $\delta = 12 \div 40$ мм оралиқда бўлганда — 2—3 мм бўлади (44-шакл, в). Бунда пайванд чок x шаклида, яъни икки томонлама пайванд қилинади.

Учма-уч бирикмалар чўзилиш ёки сиқилиш деформациясига ишлайди. Чокнинг мустаҳкамлиги қуйидаги формула ёрдамида текширилади:

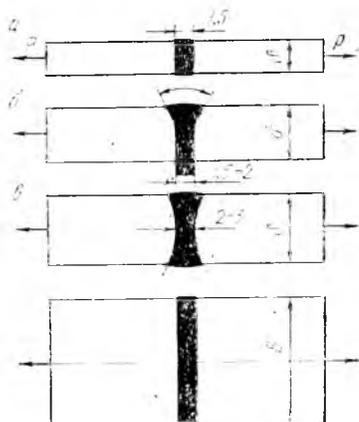
$$\sigma' = \frac{P}{F} \leq [\sigma'],$$

бунда σ' — чок кесим юзасида ҳосил бўладиган ҳақиқий кучланиш; $[\sigma']$ — чок материали учун рухсат этилган кучланиш. У лист материалнинг рухсат этилган кучланиши орқали қуйидагича олинади: чўзилишга ишлаётган чок учун $[\sigma]'_q = (0,6 \div 0,8)[\sigma]$; сиқилишга ишлаётган чок учун $[\sigma]'_c = (0,75 \div 0,9)[\sigma]$; лист материалнинг рухсат этилган кучланиши $[\sigma]$; чок кесимининг юзаси $F = \delta l$, бунда l — пайванд чокнинг узунлиги. Мустаҳкамликни текшириш формуласи ёрдамида бирикманинг юк кўтариш қобилияти топилади:

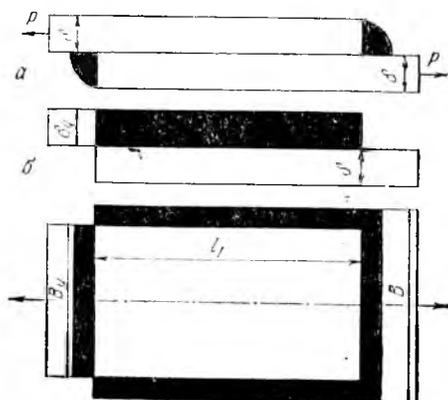
$$P'_q \leq F[\sigma]'_q = \delta l \cdot [\sigma]'_q.$$

Берилган юкни кўтара олиш учун керак бўлган чокнинг узунлиги:

$$l = \frac{P}{\delta[\sigma]'_q}.$$



44- шакл.



45- шакл.

Масала: Учма-уч пайванд бирикма куч P таъсиридан чўзилади (44-шакл). Рухсат этилган кучланиш $[\sigma]_q = 150 \text{ Н/мм}^2$ бўлса, шу юкни кўтарга оладиган бирикма лейиҳалансин.

Ечиш: 1. Пайванд чок учун рухсат этилган кучланишни топамиз:

$$[\sigma]'_q = 0,7 [\sigma]_q = 0,7 \cdot 150 = 105 \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right].$$

2. Чок узунлигини топиш формуласидан пайванд чокнинг узунлигини топамиз:

$$l = \frac{P}{\delta [\sigma]'_q} = \frac{60000}{6 \cdot 105} = 95 \text{ мм.}$$

Листнинг энни чок узунлигига тенг қилиб оламиз $l = b = 95 \text{ мм}$.

Устма-уст пайванд бирикмада листлар бир-бирининг устига қўйилиб, олд томонидан ёки ён томонидан пайванд қилиниши мумкин (45-шакл, а, б). Бунда пайванд чок валик шаклида бўлиб, деформацияланганда чок баландлигининг энг кичик жойидан кесилади. Пайванд чокнинг мустақкамлиги қуйидаги формула асосида текширилади:

$$\tau'_k = \frac{P}{F} \leq [\tau]'_k,$$

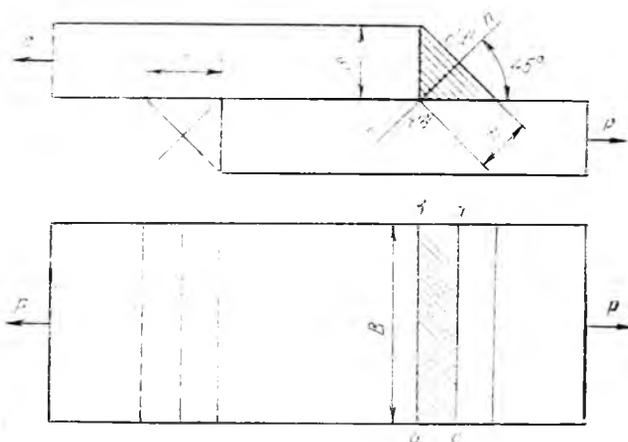
бунда $[\tau]'_k$ — чокнинг кесилиш учун рухсат этилган кучланиши. У бирикма листларнинг чўзилишга рухсат этилган кучланиши орқали қуйидагича қабул қилинади:

$$[\tau]'_k = (0,5 \div 0,6) [\sigma]_q.$$

Чокнинг кесилиш юзаси

$$F = ml,$$

бунда m — чокнинг хавфли кесим баландлиги.



46- шакл.

Чок учбурчак шаклида бўлиб, ундан ўтган биссектриса $n-n$ те-
кислиги орқали кесилади (46- шакл);

$$m = K \cdot \cos 45^\circ = \delta \cdot \cos 45^\circ = 0,7 \delta.$$

Демак, кесилиш юзаси $F = ml = 0,7 \delta l$ га тенг. F кесим юзасинг
қийматини мустаҳкамлик формуласига қўйсак, қуйидаги келиб чиқади:

$$\tau'_k = \frac{P}{0,7 \delta l} \leq [\tau]'_k.$$

Буида пайванд чокнинг узунлигини топиш мумкин:

$$l = \frac{P}{0,7 \delta [\tau]'_k}.$$

Силжиш деформациясига оид масалаларни ечиш

1- масала. Қривошип-ползушли механизмда шатун қривошип би-
лан шарнирли биркади. Агар бу бирикши 47- шаклда кўрсатилга-
нидек бўлиб чекка вазиятда бўлса, берилган нагрузкада кесилиш
ва эзилишга чидай оладиган бармоқнинг диаметри топилин
(II бобдаги 1- масалага қаранг).

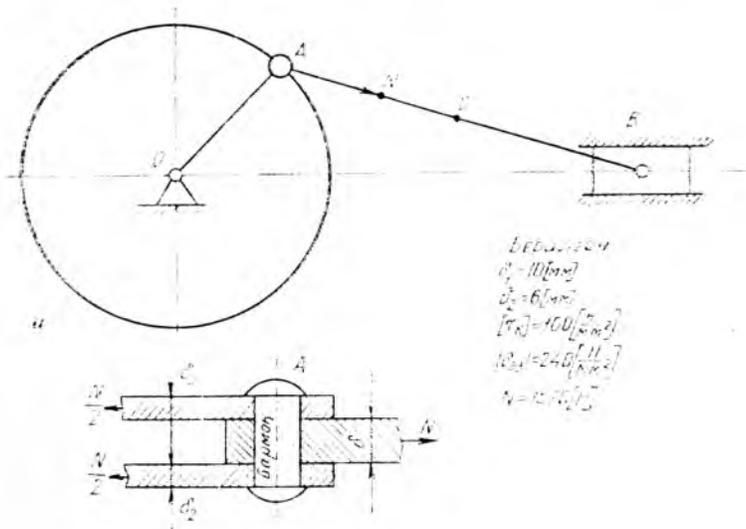
Е ч и ш. 1. Бармоқнинг диаметри кесилиш учун мустаҳкамлик
шарти формуласи ёрдамида топилиши мумкин:

$$\tau_k = \frac{N}{2F} \leq [\tau]_k,$$

буида F — бармоқнинг кесим юзаси; 2 — бармоқнинг икки кесимда ке-
силишини кўрсатувчи сон.

$$\text{Демак, } \frac{N}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_k,$$

Буида



47-шакл.

$$d = \sqrt{\frac{2N}{\pi[\tau]_K}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1570}{3,14 \cdot 100}} \approx 3,2 \text{ мм.}$$

2. Кривошип ва шатун ҳалқаларининг бармоқ билан биргаликда тегишган юзаларининг эзилишини эътиборга олиб, эзилиш учун мустаҳкамлик шартини формуласи ёрдамида бармоқ диаметрини толамиз. Бунда $2\delta_2 > \delta_1$ бўлиб икки ҳалқа кўпроқ эзилиши мумкин, яъни хавфли ҳисобланади:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{N}{F_{\text{сж}}} \leq [\sigma]_{\text{сж}},$$

бунда $F_{\text{сж}} = d\delta_1$ — минимал эзилиш юзаси.

Демак,

$$\frac{N}{\delta_1 d} \leq [\sigma]_{\text{сж}},$$

бунда

$$d = \frac{N}{\delta_1 [\sigma]_{\text{сж}}} = \frac{1570}{10 \cdot 240} = 0,7 \text{ мм.}$$

Кесириш ва эзилишдаги мустаҳкамлик шартидан бармоқ диаметрининг иккита қўймати топилади. Булардан каттаси мустаҳкамликни таъминлаши мумкин. Шунинг учун $d = 3,2$ мм деб қабул қилинади. Топилган диаметрни яхлитлаб ($d = 4$ мм) оламиз.

2-масала. Бирлаштириладиган лист Ст3 маркали пўлатдан ясалган. Агар таъсир қилаётган куч (чўзувчи) $P = 400$ кН ва листнинг қалъинлиги $\delta = 12$ мм бўлса (44-шакл, б) учма-уч бирлашган бирикмадаги пайванд чокни ҳисобланг.

Ечнш: 1. Пайванд қилинадиган деталнинг (Ст3 маркали пўлат) рухсат этилган кучланишини толамиз. Бунинг учун справочникдан пўлатнинг оқш чегарасидаги кучланишини $\sigma_{ок} = 240 \text{ Н/мм}^2$ олиб, эҳтиётлик коэффициентни $[n]$ ни $1,5 \div 2,5$ оралиғида танлаб оламиз. Агар, юк бутун лист кесими бўйича тенг тақсимланади, яъни $[n] = 1,5$ деб олсак, у ҳолда:

$$[\sigma]_{чғз} = \frac{\sigma_{ок}}{[n]} = \frac{240}{1,5} = 160 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

2. Пайванд чок учун рухсат этилган кучланиш:

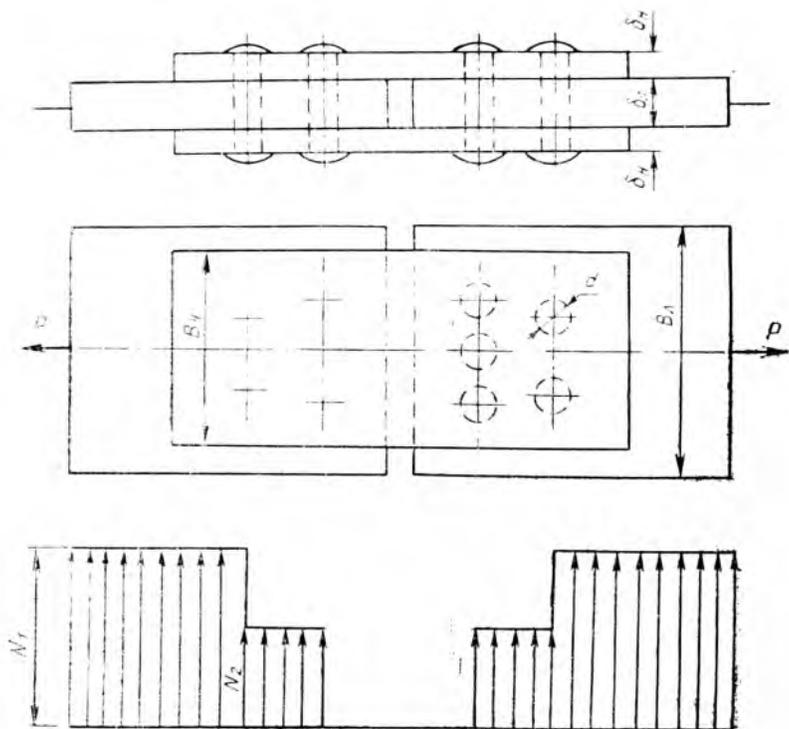
$$[\sigma]_{чғз}' = 0,6[\sigma]_ч = 0,6 \cdot 160 = 96 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

3. Мустаҳкамлик формуласи:

$$\sigma_{чғз}' = \frac{P}{\delta l} \leq [\sigma]_{чғз}'$$

Бу формуладан листнинг эни B ни толамиз. U чок узунлигига тенг қилиб олинади. $B = l$, яъни

$$l \geq \frac{P}{\delta [\sigma]_{чғз}'} = \frac{400\,000}{12 \cdot 96} = 347 \text{ мм.}$$



48-шакл.

$l = 350$ мм қилиб яхлитлаб оламиз.

Листдаги ҳақиқий кучланиш:

$$\sigma_{\text{чўз}} = \frac{P}{\delta \cdot l} = \frac{400\,000}{12 \cdot 350} = 95,2 \text{ Н/мм}^2,$$

яъни лист катта заҳира билан ишламоқда.

3-масала.

I. Парчин миҳли брикманнинг (48-шакл) юк кўтариш қобилияти (рухсат этилгани) чўзилишга, эзилишга, қирқилишга мустаҳкамлик шартидан топилсин?

Берилган: $l_1 = 240$ мм; $l_n = 210$ мм; $\delta_1 = 13$ мм; $\delta_n = 8$ мм; $d = 19$ мм; $n = 5$ дона; $[\sigma]_{\text{чўз}} = 140$ Н/мм²; $[\sigma]_{\text{эз}} = 240$ Н/мм²; $[\tau]_n = 100$ Н/мм².

Е ч и ш:

I. Чўзилишга мустаҳкамлик шартидан юк кўтариш қобилиятини текшираимиз.

$$\sigma_{\text{чўз}} = \frac{P}{F_{\text{мин}}} \leq [\sigma]_{\text{чўз}},$$

$F_{\text{мин}}$ — лист ($F_{\text{д}}$) ёки устқўйма (F_n) нинг заифлашган юзаси.

$$P = [\sigma]_{\text{чўз}} \cdot F_{\text{мин}};$$

$$F_{\text{д}} = B_{\text{д}} \cdot \delta_1 - 3d \delta_1 = \delta_1 \cdot (B_{\text{д}} - 3d) = 13 \cdot (240 - 3 \cdot 19) = 13 \cdot 183 = 2376 \text{ мм}^2;$$

$$F_n = (B_n \delta_n - 3d \delta_n) \cdot 2 = 2 \cdot (240 \cdot 8 - 3 \cdot 19 \cdot 8) = 213 \text{ мм}^2;$$

$$P = [\sigma]_{\text{чўз}} \cdot F_{\text{мин}} = 149 \cdot 2136 = 299040 \text{ Н} = 299,04 \text{ кН}.$$

II. Эзилишдаги мустаҳкамлик шартидан парчин миҳнинг юк кўтариш қобилиятини аниқлаймиз.

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P}{n F_{\text{эз}}} \leq [\sigma_{\text{эз}}].$$

$$F_{\text{эз}} = \sigma_{\text{эз}} \cdot d = 13 \cdot 19 = 247 \text{ мм}^2.$$

$F_{\text{эз}}$ — парчин миҳнинг эзилиш юзаси.

$$P = [\sigma]_{\text{эз}} \cdot F_{\text{эз}} \cdot n = 240 \cdot 247 \cdot 5 = 59280 = 59280 \cdot 5 = 296400 \text{ Н} = 296,4 \text{ кН}.$$

III. Парчин миҳнинг қирқилишга мустаҳкамлик шартидан юк кўтариш қобилиятини ҳисоблаймиз:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{P}{m \cdot n \cdot F_{\text{кр}}} \leq [\tau]_{\text{кр}}.$$

$F_{\text{кр}}$ — парчин миҳнинг қирқилиш юзаси,

m — қирқилишлар сони.

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 19^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 361}{4} = 283,3 \text{ мм}^2.$$

$$P = [\tau]_{\text{кр}} \cdot m \cdot n \cdot F_{\text{кр}} = 100 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 283 = 283000 = 283 \text{ кН}.$$

Рухсат этилган нагрузка $P_{\text{мин}} = 283$ кН.

IV. Лист учун ички куч эпюрасини кўрамиз (фикран қўрамиз)
 $N_1 = P = 283000 \text{ Н.}$

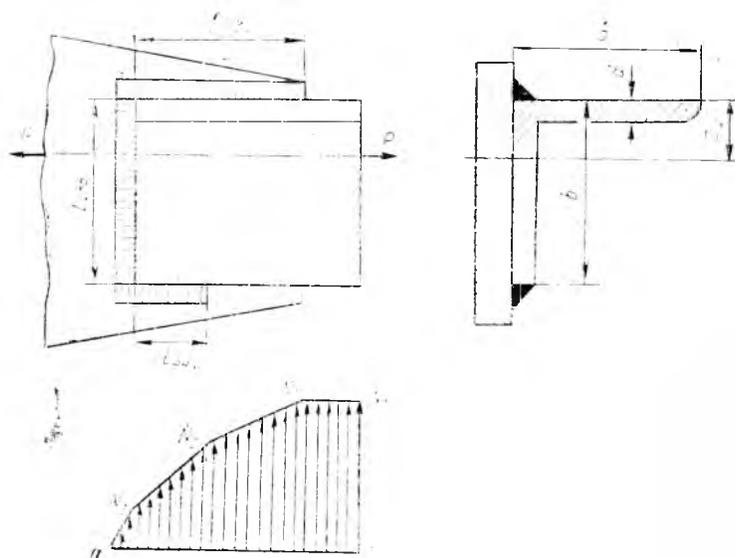
$$N_2 = P - \frac{2P}{n} = \frac{3P}{5} = \frac{3 \cdot 283000}{5} = 169800 \text{ Н.}$$

$$N_3 = P - \frac{3P}{n} = \frac{2P}{5} = \frac{2 \cdot 283000}{5} = 113200 \text{ Н.}$$

3-масала: 49-шаклда берилган пайванд бирикманинг, бурчакликка қўйилган юкни беҳавотир кўтарилиши учун керак бўлган чок узунлиги топилсин ва конструктив жиҳатдан жойлаштирилсин? Бурчаклик номери 3,2;

Берилган: $N = 3,2$; $[\sigma]_{\text{ч}} = 120 \text{ Н/мм}^2$; $[\tau]_{\text{к}} = 60 \text{ Н/мм}^2$; $b = 32 \text{ мм}$; $d = 4 \text{ мм}$; $F_{\text{ю}} = 2,43 \text{ см}^2 = 243 \text{ мм}^2$; $z_0 = 0,94 \text{ см} = 9,4 \text{ мм}$.

1. Бурчаклик чўзилишига ишлатилиши ҳисобга олиб, мустаҳкамлик шартидан юк кўтариши қобилиятини топамиз.



49-шакл.

$$\sigma_{\text{ч.қ.з}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{\text{ч.қ.з}}$$

$$P = F \cdot [\sigma]_{\text{ч.қ.з}} = 243 \cdot 120 = 29160 \text{ Н.}$$

2. Пайванд чокнинг узунлигини қўқилишига мустаҳкамлик шартидан топамиз

$$\tau_{\text{к}} = \frac{P}{L_{\text{к}}} \leq [\tau]_{\text{к}}$$

$F_{кр} = 0,7 \cdot d l$ — чокнинг қирқилиши юзаси

$$\frac{P}{0,7 dl} \leq [\tau]_{кр}'$$

l — чокнинг умумий узунлиги

$$l = \frac{P}{0,7 \cdot d \cdot [\tau]_{кр}'} = \frac{29160}{0,7 \cdot 4 \cdot 60} = 173,6 \text{ мм.}$$

Чокнинг умумий узунлигини бирикманинг конструктив хусусиятларига қараб олд ва ён чокларга ($l_{олд}$, $l_{ён_1}$, $l_{ён_2}$) бўлиб чиқамиз. $l_{ён_1} > l_{ён_2}$, чунки бурчакликнинг оғирлик маркази кучнинг таъсир қилиш чизиғи — b баландлигининг ўртасидан ўтмайди.

3. $l_{олд} = b = 32$ мм — олд чок узунлиги, «б» бурчаклик баландлигига тенг қилиб олинади. Демак, умумий узунлик қуйидагича тақсимланади.

$$l = l_{олд} + l_{ён_1} + l_{ён_2} = 173,6 \text{ мм,}$$

ундан ён чоклар узунлигини топсак

$$l_{ён} = l_{ён_1} + l_{ён_2} = l - l_{олд} = 173,6 - 32 = 141,6 \text{ мм.}$$

4. Биринчи ($l_{ён_1}$) ён чок узунлигини топамиз, бунда P куч бурчаклик баландлигининг ўртасидан ўтмаслиги ҳисобга олинади.

$$l_{ён_1} = l_{ён} \cdot \frac{h - z_v}{b} = 141,6 \cdot \frac{32 - 9,4}{32} = 99,12 \text{ мм.}$$

Иккинчи ($l_{ён_2}$) ён чок узунлигини топамиз:

$$l_{ён_2} = l_{ён} \cdot \frac{z_0}{b} = 141,6 \cdot \frac{9,4}{32} = 41,064 \text{ мм.}$$

5. Бурчакликнинг кесим юзасига, узунлик бўйича, тўғри теглан чки кучни топамиз ва элкерасини қурамиз.

$$N_1 = P = 29160 \text{ Н.}$$

$[\tau]_{кр} \geq \frac{N}{0,7 \cdot d l_i}$ формуладан $N = 0,7 d [\tau]_{кр}' l_i$ фойдаланамиз.

l_i — қирқилган кесимдан қолган чок бўлағининг узунлиги.

$$N_2 = 0,7 \cdot d [\tau]_{кр}' \cdot (2 l_{ён_2} + l_{олд}) = 0,7 \cdot 4 \cdot 60 (2 \cdot 41,1 + 32) = 19185,6 \text{ Н.}$$

$$N_3 = 0,7 \cdot d [\tau]_{кр}' \cdot l_{олд} = 0,7 \cdot 4 \cdot 60 \cdot 32 = 5376 \text{ Н.}$$

IV б о б. Буралиш

50-§. БУРАЛИШ ДЕФОРМАЦИЯСИ ҲАКИДА ТУШУНЧА

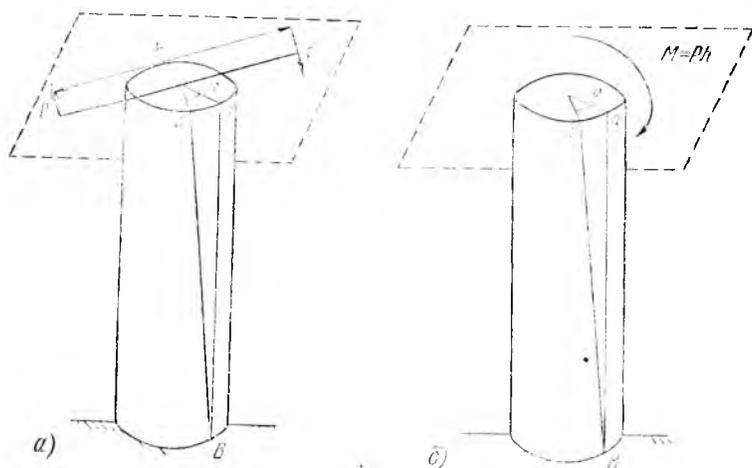
Агар бир учи билан қистирилган цилиндрик стерженнинг иккинчи эркин учига стерженнинг геометрик ўқиغا тик текисликда ётувчи жуфт куч таъсир эттирилса, стерженнинг эркин учи қистирилган учига нисбатан буралади. Демак, буралиш деформацияси содир

бўлади (50- шакл, а, б). Стержень сиртида олинган стержень ўқиға параллел a в чизик буралиш натижасида $a^1 b$ вазиятни олиб эркин учининг φ бурчакка буралганнини кўрсатади. φ бурчак буралиш бурчаги дейилади.

Мисол тариқасида гайкаға резбa очишни келтириш мумкин. Метчик воротокка тик ҳолда ўрнатилиб, резбa очилганда резбa тишининг воротокка кўрсатган қаршилиги ва бу қаршиликни енгиб метчикни айлантирувчи қўл кучи қарама-қарши буровчи моментларни ҳосил қилади. Демак, стержень икки учидан уч кесим текисликларида ётувчи қарама-қарши йўналишдаги жуфт кучлар таъсиридан ҳам буралар экан. Назарий механикада кучнинг елкаға кўпайтмасига момент дейилади ва у M ҳарфи билан белгиланади:

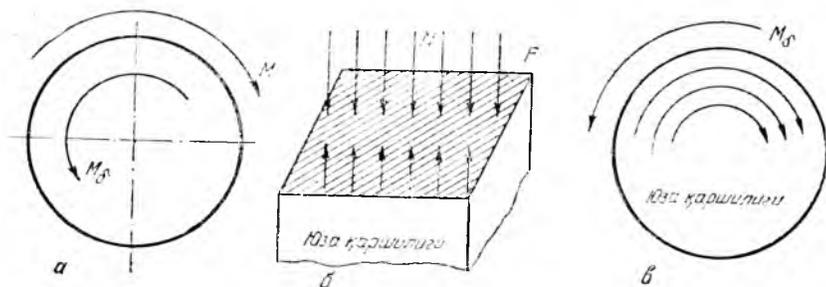
$$M = P \cdot h.$$

Буни эътиборға олсак, жуфт куч таъсирида буралади деганда стерженнинг моментини тушунмоқ керак (50- шакл, а, б). Стержень буровчи момент таъсирида буралади. Буралишга ишлаётган стерженлар текис айланма ҳаракатда ёки тинч ҳолатда бўлганларида, ташқи буровчи моментлар таъсирида мувозанатда бўлади.



50- шакл.

Буралиш деформациясида ҳам, сиқилиш ва чўзилиш деформациясидаги сингарй ички кучнинг кучланиши ва деформация қийматлари кесим методи ва Гук қонуни асосида аниқланади. Стерженнинг деформацияси материалларнинг эластиклик чегарасида текширилади. Буралиш деформациясига ишлайдиган цилиндрик стерженга вал дейилади. Буралишдан ҳосил бўлган ички буровчи момент кесим текислигида ётиб, ташқи момент йўналишига тескари йўналишда айланма ҳаракатда бўлади (51- шакл, а). Ташқи ва ички моментларни бир-биридан фарқ қилиш учун ташқи моментни



51-шакл.

M ҳарфи билан, ички моментни M_δ (ички буровчи момент) билан белгилаймиз.

Бизга маълумки, сиқилиш деформациясидаги ички куч кўндаланг кесим юзага тик йўналишда таъсир этади (51-шакл, б). Юзанинг шу кучни кўтаришини характерласак, юза нуқталаридан куч йўналишига қарама-қарши йўналишдаги вектор чиқиқларни чиқаришимиз мумкин (юза векторли қиймат эмас). Демак, юза кучни кўтариш учун хизмат қилади. Худди шу ўхшатишни буровчи момент йўналишидаги доира юза қаршилиги учун қўлласак юза нуқталари доира марказига нисбатан айланма ҳаракатда бўлишини кўрамиз (51-шакл, в). Бу айланма ҳаракатдаги қаршилик кўрсатувчи юзага *буралишдаги қаршилик моменти* дейилади. Демак, бу ҳилдаги юзаларни билмасдан туриб, буралиш деформациясини ўрганиш қийин. Қуйида биз шунга ўхшаш тексликларнинг баъзи бир геометрик характеристикалари билан танишамиз.

31-§. ТЕКИС КЕСИМ ЮЗАЛАРИНИНГ ГЕОМЕТРИК ХАРАКТЕРИСТИКАЛАРИ

Юқорида кўрганимиздек, чўзилиш ва сиқилиш, кесилиш деформацияларида стерженларнинг мустаҳкамлиги, бикрлиги ва уларда ҳосил бўладиган кучланиш асосан кўндаланг кесим юза F га боғлиқдир. Буралиш, эгилиш ва мураккаб қаршилик деформацияларига ишгаётган стерженларда мустаҳкамлик ва бошқаларни юзанинг бошқа мураккаб характеристикаларига боғлиқлиги кўринади. Улар шу характеристикаларни ўрганишни тақозо этади. Бу характеристикалар текис юзанинг статик моменти, инерция моменти ва қаршилик моментларидир. Юқоридаги геометрик характеристикалар оддий кесмалар учун махсус математик формулалар ёрдамида аниқланади. Мураккаб, стандарт кесимлар (бурчаклик, швеллар ва қўштавр) учун эса справочникларда берилган бўлади. Стандарт бўлмаган мураккаб кесимларнинг геометрик характеристикалари уларни оддий шаклга келтирувчи элементар юзачаларга бўлинади, сўнгра махсус формулалар ёрдамида тегишли ўқларга нисбатан боғланиш тенгламаси орқали топилади.

Кесим юзанинг статик моменти

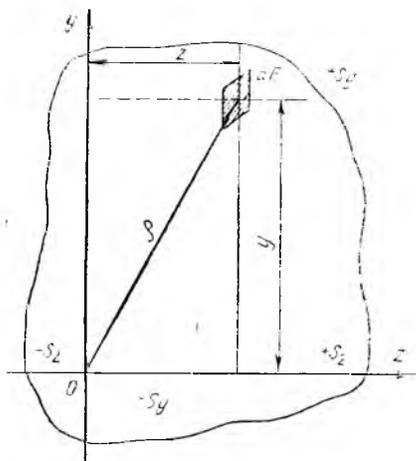
Кесим юзанинг ихтиёрый ўққа нисбатан статик моменти деб, кесимдан ажратилган элементар юзачанинг юзача марказидан ўққача бўлган масофага кўпайтмасининг бутун кесим юза бўйича олинган интегралига айтилади. Статик момент S ҳарфи билан белгиланади ва индексига ўқнинг номи қўйилади (52-шакл):

$$S_z = \int_F dF \cdot y; \quad S_y = \int_F dF \cdot z.$$

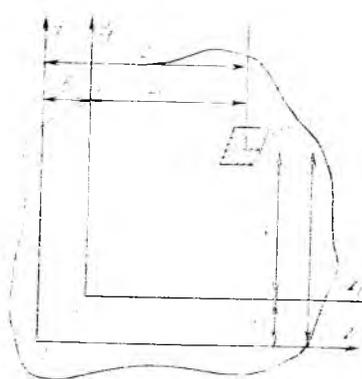
n та бўлакчадан ташкил топган мураккаб шакли учун статик момент қуйидагича ёзилади:

$$S_z = \sum_{i=1}^{i=n} S_z^i; \quad S_y = \sum_{i=1}^{i=n} S_y^i.$$

бунда S_z^i ва S_y^i — i қисмининг z ва y ўқларига нисбатан статик моментлари, S_y ва S_z — ўқларга нисбатан олинган статик моментларнинг йиғиндиси.



52-шакл.



53-шакл.

Агар кесим юзадан ажратилган элементар юзачанинг юзача параллел ўқларга нисбатан статик моментларини олиб, улар орасидаги боғлинишни топсак (53-шакл), текис юзанинг оғирлик марказини топиш формуласини келтириб чиқарамиз. Бунинг учун текисликдан z ва z_1 ўқлар ўтказиб, таърифга биноан шу ўқларга нисбатан статик момент тенгламасини ёзамиз:

$$S_z = \int_F y_1 dF; \quad S_z = \int_F y dF. \quad (1)$$

48-шаклдан $y_1 = y - a$ эканини эътиборга олиб (1) тенгламага қўямиз:

$$S'_{z_1} = \int_F (y - a) \cdot dF = \int_F y dF - a \int_F dF = S'_y - aF.$$

Демак, $S_z = S_{z_1} - aF$.

Худди шунга ўхшаш y ўқига нисбатан статик моментини ёзиш мумкин:

$$S'_y = S_y - bF. \quad (2)$$

Статик моментларнинг қиймати z ўқидан юқоридаги юза учун мусбат, пастки қисми учун эса манфий бўлиб, марказий ўқларга нисбатан нолга тенг бўлади. Марказий ўқлар кесинган нуқта кесим юзанинг огирлик марказини беради. Агар (2) тенгламанинг ўнг томонини нолга тенгласак, марказий ўқларнинг ҳолатини ва уларнинг кесинган нуқтасида эса кесимнинг огирлик марказини топган бўламиз:

$$S_{z_1} = S_z - aF = 0;$$

$$S_{y_1} = S_y - bF = 0.$$

Булардан $a = S_{z_1}/F$ ва $b = \frac{S_{y_1}}{F}$. (3)

Кесимнинг огирлик марказини C ҳарфи билан, унинг координата ўқларига нисбатан бўлган масофаларини z_c ва Y_c билан белгиласак, огирлик марказининг координаталарини топиш формуласи келиб чиқади (54-шакл).

$$Y_c = \frac{S_{z_1}}{F}; \quad z_c = \frac{S_{y_1}}{F}. \quad (4)$$

Мураккаб шакл учун:

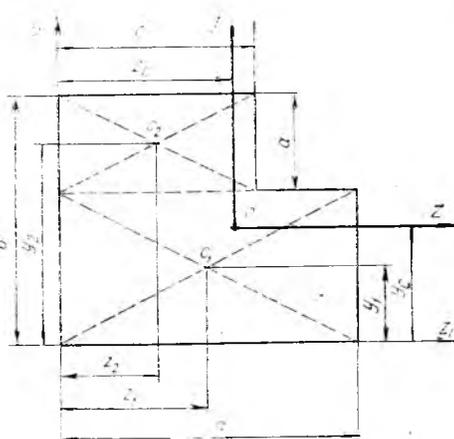
$$y_c = \frac{\sum S'_z}{\sum F_i} = \frac{F_1 Y_1 + F_2 Y_2}{F_1 + F_2}; \quad z_c = \frac{\sum S'_y}{\sum F_i} = \frac{F_1 z_1 + F_2 z_2}{F_1 + F_2}.$$

Агар кесим юзанинг огирлик маркази маълум бўлса, унинг ўқларига нисбатан статик momenti (4) формулага асосан қуйидагича топилади:

$$S'_z = Y_c \cdot F; \quad S'_{y_1} = F \cdot z_c.$$

Кесим юзанинг инерция моментлари

1. Бирор ўққа нисбатан кесим юзанинг инерция momenti деб, шу кесимдан ажратилган элементар юзачанинг ўқга нисбатан бўлган масофанинг квадратиغا кўпаймасининг бутун кесим юза бўйича олинган интегралига айтилади (52-шакл). У I ҳарфи билан белгиланади:



54-шакл.

$$I_y = \int_F dF \cdot z^2; \quad I_z = \int_F dF \cdot y^2.$$

2. Кесим юзанинг қутб инерция моменти деб, шу юзадан ажратилган элементар юзачанинг координаталар бېшигача бўлган оралиқ квадратига қўлайтмасининг бутун юза бўйича олинган интегралига айтилади (52-шакл):

$$I_p = \int_F dF \cdot \rho^2.$$

3. Кесим юзанинг марказдан қочирма инерция моменти деб, кесим юзадан ажратилган элементар юзачанинг юзача марказидан бир-бирига перпендикуляр икки ўққача бўлган масофага қўлайтмасининг бутун юза бўйича олинган интегралига айтилади. У I_{zy} билан белгиланади:

$$I_{zy} = \int_F y \cdot z \cdot dF.$$

I_z , I_y ва I_{zy} лар текис кесим юзаларнинг марказий ўқларига нисбатан олинган инерция элементлари бўлиб, уларга параллел бўлган ўқларга нисбатан олинган инерция моментлари қуйидаги қўринишда бўлади:

$$I_{y_1} = I_y + b^2 F; \quad I_{z_1} = I_z + a^2 F; \\ I_{z_1 y_1} = I_{yz} + ab F.$$

Демак, текис кесим юзанинг марказий ўқларига параллел йўналган ўқларга нисбатан инерция моментлари, шу юзадан марказий ўқларга нисбатан олинган инерция моментлари билан ўқлар оралиғи квадратининг кесим юзасига қўлайтмасининг йиғиндисига тенг (48-шакл). Марказий ўқларга нисбатан инерция моментларининг йиғиндисини:

$$I_y + I_z = \int_F z^2 dF + \int_F y^2 dF = \int_F (z^2 + y^2) \cdot dF.$$

Бундан $z^2 + y^2 = \rho^2$. Демак, $I_y + I_z = \int_F \rho^2 dF = I_p$ ёки $I_p = I_y + I_z$. Бунни қуйидагича таърифлаш мумкин.

Бир-бирига перпендикуляр иккита ўққа нисбатан олинган инерция моментларининг йиғиндисини кесим юзадан шу ўқларнинг кесилган нуқтасига нисбатан олинган қутб инерция моментига тенг бўлади.

32- §. БАЪЗИ ОДДИЙ КЕСИМЛАРНИНГ ИНЕРЦИЯ (ВА ҚАРШИЛЕК) МОМЕНТЛАРИ

1. Тўғри тўртбурчак шаклидаги кесимнинг инерция моменти.

Баландлиги h , эни b бўлган тўртбурчак юзанинг асосидан ўтган z_1 ўққа нисбатан инерция моментини ҳисоблаймиз (55-шакл). Бунинг учун таърифга биноан z_1 ўққа нисбатан инерция момент тенгламасини ёзиб оламиз:

$$I_{z_1} = \int_F dF y_1^2, \quad (5)$$

бунда dF — элементар юзача.

Агар элементар юзачанинг бир томонини тўртбурчак юзанинг энга тенг қилиб dy қаллиликда оласак, $dF = b \cdot dy$ бўлади. Бу қийматни интеграл остига қўйиб, h бўйича интеграллаймиз:

$$I_z = \int_0^h by_1^2 \cdot dy = b \int_0^h y_1^2 dy = \frac{bh^3}{3}. \quad (6)$$

Демак, $I_z = \frac{bh^3}{3}$ бўлиб, y ўқига нисбатан инерция моменти эса $I_{y_1} = \frac{hb^3}{3}$ бўлади.

Кесим юзанинг асосидан ўтган z_1 ўқига параллел марказий ўққа нисбатан инерция моменти ҳисоблаш учун (6) формуладаги интеграл чегараси $y = -\frac{h}{2}$ ва $y = +\frac{h}{2}$ оралиғида олинад:

$$I_z = \int_F y^2 dF = \int_{-h/2}^{+h/2} by^2 dF = \frac{by^3}{3} \Big|_{-h/2}^{+h/2} = \frac{bh^3}{24} + \frac{bh^3}{24} = \frac{bh^3}{12}.$$

Демак, $I_z = \frac{b \cdot h^3}{12}$; $I_y = \frac{hb^3}{12}$. (7)

2. Тўғри тўртбурчакли кесим юзанинг марказий z ўққа нисбатан қаршилик моменти. Ўққа нисбатан қаршилик моменти деб, шу ўққа нисбатан олинган инерция моментиининг кесим юзанинг энг узоқ оралиғи y_{\max} га бўлган нисбатга айтилади ва W ҳарфи билан белгиланади.

z ўққа нисбатан тўғри тўртбурчак юзанинг қаршилик моменти:

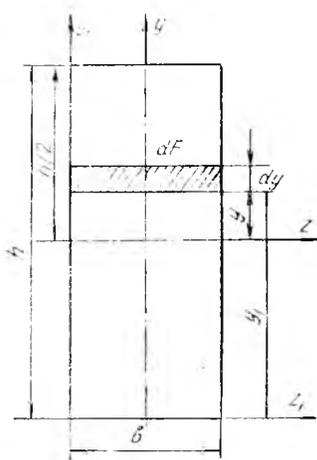
$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} = \frac{bh^3}{12h/2} = \frac{bh^2}{6};$$

$$W_y = \frac{I_y}{z_{\max}} = \frac{ht^3}{6}. \quad (8)$$

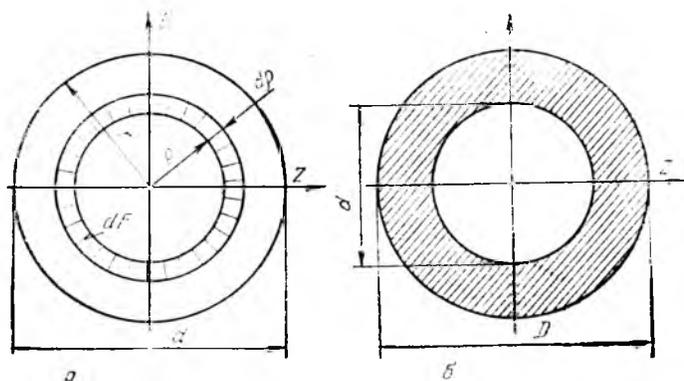
3. Доира шаклидаги кесим юзанинг қутб инерция моменти ва қаршилик моменти. Доира шаклидаги кесим юзанинг қутб инерция моментиини ҳисоблаш учун доира марказидан ρ масофада $d\rho$ қаллиликда (56-шакл, а) элементар ҳалқасимон юзача dF ажратамиз ва қутб инерция моменти тенгламасини ёзамиз:

$$I_p = \int_F \rho^2 dF,$$

бунда $dF = 2\pi r \cdot d\rho$ — элементар юзача. Бу қийматни интеграл остига қўйиб, сўнгра доира радиусини $0 - r$ чегарада интеграллаймиз:



55-шакл.



56- шакл.

$$I_z = \int_0^r 2\pi r^3 dr = 2\pi \int_0^r r^3 dr = \frac{2\pi r^4}{4} = \frac{\pi r^4}{2}. \quad (9)$$

$r = \frac{d}{2}$ эҳашии эъгиборга оласак:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4.$$

Доира шаклидаги кесим юзанинг қутб қаршилик momenti қутб инерция моментининг энг катта радиусга бўлган нисбатига тенг:

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot d/2} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3.$$

Доира шаклидаги кесим юзанинг ўқларга нисбатан инерция momenti эса, ўқларга нисбатан олинган инерция моментларининг йиғиндиси қутб инерция моментини беришидан фойдаланиб топилади:

$$I_y + I_z = I_p.$$

Доира кесим юза учун $I_y = I_z = I$. Бундан $2I = I_p$ бўлади. Демак,

$$I = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot 2} = \frac{\pi d^4}{64}.$$

Доира шаклидаги кесим юзанинг ўққа нисбатан қаршилик momenti, ўққа нисбатан инерция моментининг максимал радиусга бўлган нисбатидан олинади:

$$W_z = W_y = W = \frac{I}{\rho_{\max}} = \frac{\pi d^4}{64 \cdot d/2} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3.$$

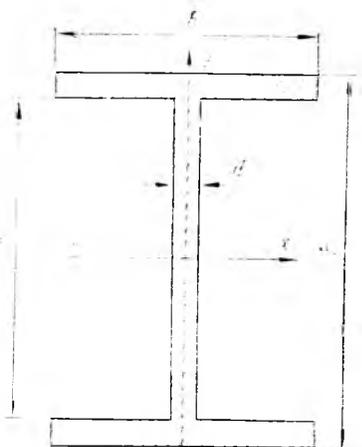
3. Ҳалқасимон кесим юзанинг инерция ва қаршилик momenti. Ҳалқасимон кесим юзанинг (51-шакл, б) қутб инерция momenti (9) формулага биноан ташқи ва ички диаметрларга нисбатан олинган инерция моментларининг айирмасига тенг бўлади:

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi D^4}{32} (1 - c^4),$$

бунда $c = \frac{d}{D}$ — ички ва ташқи диаметрларнинг нисбати.

Халқасимон кесим юзанинг қутб қаршиллик momenti қутб инерция моментининг радиусга бўлган нисбатига тенг (ташқи ва ички диаметрлар асосида топишган қаршиллик моментларнинг айирмаси тарзида олини мумкин эмас):

$$W_p = \frac{I_p}{r_{\max}} = \frac{I_p}{R} = \frac{\pi D^4(1 - c^2)}{32 \cdot D/2} = \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4).$$



57-шакл.

Масала: Қўш таврли 30-номери юзанинг марказий ўққа нисбатан инерция momenti ва қаршиллик momentлари топилиши. Натижалар ГОСТ жадвалидаги сон қийматлари билан солиштирилсин. Қўш тавр кесим ўлчамларини ГОСТ 8239 56-жадвалидан танлаб оламиз: $h = 300$ мм; $b = 135$ мм; $d = 6,5$ мм; $t = 10,2$ мм. ГОСТга биноан $I_x = 7080$ см⁴; $W_x = 462$ см³; $I_y = 337$ см⁴; $W_y = 49,9$ см³.

Ечпиш: Қўш таврли кесим юзани тўғри тўртбурчак $h \times b$ га фикран келтирамиз (57-шаклда пунктир билан тўлдирилган юза), унинг x ўқига нисбатан, сўнгра фикран тўлдирилган юза $h_1 \times b_1 = (b - d) \cdot h_1$ учун юқорида кўриб ўтилган ўққа нисбатан инерция momentларини олиб уларнинг айирмаси сифатида инерция momentлари топилади:

$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} = \frac{b \cdot h^3 - (b - d)h_1^3}{12} = \frac{135 \cdot 300^3 - 128,5 \cdot 279,6^3}{12} = 70800000 \text{ мм}^4$$

ёки $I_x = 7080$ см⁴.

Қаршиллик momentи эса:

$$W_x = \frac{I_x}{h/2} = \frac{2 \cdot I_x}{h} = \frac{2 \cdot 7080}{30} = \frac{14160}{30} = 472 \text{ см}^3.$$

У ўқига нисбатан инерция momenti тўла тўртбурчак юзанинг инерция momentи билан фикран тўлдирилган юзанинг инерция momentлари орасидаги айирма сифатида олилади:

$$I_y = \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{h(b - d)^3}{12} = \frac{300 \cdot 135^3}{12} - \frac{279,6 \cdot 128,5^3}{12} = 3370000 \text{ мм}^4 = 337 \text{ см}^4$$

Қаршиллик momentи эса:

$$W_y = \frac{2I_y}{b} = \frac{2 \cdot 337}{13,5} = \frac{674}{13,5} = 50 \text{ см}^3.$$

Топилган I_x , I_y ва W_x , W_y ларни ГОСТ жадвалидаги сон қийматлари билан солиштирсак, уларнинг сон қийматлари бир хил эканликларини кўрамиз, яъни ҳисоб тўғри экан. Шу мисолга асосланиб ҳар қандай шаклдаги юзанинг бирор ўққа нисбатан инерция моментларини ҳисоблаш мумкин.

4. Учбурчак шаклидаги кесим юзанинг инерция моменти. Учбурчак шаклидаги кесим юзанинг асосидан ўтган z_0 ўққа нисбатан моментини топиш учун унинг асосидан y масофада элементар юзача ажратамиз. Элементар юзачанинг энини b_y билан белгиласак, уни учбурчак асосига нисбатан қуйидагича топиш мумкин (58-шакл):

$$\frac{h - y_1}{h} = \frac{b_y}{b},$$

булдан

$$b_y = \frac{h - y_1}{h} \cdot b.$$

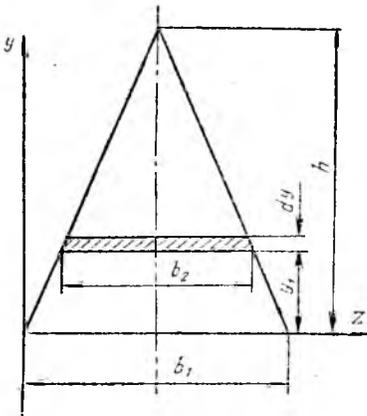
Элементар юзача қуйидагича ифодаланadi:

$$dF = b_y \cdot dy = \frac{h - y_1}{h} \cdot b \cdot dy.$$

Ўққа нисбатан инерция моменти

$$\begin{aligned} I_z &= \int_F y^2 \cdot dF = \int_0^h y^2 b \cdot \frac{h - y_1}{h} \cdot dy_1 = \frac{b}{h} \int_0^h y^2 \cdot (h - y) \cdot dy = \\ &= \frac{b}{h} \left(\frac{y^3 h}{3} - \frac{y^4}{4} \right) \Big|_0^h = \frac{bh^3}{12}. \end{aligned}$$

Демак, $I_{z_1} = \frac{b \cdot h^3}{12}$.



58-шакл.

Агар учбурчак асосига параллел ўтган марказий ўққа нисбатан инерция моментини топмоқчи бўлсак, параллел ўқларга нисбатан инерция моментларининг боғланишидан фойдаланамиз, яъни:

$$I_z = I_{z_1} - a^2 F.$$

Бу юда $a = \frac{1}{3} h$; $F = \frac{b \cdot h}{2}$.

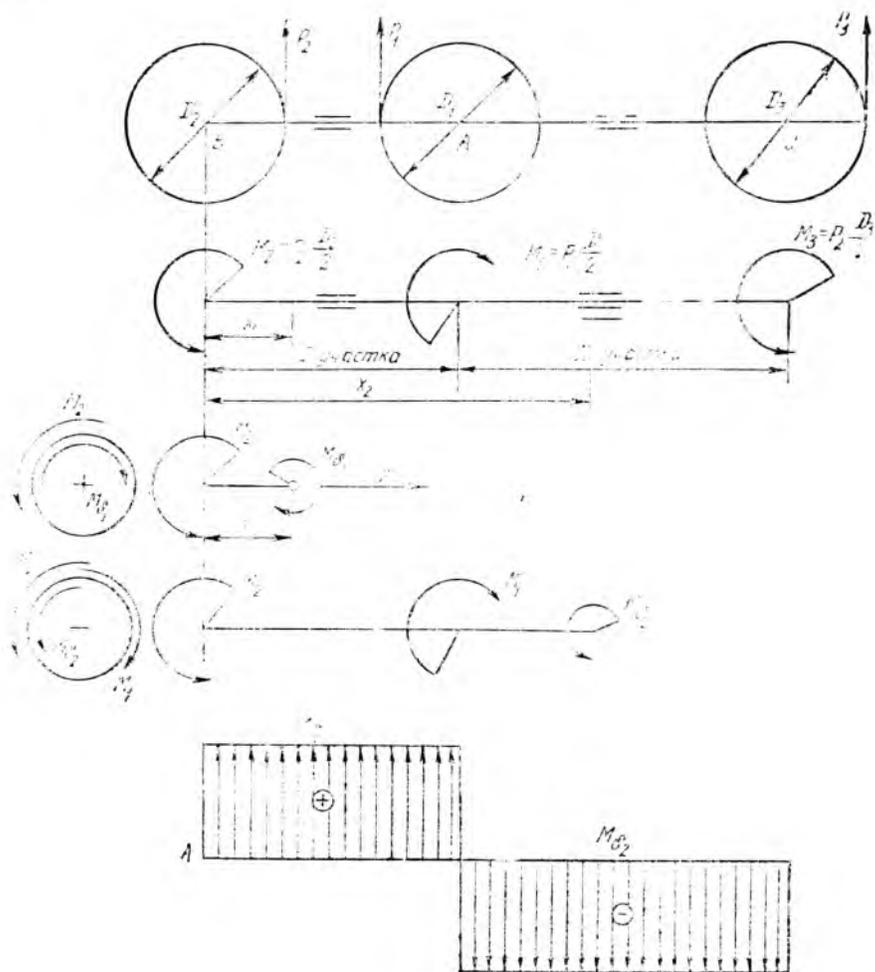
$$\begin{aligned} I_z &= I_{z_1} - \left(\frac{h}{3} \right)^2 \cdot F = \frac{bh^3}{12} - \frac{b \cdot h^3}{18} = \\ &= \frac{bh^3}{36}, \end{aligned}$$

яъни, $I_z = \frac{bh^3}{36}$ экани келиб чиқади.

Учбурчак кесим юзали брусни техникада асосан симметрия ўқи y бўйлаб қўйилган куч таъсирида z ўқ атрофида эгилишга шиллатиш мумкин. Бунинг учун унинг y ўқиغا нисбатан инерция моментини топиш талаб этилмайди.

33- §. БУРОВЧИ МОМЕНТ ВА УНИНГ ВАЛНИНГ ҚУВВАТИ ҲАМДА АЙЛАНИШЛАР СОНИ БИЛАН БОҒЛАНИШИ. БУРОВЧИ МОМЕНТ ЭПЮРАЛАРИ

Технологик жараёнларни бажарувчи станоклар қандай фойдали иш (металларни кесиш, рандалаш, тўқиш, тикиш, муқовалаш ва ҳ. к.) бажаришларидан қатъи назар, айланма ҳаракатни тўғри чи-



50- шакл.

эчки ҳаракатга айлантириш билан маълум операцияни бажаришга асосланган бўлади.

Айланма ҳаракат эса электр двигатель орқали машина ёки станокларнинг асосий валларига берилади. Демак, вал машина ва станокларни ҳаракатга келтирувчи асосий элементдир.

Масалан, пахта териш машинасида пахтаани бункерга тортиш вентиляторнинг вални олсак, у трактор кардан валидан тасмали узаткич орқали айланма ҳаракатни олиб, валнинг икки учида жойлашган вентилятор паррақларини айлантиради.

Машина ва станокларни ҳаракатга келтирувчи валларнинг кучи асосан қувватларда N (от кучи ёки киловатларда), бир минутдаги айланишлар сонида (n , айл/мин) берилади. Масалан, вентилятор вади шкив A ва тасмали узатма орқали ҳаракат олиб (59-шакл. a) B ва C паррақлар орқали фойдали иш бажарсин. A шкивни айлантирувчи кучни P_1 билан, B ва C паррақдаги қаршиликларни айланма кучлар P_2 ва P_3 билан белгиласак, улар таъсиридан ҳосил бўлган валнинг буровчи моменти:

$$M_1 = P_1 \cdot \frac{D_1}{2}; \quad M_2 = P_2 \cdot \frac{D_2}{2}; \quad M_3 = P_3 \cdot \frac{D_3}{2}.$$

Айланма кучнинг қувват билан боғланиш формуласи назарий механикадан маълум:

$$P = \frac{75 N}{v} \text{ кг},$$

бунда N — қувват [от. к], $v = \frac{\pi D n}{60}$ — айланаётган шкив сиртининг уришма тезлиги.

Агар момент тенгласинга айланма куч ва тезлик ифодасини қўйсак, қуйидагини оламиз:

$$\begin{aligned} M &= \frac{75 N}{v} \cdot \frac{D}{2} = \frac{75 N D}{\frac{\pi D N}{60} \cdot 2} = \frac{30 \cdot 75 \cdot N}{\pi n} = 716,2 \frac{N}{n} \text{ кг} \cdot \text{м} = \\ &= 0,98 \cdot 716,2 \frac{N}{n} [\text{Н} \cdot \text{м}] = 7020 \frac{N}{n} [\text{Н} \cdot \text{м}], \end{aligned}$$

бунда

$$N = \frac{M n}{0,98 \cdot 716,2} [\text{от. к.}].$$

Агар валнинг қуввати киловаттда берилган бўлса:

$$M = 1,36 \cdot 71620 \frac{N}{n} = 97330 \frac{N}{n} \text{ кг} \cdot \text{см} = 9733000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Бундан $N = \frac{M \cdot n}{9733000 \cdot 0,98}$ кВт.

Бунда n — валнинг айланиш соми (айл/мин)

ёки $N = M \cdot \omega$ боғланишидан ҳам буровчи момент M ни аниқлаш мумкин:

$$M = \frac{N}{\omega},$$

Бунда $\omega = \frac{\pi n}{30}$ валнинг бурчак тезлиги.

$$\text{Демак, } M = \frac{30N}{\pi n} = 9,55 \frac{N}{n} \text{ [Н·м]}.$$

N — вал узатаётган қувват Ватт да олинади.

Шундай қилиб, валнинг айланма ҳаракат қиймати қандай ўлчов бирлигида берилмасин, уни буровчи момент қийматига айлантириб олишимиз мумкин (59- шакл, б).

Валнинг қўндаланг кесимидаги ички кучни (буровчи моментни) топши учун фикран кесиш усулидан фойдаланамиз. Бунинг учун вал узунлигини участкаларга бўлиб ва ҳар бир участкани алоҳида-алоҳида кесамиз. Масалан: I участкани чап учидан x масофада кесак (59- шакл, в), ички момент M_{σ_1} ни статиканинг мувозанат тенгламаси орқали қуйидагича топамиз:

$$\sum M_x = -M_2 + M_{\sigma_1} = 0.$$

Бунда

$$M_{\sigma_1} = M_2.$$

Шу тартибда вални II участкада кесиб (52- шакл, з) M_{σ_2} ни топамиз. $M_1 > M_2$ эканлини эътиборга олсак:

$$\sum M_x = -M_2 + M_1 - M_{\sigma_2} = 0.$$

$$M_{\sigma_2} = M_1 - M_2.$$

Валга таъсир қилаётган буровчи моментларнинг сони кўп бўлса, участкалар ҳам кўпайиб, уни бир томондан кесишнинг иложи бўлмай қолади. У ҳолда иккинчи томондан кесиб ҳисоблашга тўғри келади. Бунда ҳисобдан янглишмаслик учун моментларнинг айланishi йўналишини тўғри белгилаш талаб этилади.

Буровчи моментларнинг ишоралари валнинг мустаҳкамлик ҳисобига таъсир этмайди. Лекин моментларнинг ишораларини ҳисобга олиш максимал моментни топиш ва уларнинг графигини қуришда катта аҳамиятга эга. Шунинг учун моментларнинг айланishi йўналишлари қуйидагича ифодаланadi.

Агар мувозанат ҳолати текшириляётган вал кесилган бўлагининг кесимига тик қараганимизда ички буровчи момент соат стрелкаси айланishi йўналишида таъсир этса, мусбат ишорада, аксинча, манфий ишорада олинади (59- шакл, в, з).

Буровчи момент элюраси

Вал участкаларининг кесимларида топилган буровчи моментлар орқали валнинг бутун узунлиги бўйича момент ўзгаришини ифодалайдиган график *буровчи момент элюраси* дейилади. Бу графикни қуриш учун текшириляётган вал ўқиға параллел АВ чизиқни слаймиз. Сўнгра буровчи моментнинг қийматини чизиқнинг устига (агар

ишораси мусбат бўлса) ёки тагига (агар ишораси манфий бўлса) маълум масштабда чизиққа тик равишда ўлчаб қўямиз ва учларини туташтириб ёниқ кўпбурчак ҳолидаги графикни ҳосил қиламиз (59- шакл, *д*). Қурилган эпюрадан кўринадики, моментларнинг қиймати ҳар бир участка учун ўзгармас бўлиб, ташқи момент қўйилган кесимда поғонали ўзгаради.

Ўзгармас кесим юзали валнинг хавфли кесими максимал буровчи момент тўғри келган участкада бўлади. Валга таъсир қилувчи буровчи моментларнинг ўрнини алмаштириш йўли билан ҳамма кесимларнинг мустаҳкамлигини таъминлаш мумкин. Бунинг учун буровчи моментларнинг қийматлари учун қурилган эпюраларни анализ қилиб, ҳаракатга келтирувчи манбани (етакчи) вал ўртасига келтириб, унинг икки томонига фойдали иш бажариш учун сарф бўладиган моментлар қўйилади. Фақат шу йўл билангина валнинг мустаҳкамлигини таъминлаш ва материалларни тежаш мумкин.

34-§. ЦИЛИНДРИК СТЕРЖЕНЛАРНИНГ БУРАЛИШИДАН ҲОСИЛ БЎЛГАН КУЧЛАНИШ ВА ДЕФОРМАЦИЯ

Буралнишга ишлаётган стерженларнинг ҳисоби тажриба йўли билан олинган қуйидаги гипотезаларга асосланади:

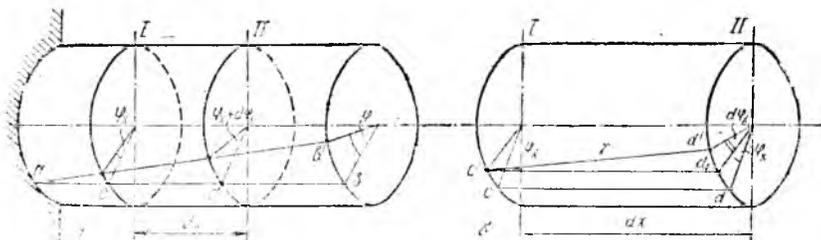
1. Стерженнинг деформациягача бўлган текис думалоқ кўндаланг кесим юзаси деформациядан кейин ҳам текис ва думалоқлигича қолади.

2. Радиус чизиги деформациядан кейин ҳам тўғри чизиқлигича қолади, яъни қийшаймайди, синмайди, фақат олдинги ҳолатдан маълум бурчакка буралади.

3. Иккита қўшни кесим юза орасидаги масофа деформациядан кейин ҳам ўзгармайди. Бироқ ўз ўқи атрофида бир-бирига нисбатан маълум бурчакка бурилади. Бу бурчак *буралиш бурчаги* дейилади.

4. Буралиш бурчаги буровчи моментга ва кўндаланг кесимлар оралиғига пропорционалдир.

5. Стержень сиртида олинган барча ясовчи чизиқлар бир-бирига параллел равишда бир хил бурчакка оғади. Масалан, бир учи билан қистирилган стержень M момент (жуфт куч) таъсирида соат стрелкаси ҳаракати йўналишида буралсини. Стержень сиртида олинган ab тўғри



60-шакл.

Чизиқ бураллиш натижасида ab' ҳолатни олади (60-шакл, а). Агар стерженнинг қиستیрилган учидан x ва $x + dx$ масофаларда 2 та I ва II кесимларни олсак ва уларнинг бураллишини кўриб чиқсак, тегишлича φ_x ва $\varphi_x + d\varphi_x$ бурчакларга буралганини кўрамыз. Бунда $d\varphi_x$ бурчак II кесимнинг I кесимга нисбатан оғиш бурчаги, яъни dx оралиқдаги элементнинг бураллиш бурчагидир. Стержень сиртида ҳосил бўлган бу хилдаги деформация кесимнинг ички қисмларида ҳам худди шу хилда бўлади.

Бураллиш бурчагини топиш ва уни оралиққа пропорционал эканини исбот қилиш учун I ва II кесимлар билан ажратилган элементар бўлакчанинг деформацияланмиш ҳолатини текширамыз (60-шакл, б). c' нуқтадан $c'd_1 \parallel cd$ чизиқ ўтказсак, II кесимнинг I кесимга нисбатан бураллиши $d\varphi_x$ экани ўз-ўзидан кўринади. Бунда $\widehat{dd_1}$ ёй қаршисида ётган φ_x марказий бурчак $\widehat{cc'}$ ёйи қаршисида ётган φ_x бурчакка тенгдир. II кесимдаги $d\varphi_x$ бурчак ёки $\widehat{d_1d'}$ ёй иккинчи кесимнинг I кесимга нисбатан силжиганини кўрсатади. Шаклдан ёй:

$$\widehat{d_1d'} = r \cdot d\varphi_x. \quad (10)$$

$c'd'$ тўғри чизиқ $c'd_1$ горизонтал чизиқ билан ҳосил қилган γ бурчак II кесимнинг I кесимга нисбатан нисбий силжиганини беради. $\widehat{d_1d'}$ ёйни нисбий силжиш γ бурчаги орқали ҳам топиш мумкин:

$$\widehat{d_1d'} = \gamma dx. \quad (11)$$

(10) ва (11) ларни чап томонлари тенг, шунинг учун уларни бирга ёзсак:

$$\gamma dx = r d\varphi_x.$$

Бундан:

$$\gamma = r \frac{d\varphi_x}{dx}. \quad (12)$$

Бунда $d\varphi_x/dx$ — ўзгармас қийматли буровчи момент таъсирида буралган доиравий кесимли стержень учун нисбий ўзгармас миқдор бўлиб, стерженнинг узунлик бирлигига тўғри келган бураллиш бурчагидир. Нисбий бураллиш бурчаги Θ ҳарфи билан белгиланади:

$$\frac{d\varphi_x}{dx} = \Theta.$$

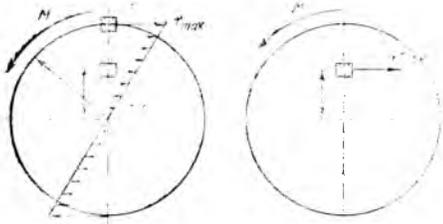
Кўидаланг кесим ўлчови ўзгармас вал учун:

$$\Theta = \frac{\varphi}{l}; \quad \varphi = \Theta l.$$

(12) формула нисбий бураллиш бурчаги орқали қуйидагича ёзилади:

$$\gamma = r \Theta. \quad (13)$$

(13) формуладан кўринадики, цилиндрик стерженнинг бураллишидан ҳосил бўладиган нисбий силжиш шу стержень кесим юзасининг радиуси-



61-шакл.

кучланишлар ҳосил бўлади. Ҳосил бўлган кучланишни топшиш учун силжишдаги Гук қонунидан фойдаланамиз:

$$\tau = G \gamma. \quad (14)$$

(14) формулани кесим юза марказиди ρ масофада ажратилган элементар юзача учун ёзсак қуйидаги ифодани оламиз:

$$\tau_\rho = G \gamma_\rho = G \cdot \rho \cdot \Theta. \quad (15)$$

(15) формуладан кўринадики, урнима кучланиш нисбий силжиш сингари радиус ρ га пропорционал ва у марказдан ўтувчи тўғри чизиқ билан тасвирланади (61-шакл, а).

Думалоқ кесим юзали стержень буралганда цилиндрнинг ясовчи чизиқлари бир-бирига параллел ҳолатда қолганлиги учун бутун айлана бўйича бир хилда кучланиш ҳосил бўлади. Бу буралиш жуфт куч таъсирида содир бўлади. Буларни ҳисобга олиб, кучланиш ўзгаришини марказдан қарама-қарши томонга ўтувчи тўғри чизиқ билан кўрсатамиз. Кучланишнинг кесим юза бўйича ўзгаришини кўрсатувчи график буралышдаги кучланиш эпюраси дейилади (61-шакл, а). Элементар юзача тўғри келган (ρ масофадаги) зўриқиш кучи

$$\tau_\rho = \frac{dT}{dF}, \text{ бундан } dT = \tau_\rho \cdot dF.$$

dT куч кесим радиусига тик йўналган (61-шакл, б), чунки жуфт куч ва кучланишлар ҳам тик йўналган. Силжиш ҳам шу йўналишда содир бўлади. Текшириляётган қисм элементар куч ва ташқи кучлар (момент) таъсирида мувозанатда бўлади. Мувозанат тенгламаси (стержень ўқида нисбатан олинган момент) қуйидагича ёзилади:

$$\sum M_x = \int_F dT \cdot \rho - M = 0.$$

Бунда $\int_F dT \cdot \rho$ ички буровчи момент ва $M_\sigma = \int_F dM_\sigma = \int_F dT \cdot \rho = \int_F \tau_\rho \cdot dF \cdot \rho = \int_F G \rho^2 \cdot dF$.

Текшириляётган стержень буралган ҳолда эди. Бундай ҳолдаги стерженнинг мувозанати ички моментларнинг йиғиндисен ташқи моментга тенг бўлиши, юқорида кўриб ўтилган эди.

Демак,

$$M = \int_F dM_\sigma = \int_F G \Theta \rho^2 dF$$

ёки

$$M_\sigma = G \Theta \int_F \rho^2 dF, \quad (16)$$

бунда $\int_F \rho^2 dF = I_\rho$ — кесим юзанинг қутб инерция momenti. Демак,

(16) формулани қуйидагича ёзиш мумкин:

$$M_\sigma = G \Theta I_\rho.$$

Бундан нисбий буралаш бурчаги:

$$\Theta = \frac{M_\sigma}{GI_\rho}. \quad (17)$$

бунда GI_ρ — буралган стерженнинг бириктиги бўлиб, вал материалнинг физик хоссаси ва қўндаланг кесим ўлчамлари буралашга қаршилик кўрсатишини характерлайди. (12) формуладан фойдаланиб валининг буралаш бурчагини, яъни буралаш деформациясини топамиз:

$$\varphi = \Theta l = \frac{M_\sigma l}{GI_\rho} \text{ [рад]}. \quad (18)$$

Урнима кучланишни топиш учун (15) формулага Θ ning қийматини (17) дан олиб қўямиз:

$$\tau_\rho = G \Theta \rho = G \rho \frac{M_\sigma}{GI_\rho} = \frac{M_\sigma \cdot \rho}{I_\rho}.$$

Бундан кучланишнинг (τ_ρ) радиус (ρ) га боғлиқлиги кўринади. ρ ning максимал қийматида кучланиш ҳам ўзининг максимал қийматига эришади, яъни вал сиртида олинган ($\rho_{\max} = r$) нуқталарда кучланиш максимал бўлар экан (61-шакл, а).

Қутб инерция моментининг энг катта радиусга нисбати думаласқ кесим юзанинг қаршилик моментини беради. Бунга эътиборга олам:

$$\tau_\rho = M_\sigma \rho_{\max} / I_\rho$$

$$\text{ёки } I_{\rho/\rho_{\max}} = W_\rho$$

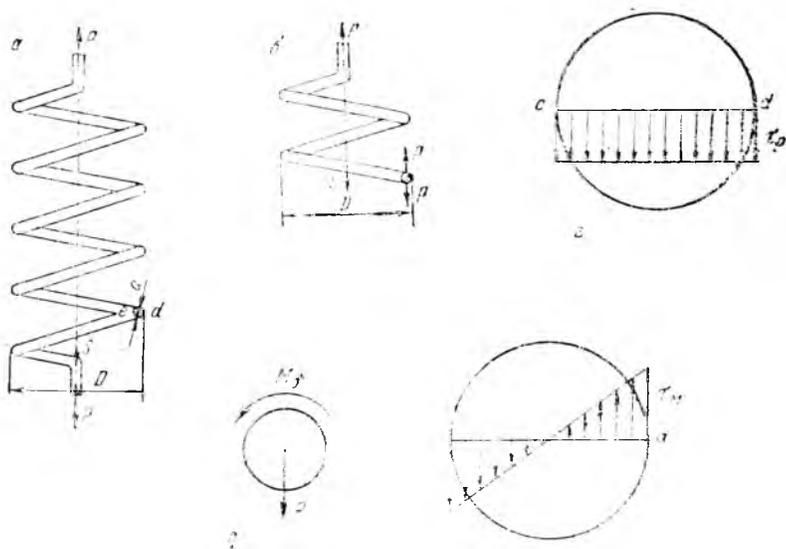
$$\text{бўлиб, } \tau_{\max} = M_\sigma / W_\rho$$

эгани келиб чиқади. Стерженнинг буралашга мустаҳкамлик шарти қуйидагича ёзилади:

$$\tau_{\max} = \frac{M_\sigma}{W_\rho} \leq [\tau].$$

35-§. ҚАДАМИ КИЧИК ВИНТ ПРУЖИНАЛАРИДА КУЧЛАНИШ ВА ДЕФОРМАЦИЯ

Вагон, автомобиль рессорларида, асбобсозликда, кулачокли ва бошқа механизмларда чўзувчи ва сиқувчи кучлар таъсир этадиган участкаларда цилиндрик пружиналар ишлатилади. Пружинанинг вазифаси зарбли кучланишни юмшатиш ва баъзида эса механизм



62- шакл.

қисмларини юргизувчи энергия (соат механизмида) ҳисобланади. Бундай пружиналарни лойиҳалаш учун уларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш билан бирга, қўйилган юк таъсиридан чўзилишини ёки сиқилишини олдиндан аниқлаш лозим. Чунки ортиқча чўзилиш ёки бўйига қисқариши бир томондан конструкция қисмларининг нормал ишлашига ҳалал берса, иккинчи томондан пружина сиқилиши пропорционаллик чегарасидан чиқиб кетиши мумкин. Демак, қўйилган масалани ечиш учун материали ва геометрик ўлчамлари маълум бўлган пружинага қўйиладиган куч билан тегишли деформация орасидаги муносабатни аниқлаш талаб этилади. Фараз қилайлик, диаметри кичик бўлган сим диаметри кичик бўлган цилиндрга винт чизиги билан сиқиб ўралган бўлсин. Винт чизигининг қадами жуда ҳам кичик бўлганлигидан ҳар бир ўрамни тақрибан горизонтал текисликка параллел ётади деб фараз қиламиз. Пружина чивигининг кўндаланг кесимида ҳосил бўлган кучланишларни ва пружинанинг чўзилишини (деформациясини) аниқлаймиз.

Цилиндрик пружинага унинг ўқи бўйлаб йўналган чўзувчи P куч таъсир этсин. Пружина ўрамининг диаметрини D , ўрамлар сонини n , пружина ўрам чивигининг кўндаланг кесим диаметри d , пружина материали учун силжиш модулини G билан белгилаймиз (62- шакл. *a*). Пружина ўрамлари ҳосил қилган цилиндрининг ўқидан ўтувчи текислик билан унинг ўрамларидан бирини кесиб пружинани икки қисмга ажратамиз ва бир қисмини, масалан, юқоридаги қисмининг мувозанатини текшираамиз (62- шакл. *b*). Бу

қисмга ташқи P куч ва кесилган кесим бўйича ички кучлар S таъсир қилади. Кесилган кесим бўйича таъсир қилаётган ички кучлар пружинанинг юқориги учига қўйилган ташқи P куч билан мувозанатлашуви керак. Қўзилган пружинанинг мувозанат шартидан $\Sigma Y = P - S = 0$; $P = S$ эканини аниқлаймиз.

Пружина чивигининг кесилган кесим юзасининг марказига миқдор жihatидан P кучга тенг бўлган қарама-қарши йўналишдаги иккита (ноль система) кучни қўямиз. Бу куч таъсирида мувозанат шarti бузилмайди. P_1 ва S кучлар жуфт куч ташкил қилиб. $M_\sigma = P_1 \cdot \frac{D}{2}$ мо-

мент таъсирида пружина чивигини бурашга ҳаракат қилади. Бундан ташқари кесим юзасида пастга қараб йўналган $P_2 = P$ куч қолади. Бу эса пружина ўрамини кесувчи кучдир (62-шакл, δ). $P_2 = P$ куч таъсирида ҳосил бўлган уринма кучланиш пастга қараб йўналган бўлиб, кесим юзага тенг тарқалган деб оламиз (55-шакл, ε).

$$\tau_p = \frac{P_2}{F} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P}{\pi d^2}$$

Ўрам кесим юзасида момент M_σ таъсирида кучланиш τ_m ҳосил бўлади. Бу кучланишнинг миқдори:

$$\tau_m = \frac{M_\sigma}{W_p} = \frac{M_\sigma P}{J_p} = \frac{PD}{\frac{\pi d^4}{32}} \cdot \rho = \frac{16 PD}{\pi d^4} \cdot \rho$$

унинг йўналиши M_σ йўналишида айланага уринма бўйлаб йўналган бўлади (62-шакл, δ).

Буровчи момент таъсиридан ҳосил бўлган кучланишнинг энг катта қиймати $\rho = \frac{d}{2}$, яъни ўрам сиртидадир. Демак, $\tau_{m(\max)} = 16 PD \cdot$

$\frac{d}{2} \cdot \frac{1}{\pi d^4} = \frac{8 PD}{\pi d^3}$. P ва M_σ лар таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш

τ_p ва τ_m ларни геометрик қўшиб энг катта умумий кучланишни топамиз. τ_p ва τ_m кучланишларнинг эп.ораларидан (62-шакл, δ) кўринадикки, чивик кўндаланг кесим юзасининг s нуқтасидаги кучланишлар бир хил йўналишда бўлади. Уларни қўшиб, қуйидаги тўла максимал тангенциал кучланиш τ_{\max} ни ҳосил қиламиз. Бундан кўринадикки, пружина ёрилса (ишдан чиқса) фақат ички қисмидан ёрилар экан.

$$\tau_{\max} = \tau_m + \tau_p = \frac{8 PD}{\pi d^3} + \frac{4 P}{\pi d^2} \cdot \left(\frac{2 D d}{2 D d} \right) = \frac{8 P d}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2 D} \right)$$

Одатда пружина $D, d = 5:10$ нисбатда тайёрланади. У ҳолда $\frac{d}{2 D} =$

$= 0,05:0,1$ га тенг бўлиб, буралишдан ҳосил бўлган кучланишнинг $5:10$

процентини ҳосил қилади, холос. Шунинг учун $1 + \frac{d}{2 D}$ ни ташлаб юбориш мумкин. Бу дeмак, кесувчи куч P дан ҳосил бўлган кучла-

нишни ҳисобга олмаслик мумкин. Бу кучланиш бурилишдан ҳосил бўлган кучланишга нисбатан жуда кичикдир. Шу сабабли ҳисоб тенгламасини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\text{максимал кучланиш } \tau_{\max} = \frac{8PD}{\pi d^3};$$

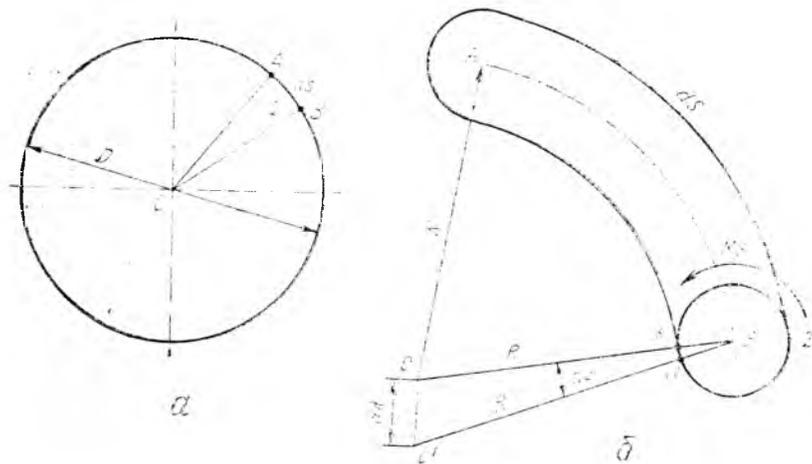
$$\text{муштаҳкамлик шarti: } \tau_{\max} = \frac{8PD}{\pi d^3} \leq [\tau].$$

Пружина деформациясини аниқлаш

Энди пружинанинг чўзилишини аниқлайлик. Бунинг учун пружина ўрамини горизонтал айлана деб қараб, 1-ва 2-кесимлар билан чегараланган ва узунлиги ds га тенг бўлган кичик бир кесмини ажратамиз (63-шакл, а). Ажратилган кесма чексиз кичик бўлганлиги учун, уни деформациягача горизонтал текисликда ётувчи тенг ёнли CAB учбурчак деб қараш мумкин. Пружинанинг деформацияланиши натижасида 2-кесим 1-кесимга нисбатан ds давомида $d\varphi = \frac{M_{\sigma} \cdot ds}{GI_p}$ бурчакка бурилади (63-шакл, б). Шу билан бирга BC радиус AC га нисбатан $d\varphi$ бурчакка оғади, ва C нукта C' га кўчади. Бунинг натижасида пружинанинг узи $d\lambda = R d\varphi = R \frac{M_{\sigma} \cdot ds}{GI_p}$ масофага силжийди. Пружинанинг ds каби барча элементларининг шу тарзда деформацияланишини қўлда тутсан, ласини учининг тўла силжиши қуйидаги интеграл орқали ифодаланади:

$$\lambda = \int_0^l R \frac{M_{\sigma} ds}{GI_p} = R \frac{M_{\sigma}}{GI_p} \int_0^l ds = R \frac{M_{\sigma} l}{GI_p}.$$

Пружина чегирининг тўла узунлиги $l = \pi Dn$, $\frac{M_{\sigma} l}{GI_p} = \varphi$ пружина чи-



63-шакл.

виги тўврилганда учаларнинг бир-бирига nisbatan буралиш бурчаси. Демак, абсолют чўзиллиш:

$$\lambda = \frac{M_{\sigma} \cdot R}{GI_p} \cdot l = \frac{M_{\sigma} D}{2 GI_p} \cdot \pi D n = \frac{8 P D^3 n}{G d^4}$$

Пружинанинг бикрлиги

$$\frac{G d^4}{8 D^3 n} = c.$$

Шундай қилиб, абсолют чўзиллиш формуласини қуйидагича ёзиш мумкин:

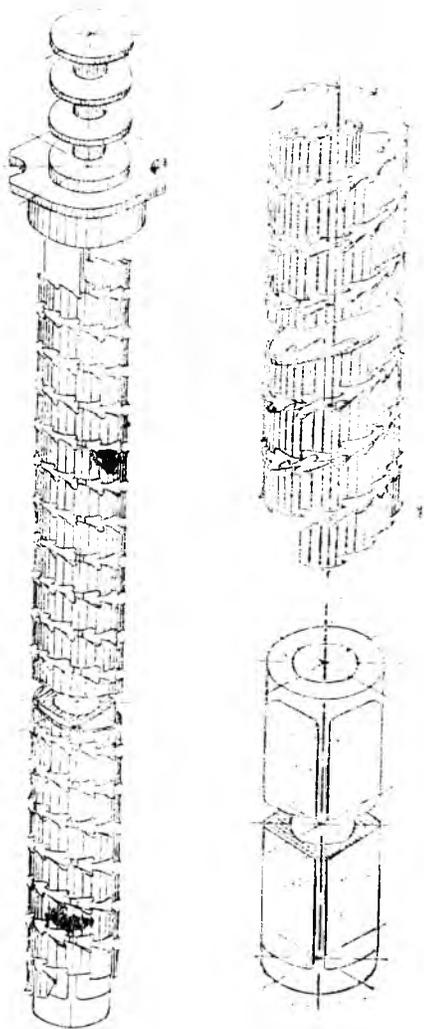
$$\lambda = \frac{P}{c}.$$

Қўридаги формулалардан кўриладики, пружина ўрам сопи n нинг кўпайиши (а) пропорционал равишда деформация λ ни оширади, шу билан бирга бикрлигини камайтиради (б). Пружина чивиги диаметрининг ошиши, пружина бикрлигини оширади (б). Пружина диаметри D нинг ошиши эса бикрлигини камайтиради (б).

а) формуладан фойдаланиб, спужини модули G ни эксперимент йўли билан аниқлаш мумкин. Ўрамларнинг сопи ва ҳамма геометрик ўлчамлари маълум бўлган пружина синов машинасида сиқилса, сиқувчи P куч билан пружинанинг чўкиши λ ни машинага ўрнатилган шкаладан аниқлаб, G ни қуйидагича ҳисоблаш формуласи орқали топиш мумкин:

$$G = 8 P D^3 n / \lambda \cdot d^4.$$

Пружина тайёрлашда эластиклик чегараси юқори бўлган тобланган пўлатлар ишлатилади. Бундай пўлат етержень учун рухсаг этилган кучланиш $[\tau] = 350 - 500$ Н/мм² гача боради. Пружинага қўйиладиган юк ўзгарувчан бўлса, рухсаг этилган кучланиш 30 ÷ 65 процентга камайтирилади. Пружина асосан нагрзука ўзгарувчан участкаларда ишлатилади.



94-шакл.

36- §. БУРАЛИШГА ИШЛАЁТГАН ДУМАЛОҚ КЕСИМ ЮЗАЛИ СТЕРЖЕННИ МУСТАҲҚАМЛИККА ВА БИКРЛИККА ҲИСОБЛАШ

Буралаётган стержень кесим юзасида ҳосил бўлган максимал тангенциал кучланиш τ_{\max} мустаҳқамлик шартига биноан, тегишли рухсат этилган кучланиш $[\tau]$ дан ошмаслиги, яъни қуйидаги тенгенсизликни қаноатлантириши керак:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\sigma}}{W_p} \leq [\tau],$$

бунда $[\tau]$ — рухсат этилган кучланиш. У текшириладиган материал хоссасига ва қабул қилинган эҳтиётлик коэффициентига боғлиқ бўлиб, чегара кучланиш орқали қуйидагича топилади:

$$[\tau] = \frac{\tau_{\text{сегарга}}}{[n]}.$$

Шунга асосан пластик материаллар учун $[\tau] = \frac{\tau_0}{[n]}$. Мўрт материаллар учун $[\tau] = \frac{\tau_0}{[n]}$.

Материални буралишга текшириш, чўзилиш ва сиқилишга текширишга нисбатан кам олиб борилади. Чунки буралишдаги хавфли кучланиш ҳамма вақт ҳам аниқ бўлавермайди. Шунинг учун буралаётган вал сиртидаги толалар цилиндр ясовчисига 45° бурчак ташкил қилган ҳолда чўзилиши эътиборга олиниб, буралишдаги рухсат этилган уринма кучланишнинг вал материалдан ясалган намуванинг чўзилишидан келтириб чиқарилган нормал рухсат этилган кучланиш орқали маълум боғланишда қабул қилинади.

Пўлат вал учун $[\tau] = (0,5 - 0,55) \cdot [\sigma]$;

Чўян вал учун $[\tau] = [\sigma]$.

Одатда вал чўяндан ясалмайди. Чунки у мўрт материал бўлганлиги сабабли у буралиш, эгилиш деформацияларига чидамайди.

Бу ҳилда аниқланган рухсат этилган кучланиш $[\tau]$ валларнинг соф буралиш ҳолларида қўлланилиши мумкин. Вал машинанинг буралишга ишловчи асосий қисми бўлиб, у озми-кўпми эгилишга ҳам ишлайди, яъни бир вақтнинг ўзида ҳам буралади, ҳам эгилади (мураккаб кучланиш ҳолатида бўлади).

Валларни ҳисоблашда валнинг буралишга ва эгилишга ишлашидан ташқари, унга таъсир қиладиган нагрузканинг ўзгарувчанлигини ҳам ҳисобга олиш талаб қилинади.

Юқорида кўриб ўтилганларни ҳисобга олиб, пўлатдан ясалган валнинг мустаҳқам бўлиши учун рухсат этилган кучланиш

$$[\tau] = 20 : 40 \text{ Н/мм}^2.$$

Валнинг ҳисоби хавфли кесим учун олиб борилади. Бир ҳил кесим юзали брус учун хавфли кесим, бурувчи моментнинг энг катта абсолют қиймати тўғри келган кесимдир.

Буралаётган брусни мустаҳқамликка ҳисоблашда (бошқа ҳил-

даги деформациялар сингари) 3 хил масала ечиш мумкин.

1. Мустаҳкамлигини текшириш;

$$\tau_{\max} \leq [\tau].$$

2. Кесим танлаш (лойиҳалаш ҳисоби):

$$W_p = M_{\sigma(\max)} / [\tau] = 0,2 d^3; [d] = \sqrt[3]{\frac{M_{\sigma(\max)}}{0,2 [\tau]}}$$

3. Рухсат этилган нагрузкани танлаш:

$$[M_{\sigma}] = [\tau] \cdot W_p,$$

бунда $[M_{\sigma}]$ — рухсат этилган буровчи момент.

Валнинг ўлчовлари мустаҳкамлик шартидангина аниқланмай, балки бикрлик шартини ҳам қаноатлантириши зарур. Валнинг ҳаддан ташқари катта бурчакка буралиши нагрузка ўзгарувчан бўлганда жуда хавфлидир. Бу айниқса, технологик жараёнларнинг бузилишига олиб келади. Масалан, токарлик станогида қирқиш асбобининг, юргизиш винтнинг бикрлиги етарли бўлмаса, тайёрланган деталь аниқлиги бузилади (брак). Бундай ҳисоблаш кўпинча мустаҳкамлик шартидан кўра афзалроқ туради.

Бруснинг бикрлик шarti:

$$\theta_{\max} = \frac{M_{\sigma}}{GJ_p} \leq [\theta],$$

бунда θ — энг катта нисбий буралаш бурчаги; $[\theta]$ — валнинг рухсат этилган нисбий буралаш бурчаги. У қуйидагича олинади $[\theta] = 0,15^{\circ} - 2^{\circ}$.

Буралаш бурчагини аниқлаш валларнинг бикрлигини текшириш учун зарурдир. Бикрликни мойилликнинг тескари маъносида тушуниш лозим, яъни брус қанчалик буралишга мойил бўлса, шунчалик унинг бикрлиги кам бўлади ва аксинча.

Вал кесимининг бикрликка ва мустаҳкамликка ҳисоблаш натижасида аниқланган ўлчами берилган юкка мос келадиган номинал ўлчами бўлиб, улардан рухсат этилган диаметр ГОСТ бўйича солиштириб ГОСТдаги ўлчамларининг яқинининг каттасига алмаштирилади.

Кесими доиравий бўлмаган стерженларнинг буралиши ҳақида тушунча

Машина ва иншоот қисмларининг кесим юзалари доиравий бўлмаган ҳолда ҳам, баъзида буралаш деформацияси таъсирида бўлади.

Масалан, пахта териш машиналарининг таркибий шпиндели маҳсус спираль шаклидаги тишли лентадан иборат бўлиб, у металл стерженга ўралади ва фақат юқори қисм билан бириктирилади. Натижада шпиндель иш даврида чизикли ва айланма тебранишга эга бўлиб, кўндаланг кесим юзаларида эгилиш билан бирга буралаш деформацияси ҳам содир бўлади (64- шакл).

Буралишга иншляётган кўндаланг кесими доиравий бўлмаган

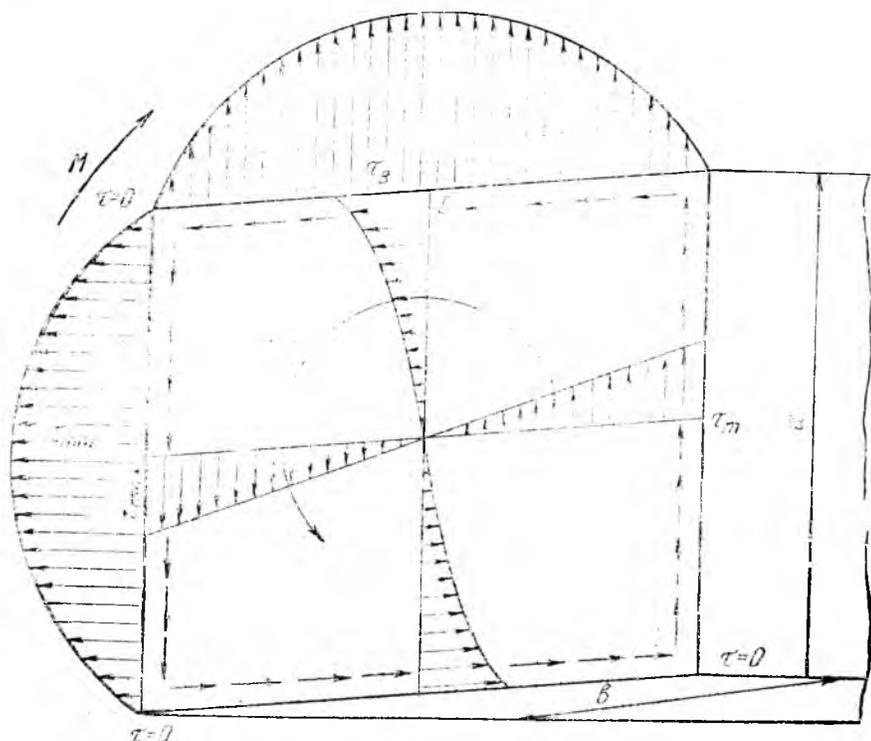
стержень ҳисоби думалоқ кесим юзали стержень ҳисобига татбиқ этилган гипотезаларга асослана олмайди, чунки кесим юзаси текислигича қолмасдан, балки қийшаяди. Буралниш бурчаги ҳам кесим юза томонлари бўйлаб ўзгарувчан бўлади. Демак, кесим юзада ҳосил бўлаётган урнма кучланишлар ҳам нотекис тақсимланади. Бундай кучланишлар эластиклик назарияси асосида масофага боғлаб эмас, балки кесимнинг катта ва кичик ўлчамларини кўрсатувчи x ва y масофаларга боғлаб топилди.

Кесим юзада ҳосил бўлган кучланиш ташқи контурга яқин нуқтада контурга урнма бўйлаб ўтган чизиқ устида ётади. Тўғри тўртбурчак кесимнинг қирраларида урнма кучланиш полга тенг бўлиб, энг катта кучланиш кўндаланг кесимнинг узун томони ўртасида ҳосил бўлади (65-шакл). Тўғри тўртбурчак кесим юзанинг буралишидан ҳосил бўлган энг катта кучланиш τ_{\max} ва кесимнинг буралниш бурчаги φ ни топиш формуласини қуйида исботсиз келтирамыз:

$$\tau_{\max} = M_{\sigma} / W_{\sigma} \leq [\tau].$$

Кичик томоннинг B нуқтасида кучланиш $\tau_B = \eta \tau_{\max}$. Буралниш бурчаги эса $\varphi = M_{\sigma} I / G I_{\sigma}$.

Бундан:



65-шакл.

$$W_{\sigma} = \alpha a \cdot b^2; \quad I_{\sigma} = \beta a \cdot b^3$$

Бунда « α » ва « β » тўртбурчакнинг катта ва кичик томонлари; яъни, α ва β лар томонларнинг нисбати a/b га боғлиқ коэффициентлар (жадвалдан олинлади).

Лентасимон стерженнинг кесим юзаси $\frac{a}{b} \geq 10$ бўлиб, α ва β коэффициентлар тенг қилиб олинади, яъни

$$\alpha = \beta = 1/3.$$

65-шарҳда тўртбурчак кесим юзанинг бураллиши натижасида ҳосил бўлаётган кучланишнинг тақсимланиш эңюраси келтириланган.

Бураллиш деформациясига оид масалалар

1-масала. 1,5 кН·м буровчи момент узатаётган пўлат валнинг диаметри топилсин. Рухсат этилган кучланиш $[\tau] = 70$ Н/мм².

Ечилиш: бураллиш учун мустаҳкамлик формуласидан қаринлик моментини топамиз: $\tau_{\max} = M_{\sigma}/W_p \leq [\tau]$;

$$W_p = \frac{M_{\sigma}}{[\tau]} = \frac{1500000}{70} = 21430 \text{ мм}^3.$$

Думалоқ кесим юза учун $W_p \approx 0,2 d^3$.

Бундан фойдаланиб валнинг диаметрини топамиз:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,2}} = \sqrt[3]{\frac{21430}{0,2}} \approx 46 \text{ [мм]}.$$

Демак, $d = 46$ мм бўлиб, ГОСТ 6636 — 60 га бинози $d = 50$ мм қабул қилинади.

2-масала. 300 айл/мин тезликда 450 от кучи қувватини узатаётган валнинг диаметри топилсин. 2 м узунликдаги вал учун бураллиш бурчаги $\varphi = 1^\circ$ дан ошмасин. Энг катта уршма кучланиш 40 Н/мм²; эластиклик модули $G = 8,10^4$ Н/мм².

Ечилиш: 1. Бураллиш моментини бураллишнинг қувват билан боғланиш формуласидан фойдаланиб топамиз.

$$M_{\sigma} = 7162000 \frac{N}{n} = 7162000 \frac{450}{300} = 108 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Бураллиш бурчаги формуласидан кесим юзанинг қуёб шериция моментини топамиз: $\varphi = M_{\sigma} G / I_p$.

$$\varphi = 1^\circ = 0,0175 \text{ [рад]}.$$

$$I_p = \frac{M_{\sigma} G}{G \varphi} = \frac{108 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,0175} = 154 \cdot 10^5 \text{ [мм}^4\text{]}.$$

3. Бураллишдаги энг катта кучланишни топши формуласидан стерженнинг радиусини топамиз:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\sigma}}{W_p} = \frac{M_{\sigma} r}{I_p}$$

Бундан $W_p = I_p / r$ ва $r = I_p / W_p$ эгани эътиборга олинади.

$$r = \frac{\tau_{\max} \cdot I_p}{M_G} = \frac{40 \cdot 154 \cdot 10^6}{168 \cdot 10^6} = 57 \text{ [мм]}.$$

Валнинг диаметри:

$$d = 2r = 2 \cdot 57 = 114 \text{ [мм]}.$$

ГОСТ га биноан $d = 155 \text{ [мм]}$ деб қабул қилинади.

3-масала.

A ва B подшипникларга тиралган вал I шкив орқали қувват олиб, 2, 3, 4 ва 5 шкивлар орқали қувватни фойдали иш бажариш учун сарф қилади.

Валнинг айланиш тезлиги $n = 100$ айл/мин (66-шакл, а); қувватлар $N_1 = 20$ кВт, $N_2 = 10$ кВт, $N_3 = 3$ кВт, $N_4 = 3$ кВт, $N_5 = 4$ кВт; рухсат этилган кучланиши $[\tau] = 35$ н/мм²; нисбий буралиш бурчаги $[\theta] = 0,2$ град.

1. Ҳар бир участкага тўғри келган буровчи моментлар топилсин ва эпюраси қурилсин $[M = f(x)]$.

2. Валнинг диаметри бутун узунлиги бўйича бир хил деб, мустақкамлик ва бикрлик шартларидан топилсин.

3. Валнинг диаметри погонали деб, ҳар бир участка учун алоҳида топилсин. Натижада вал материалнинг иқтисод қилиш мумкинлиги таҳлил қилинсин. Буралиш бурчақлари погонали вал учун топилсин ва эпюраси қурилсин $[\varphi = f(x)]$.

Ечиши: 1. Валга шкивлар орқали таъсир этаётган участка моментларини толамиз:

$$M_1 = 9,55 \cdot \frac{N_1}{n} = 9,55 \cdot \frac{20 \cdot 10^3}{100} = 1947,2 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1947200 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_2 = 9,55 \cdot \frac{10^3 \cdot N_2}{n} = 973600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_3 = 9,55 \cdot \frac{N_3 \cdot 10^3}{n} = 292800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_4 = 9,55 \cdot \frac{N_4 \cdot 10^3}{n} = 292800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_5 = 9,55 \cdot \frac{N_5 \cdot 10^3}{n} = 389400 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

2. Валнинг буралишига мувозанат ҳолатини текширамиз:

$$\sum M(x) = M_1 - M_2 - M_3 - M_4 - M_5 = 0$$

$$1947200 - 973600 - 2 \cdot 292800 - 389400 = 0$$

3. Вални участкаларга бўламиз (участка номерларини чап ёни ўнг томондан бошлаш мумкин). Биз номерларини чап томондан ўнгга қараб белгиладик, вал 6 та участкадан иборат.

Ички буровчи момент кесилш методи ёрдамида топилади.

I участка (чапдан)

$$\sum M_x = M_{G1} = 0. \quad \text{Демак, } M_{G1} = 0$$

II участка учун: $0 \leq x \leq 2l$ (чапдан)

$$\sum M_x = -M_1 + M_{G2} = 0. \quad \text{Демак, } M_{G2} = M_1 = 1947200 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

III участка учун: $0 \leq x \leq 3l$ (чапдан)

$$\sum M_x = -M_1 + M_2 + M_{63} = 0$$

$$M_{63} = M_1 - M_2 = 97600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

IV участка учун: $0 \leq x \leq 4l$ (чапдан)

$$\sum M_x = -M_1 + M_2 + M_3 + M_{64} = 0$$

$$M_{64} = M_1 - M_2 - M_3 = 682200 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

V участка учун: $0 \leq x \leq 5l$ (чапдан)

$$\sum M_x = -M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_{65} = 0$$

$$M_{65} = 389400 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

VI участка учун; $0 \leq x \leq l$ (ўнгдан)

$$M_x = M_{65} = 0.$$

$$\text{Демак, } M_{66} = 0.$$

Топилган ички буровчи моментларнинг қийматларини маълум масштабда

$$K_M = \frac{M_{62}}{m_2} [\text{Н} \cdot \text{м}/\text{мм}]; m_3 = \frac{M_{63}}{K_M} [\text{мм}]$$

вал остидан унинг ўқига параллел олинган ва чизигига ўтказилган тиклар устига қўйиб чиқсак ва уларнинг учларини туташтирсак, буровчи момент элюраси $M = f(x)$ ҳосил бўлади (66-шакл, в).

Элюрадан энг катта буровчи моментини толамиз:

$$M_{6(\max)} = 1947200 \text{ Н} \cdot \text{мм} \text{ (II участкада)}$$

4. Валининг диаметрини мустаҳкамлик шартини формуласидан толамиз:

$$\tau = \frac{M_{6(\max)}}{W_p} \leq [\tau]; W_p \geq \frac{M_{6(\max)}}{[\tau]}; \frac{\pi d^3}{16} \geq \frac{M_{6(\max)}}{[\tau]}$$

бундан:

$$d \geq 56 \text{ мм.}$$

5. Валининг диаметрини бекрлик шартидан фойдаланиб толамиз:

$$\theta_{\max} = \frac{M_{6(\max)}}{I_p \cdot G} \leq [\theta].$$

Бунда нисбий буралаш бурчагини градусдан радианга айлантирамиз:

$$[\theta] = 0,2 \frac{\pi}{180} = 0,0034 \text{ рад.}$$

$$I_p = \frac{M_{6(\max)}}{G(\theta)} = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4.$$

Бундан

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{62}(\max)}{G[\theta] \cdot 0,1}} = \sqrt[3]{\frac{1947200}{8000 \cdot 0,0034 \cdot 0,1}} = 29 \text{ мм}; d_2 = 29 \text{ мм.}$$

Рухсат этилган диаметр деб $\{d\} = 56$ мм ни оламиз ва ГОСТ 1654 даги маълумотларга қараб яхлитлаймиз.

Демак, валининг диаметри $\{d\} = 60$ мм. Ҳар бир участка учун вал диаметрини толамиз.

II участка учун:

$$\tau_2 = \frac{M_{62}}{W_p} \leq [\tau], W_p = 0,2 d^3; d = \sqrt[3]{\frac{M_{62}}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1947200}{0,2 \cdot 35}} = 56 \text{ мм.}$$

III участка учун

$$\tau_3 = \frac{M_{63}}{W_p} \leq [\tau], d_3 = \sqrt[3]{\frac{M_{63}}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{973600}{0,2 \cdot 35}} = 52 \text{ мм}$$

IV участка учун

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{M_{64}}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{692200}{0,2 \cdot 35}} = 46 \text{ мм.}$$

V участка учун

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{M_{65}}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{382400}{0,2 \cdot 35}} = 38 \text{ мм.}$$

Топилган диаметрларга биноан валининг чизмасини чизсак, (66- шакл) вал погонали бўлганлиги учун валининг диаметри бир хил бўлганидан кичиклаша боради. Демак, ҳар бир участка учун керакли диаметр топилса ва унга биноан вал тайёрланса, материалдан бирмунча иқтисод қилиш мумкин экан.

Энди материал иқтисод қилинганлигини таҳлил қиламиз.

7. Валининг ҳар бир участкадаги буралниш бурчагини толамиз. Бунда вал диаметрини ўзгармас $d = 60$ мм деб оламиз. Вал II, III, IV, V участкаларда буралади.

II участка:

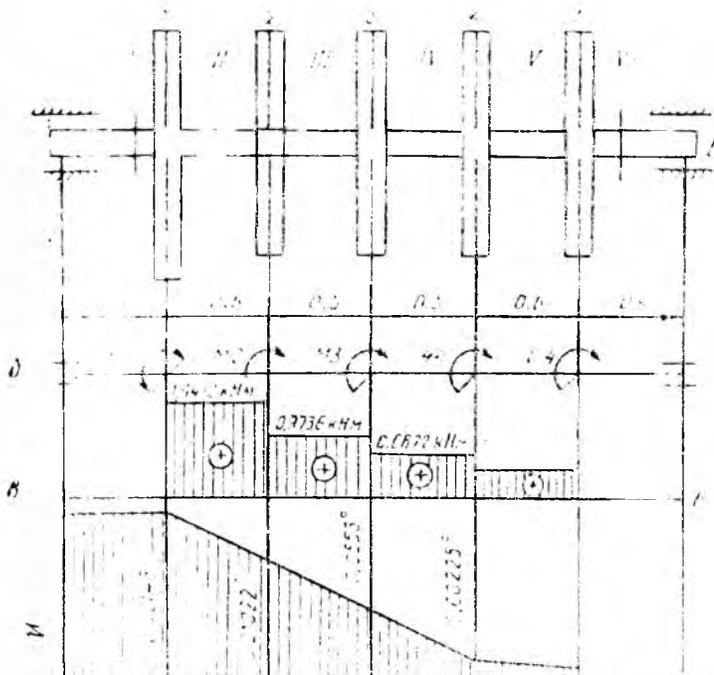
$$\varphi_{12} = \frac{M_{62} \cdot l_{12}}{G \cdot I_p} = \frac{1947200 \cdot 600}{80000 \cdot 0,1 \cdot 60^4} = 0,011^\circ.$$

III участкада:

$$\varphi_{23} = \frac{M_{63} \cdot l_{23}}{G \cdot I_p} = \frac{973600 \cdot 500}{80000 \cdot 12960000} = 0,0047^\circ$$

IV участкада:

$$\varphi_{34} = \frac{M_{64} \cdot l_{34}}{G \cdot I_p} = \frac{682200 \cdot 560}{19368} = 0,0033^\circ.$$



66- шакл.

V участкада:

$$\varphi_{45} = \frac{M_{65} \cdot I_{45}}{G \cdot I_p} = \frac{3,894 \cdot 660}{10368} = 0,0023^\circ.$$

8. Бураллиш бурчаги эпюрасини $\varphi = f(x)$ қуриш учун вал остидан вал ўқига параллел ab чизини чизилди ва шкив b ўрнатилган кесимнинг бураллишини бураллиш боши деб ҳисоблаб, ҳар бир шкив ўрнатилган кесимнинг бураллиш бурчагини қуйидагича аниқлаймиз:

$$\begin{aligned} \varphi_5 &= 0; \\ \varphi_4 &= \varphi_{45} = 0,00225^\circ; \\ \varphi_3 &= \varphi_{45} + \varphi_{34} = 0,00555^\circ; \\ \varphi_2 &= \varphi_{45} + \varphi_{34} + \varphi_{23} = 0,01022^\circ; \\ \varphi_1 &= \varphi_{45} + \varphi_{34} + \varphi_{23} + \varphi_{12} = 0,02148^\circ; \end{aligned}$$

φ_1 , φ_2 , φ_3 ва φ_4 ларнинг қийматига асосланиб, маълум масштабда

$$K_{\alpha} = \frac{\varphi}{S} \text{ град/мм}; \quad S = \frac{\varphi_2}{K_{\alpha}} \cdot \text{мм}$$

бураллиш бурчак эпюрасини қураимиз. Эпюрани қуришда вални биқрликка ҳисоблашдан фойдаланилади.

9. Кучланиш кесим юза бўйича тақсимланиш эпюрасини қураимиз.

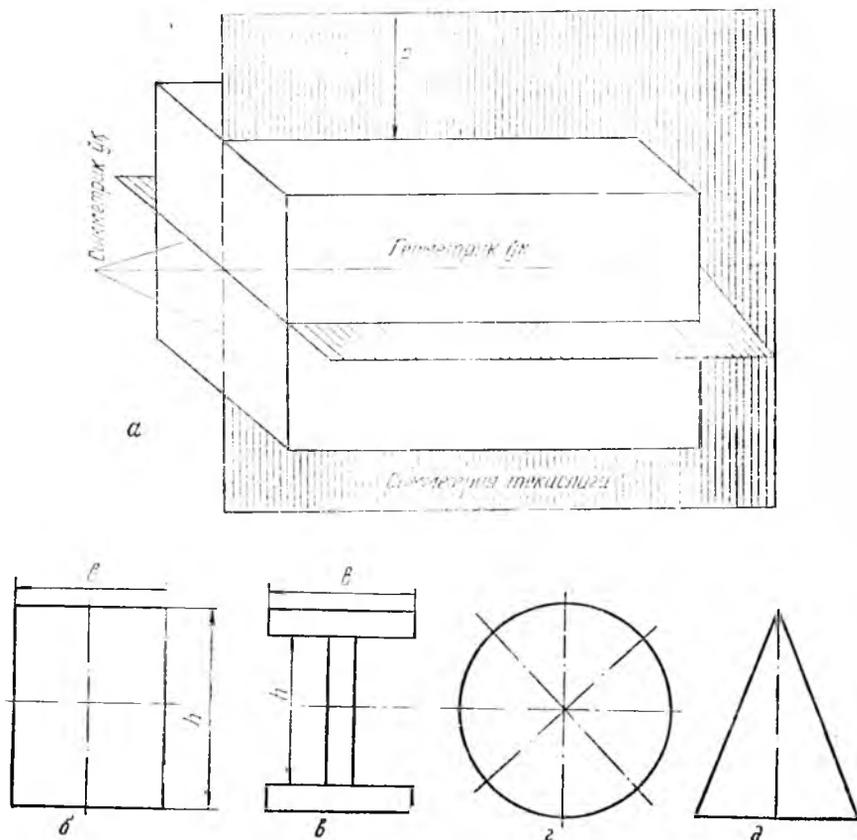
У б о б. Эгилиш деформацияси

37-§. ЭГИЛИШ ТУҒРИСИДА УМУМИЙ ТУШУНЧА

Эгилишга ишлайдиган стерженлар балка дейилади. Эгилиш деформацияси балканинг геометрик ўқига тик кучлар таъсир қилганда содир бўлади.

Агар қўйиладиган юклар балканинг симметрия текислигида ётса, эгилиш ҳам симметрия (текислигида содир бўлади. Бундан эгилиш текис эгилиш дейилади (67-шакл, а). Кесимнинг симметрия ўқидан ўтган текислик *симметрия текислиги* дейилади.

Агар таъсир қилаётган кучлар симметрия текислигида ётмаса, қийшиқ эгилиш ёки эгилиш ва буралиш деформациялари содир бўлади. Амалда ишлатиладиган балкаларнинг кўндаланг кесимида камда битта бўлса ҳам симметрия ўқи бўлганлиги учун текис эгилиш энг кўп учрайдиган ҳолдир (67-шакл, б, в, г, д).



67-шакл.

Қуйида биз балкаларнинг текис эгилиш ҳолатларинигина текшира-
рамыз ҳолос. Қийшиқ эгилишдаги балка мураккаб қаршилик дефор-
мацияси ҳолатида бўлганлиги сабабли уни алоҳида кейинги бобда
қўрамиз.

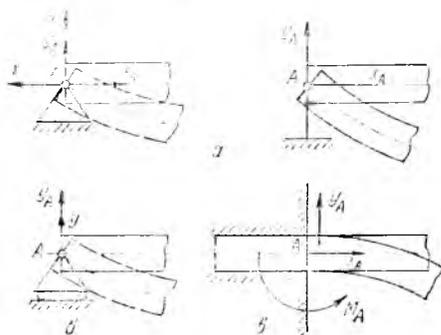
Текис эгилишдаги балкаларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш ва
уларнинг деформацияларини аниқлаш учун, энг аввал уларга қў-
йилган ва таъсир қилаётган барча кучларни аниқлаш лозим. Таянч-
даги реакция кучлари ҳам балкага таъсир қилаётган кучлар қато-
рига кирди. Шунинг учун балкаларнинг ҳисоби таянч реакцияла-
рини аниқлашдан бошланади.

38-§. ТАЯНЧЛАРНИНГ ХИЛЛАРИ ВА РЕАКЦИЯ КУЧЛАРИ

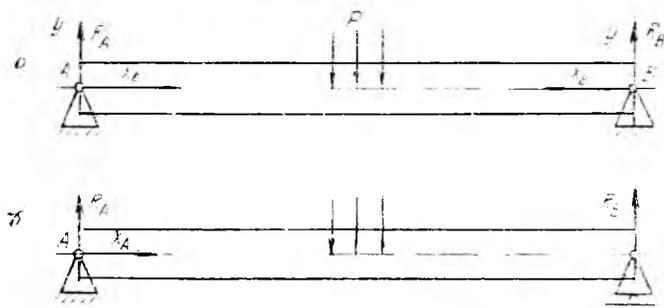
Балка мувозанатда бўлиши учун унинг икки учи таянчга тира-
лади. Таянч деб, балкани мувозанат ҳолатида ушлаб туриш учун
хизмат қиладиган *ёстиқчаларга* айтилади. Таянчлар уч хил бў-
лади:

1. Цилиндрик шарнирли қўзғалмас таянч (68-шакл, а);
2. Цилиндрик шарнирли қўзғалувчан таянч (68-шакл, б);
3. Қистириб тиралган таянч (консоль) (68-шакл, в):

Агар балканинг тиралган уч кесими деформация натижасида
айланиш имкониятига эга бўлиб, лекин горизонтал ва вертикал



68-шакл.



69-шакл.

йўналишдаги кўчишларга эга бўлмаса, бундай таянч шарнирли қўзғалмас таянч дейилади. Унда вертикал Y_A ва горизонтал X_A йўналишдаги реакция кучлари ҳосил бўлади, яъни таянчнинг кўрсатган қаршилиги боғланиш (реакция) кучи билан алмаштирилади (68-шакл, а).

Балканинг ҳар иккала учига қўзғалмас шарнирли таянч қўйилса, реакцияларнинг сони 4 та бўлиб, текис система учун статика 3 та тенглама берилганлиги сабабли, масала статик аниқмас бўлиб қолади (69-шакл, а).

Бундан ташқари, горизонтал реакция кучларининг мавжуд бўлиши балкада қўшимча чўзилиш ёки сиқилиш кучланишларини ҳосил қилади. Қўшимча кучланиш эса ўз навбатида балканинг тўғри чизиқли ҳолатини бузади. Бу қўшимча кучланишларни йўқотиш мақсадида ҳамда масалани статик аниқ қилиш учун шарнирли қўзғалмас таянчларнинг биттасини қўзғалувчан қилиб оламиз. У ҳолда таянч тўғридан-тўғри асосга эмас, балки ғалтакка ёки ғилдиракка ўрнатилади (69-шакл, б). Натижادا балканинг бир учига горизонтал йўналиш бўйлаб кўчиш имконияти берилади ва таянчдаги X_B реакция кучи нолга тенглашади. Бундай кўринишдаги балкалар учун 3 та реакция кучини топиш kiffoя. Демак, шарнирли қўзғалувчан таянч фақат битта вертикал йўналишдаги реакция кучини берар экан (68-шакл, б).

Балкани мувозанатда тутиш учун уни 2 та таянчга тирамасдан фидоат битта таянчга қистириб тираса ҳам бўлади. У ҳолда балканинг қистирилган уч қисми айланиш ва горизонтал ҳамда вертикал йўналишда кўчиш имкониятига эга бўлмайди (68-шакл, в). Бу ҳилдаги бирикмага реакция кучларининг сони 3 та: Y_A , X_A , M_A бўлади. Бунда M_A га реактив момент дейилади.

Бир учи билан қистирилиб тиралган ва бошқа учи эркин бўлган балка ва икки таянчли балканинг таянчидан чиқиб турган қисми консоль дейилади.

39-§. ТАЯНЧ РЕАКЦИЯЛАРИНИ АНИҚЛАШ

Реакция кучларини аниқлаш учун балканинг мувозанат ҳолатини текшираемиз. Балка қўйилган юклар ва таянч реакциялари таъсирида мувозанатда туради. Масалан, икки учи билан қўзғалувчи ва қўзғалмас шарнирли таянчларга тиралган балка тўпланган P_1 , P_2 ва P_3 кучлар таъсирида бўлсин. Шу балканинг таянч реакция кучларини аниқлаймиз (70-шакл, а). Реакция кучини R ҳарфи билан белгилаб, унинг таъсир таянч нуқтасининг номери R_i ёки таянчнинг номи, масалан R_A қўйилиб ёзилади. A ва B таянчларда, реакция кучларининг ҳосил бўлиш таърифига кўра, 3 та реакция R_A , R_B ва X_A кучлари ҳосил бўлади. Уларни топиш учун статика учта тенглама беради:

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum M_0 = 0. \quad (1)$$

(1) тенглама статиканинг бир текисликда ётган кучлар системаси учун мувозанат тенгламасидир. Бу тенглама ёрдамида балкага қў-

Йилган ҳамма кучларнинг таянч шарнир марказларига нисбатан олинган моментларининг йиғиндиларини нолга тенглаштириб қўйидаги иккита тенгламани ҳосил қиламиз:

$$\sum M_A = P_1 a_1 + P_2 a_2 - P_3 a_3 - R_B l = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_B = P_3 (l - a_3) - P_2 (l - a_2) - P_1 (l - a_1) + R_A l = 0. \quad (3)$$

Бу икки тенгламадан R_A ва R_B ларни топиш қийин эмас. X_a ни эса X лар ўқиға проекция олиш йўли билан ҳисоблаймиз, яъни

$$\sum X = -X_a = 0.$$

Бу тенгламадан кўринадикки, балканинг мувозанат шартига бинсан $X_a = 0$. R_A ни

(3) тенгламадан фойдаланмасдан ҳам топиш мумкин. Y ҳолда ҳамма кучларнинг Y ўқидаги прєксияларининг йиғиндиси $\sum Y = 0$ ни олиш кифоя

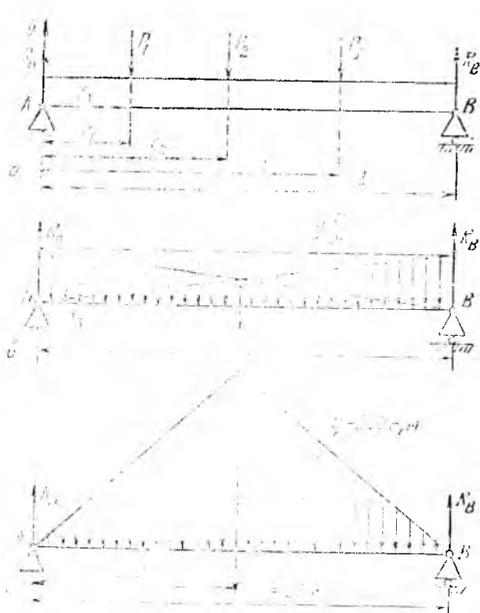
$$\sum Y = R_A - P_1 - P_2 - P_3 + R_B = 0. \quad (4)$$

Бу тенгламадан R_A ни топиш учун R_B нинг қийматини (1) тенгламадан келтириб қўямиз, R_A бу усулда топилганда, агар (1) тенгламани тузишда хатоликка йўл қўйилган бўлса, ушн сезиш қийин бўлиб, масала тўғри ечиммаслиги мумкин. Бундай хатоликка йўл қўймаслик учун масалани текширишда (4) тенгламадан фойдаланилади.

Агар балкага таъсир қилаётган юклар ёйиб қўйилган бўлса (70-шакл, б, в), у ҳолда ёйилган юкнинг огирлиги огирлик марказига қўйилган деб қараб, юқоридаги тенгламалар ёрдамида масала ечилади. 70-шакл, б учун

$$M_A = ql \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot l = 0, \text{ бундан } R_B = \frac{ql \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{ql}{2};$$

B шарнир. марказига нисбатан моментлар тенгламасини тузсак, $M_B = -ql \cdot \frac{l}{2} + R_A \cdot l = 0$ бўлиб, $R_A = \frac{ql}{2}$ экани келиб чиқади. Сўнгра $\sum Y = 0$ тенглама орқали R_A ва R_B реакция кучларининг тўғривлигини текшираемиз.



70-шакл.

$$\frac{ql}{2} - ql + \frac{ql}{2} = 0.$$

демак тўғри топилган. 70-шакл, b учун ҳам худди шундай тенгламалар тузилади. Бунда ёйилган юкнинг ўз оғирлиги ql эмас, балки $gl/2$ бўлиб, A нуқтага нисбатан моментлар тенгламаси

$$\sum M_A = gl/2 \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot l = 0.$$

$$R_B = \frac{gl^2/4}{l} = \frac{gl}{4} \text{ га тенг бўлади.}$$

Ёйилган юк симметрик бўлганлиги сабабли A таянчда ҳам R_B га тенг реакция кучи содир бўлади, яъни $R_A = \frac{gl}{4}$.

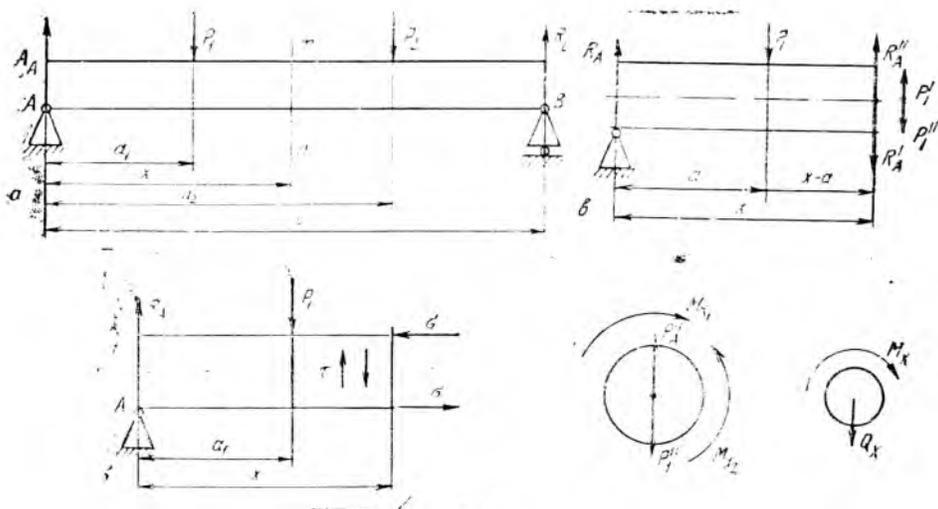
40-§. БАЛҚАЛАРДА ҲОСИЛ БЎЛАДИГАН КУЧЛАНИШЛАР ХАРАКТЕРИ. ЭГУВЧИ МОМЕНТ ВА КЕСИБ ЎТУВЧИ КУЧ

Аввалги параграфда таянч нуқталаридаги реакция кучларини топишни, яъни ташқи кучларни аниқлашни кўриб чиқдик. Бу параграфда балканинг турли кесимларида ҳосил бўладиган ички кучларни аниқлаш масаласини ўрганамиз. Бунинг учун икки учи билан шарнирли таянчларга тиралган P_1 ҳамда P_2 кучлар таъсирида бўлган балкани кўриб чиқамиз (71-шакл, a).

Таянч реакциялари R_A ва R_B олдинги тема бўйича аниқланади. Демак, биз текшираётган балка P_1 , P_2 юклар ва реакция кучлари таъсирида мувозанатда туради. Балканинг турли кесимларида ҳосил бўладиган ички кучларни балкани фикран кесиб усулидан фойдаланиб топамиз. Бунинг учун масалан, балканинг чап таянчидан x масофада $m - n$ текислик билан кесилган кесимни оламиз ва ўнг қисmini ташлаб юборамиз. Бунда балканинг мувозанати бузилади. Мувозанатни тиклаш учун чўзилиш ва сиқилиш деформациясидаги снигари ташлаб юборилган қисмининг таъсир кучи билан алмаштирамиз (71-шакл, b).

Кўндаланг кесимнинг ҳар бир нуқтасига, умумий ҳолда нормал (σ) ва уринма (τ) кучланишлар таъсир қилади. Кесим бўйича ёйилган бу кучланишлар балканинг текшириляётган қисмига қўйилган ташқи кучлар R_A ва P_1 билан мувозанатлашади. Демак, ташқи R_A ва P_1 кучлар билан кесим бўйича ёйилган кучланишлар ўзаро мувозанатланган фазовий кучлар системасини ташкил қилади.

Фазовий кучлар системаси учун статика олтига тенглама беради. Бу тенгламалар ёрдамида кучланишларни топса бўлади. Бироқ кучланиш балканинг ҳар бир кесими учун турлича қийматга эга бўлгани сабабли, ҳар бир кесим учун статика тенгламаси ёрдамида кучланишни алоҳида-алоҳида топишга тўғри келади. Бу эса жуда ноқулайдир. Шу сабабли балканинг ҳар қандай кўндаланг кесимида ҳосил бўладиган σ ва τ кучланишларини аниқлайдиган умумий формулаларни келтириб чиқариш керак. Бунинг учун текшириляётган қисмига таъсир этувчи ташқи ва ички кучларни маълум бир кўринишга келтириш лозим. Бунда чўзилиш ва сиқилиш деформа-



71-шакл.

циясида аниқланган ички куч текширилаётган қисмдаги ташқи кучларнинг алгебраик йиғиндисига тенглигини эътиборга олиб, текширилаётган қисмга қўйилган кучларни кесим марказига қўчириб келтирамиз (71-шакл, в). У ҳолда кесим марказида, ташқи кучларга статик эквивалент бўлган битта бош вектор ва битта бош моментга эга бўламиз. Биз текшираётган балка учун таъсир қилаётган кучлар бир текисликда ётганлигини ҳисобга олиб, ҳар биридан шу текисликда ётувчи бир жуфт куч билан вертикал йўналишдаги бир кучни оламиз. Бунинг учун R_A ва P_1 кучларини қўйдаланг кесимнинг марказига қўчириб келтирамиз. У ҳолда R_A ва P_1 ларга тенг бўлган қарама-қарши йўналишдаги кучларни оламиз (71-шакл, в), яъни $R'_A R'_A \propto 0$ ва $P'P'_1 \propto 0$;

$$R_A = |R'_A| = |R''_A|; P_1 = |P'_1| = |P''_1|.$$

Бунда R_A ва R'_A ; P_1 ва P'_1 жуфт кучлар; $M_{x_1} = R_A x$, $M_{x_2} = P(x-a)$; R'_A ва P'_1 бош векторлардир.

Жуфт кучлар моментларининг йиғиндисини M_x десак:

$$M_x = R_A x - P_1 (x - a).$$

Бош векторларнинг йиғиндисини Q_x деб олсак:

$$Q_x = R_A - P_1 = R_A - P_1.$$

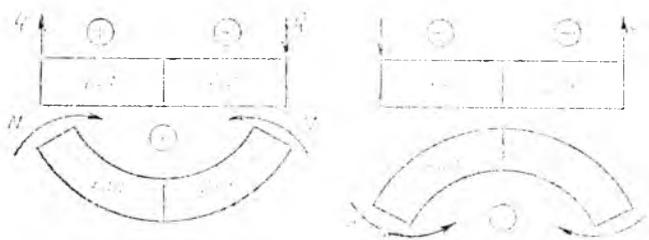
Шундай қилиб, балканинг кесилган кесимидан чап қисмига қўйилган R_A ва P кучларининг ўрнига, кесилган кесимнинг марказига қўйилган Q_x куч билан, момент M_x га тенг бўлган жуфт кучни олдик (71-шакл, в).

Мана шу кесимда олинган M_x момент *эгувчи момент* ва Q_x *қўйдаланг куч* ёки *кесиб ўтувчи куч* дейилади. Эгувчи момент текшири-лаётган кесимнинг бир томонидаги кучларнинг кесим марказига нисбатан

олинган моментларнинг алгебраик йиғиндисига тенг бўлади. Кесиб ўтувчи куч Q_x эса текширилатган кесимнинг бир томонидаги кучларнинг алгебраик йиғиндисига тенгдир. M_x ва Q_x балканинг турли кесимларида турли қийматларга эга бўлганликлари учун улар x нинг функцияларидир, яъни

$$M = M(x); Q = Q(x).$$

Биз юқорида балканинг фақат чап кесимишигина текширдик. Баъзан балкадаги участкалар сон иккитадан ортганда ёки чап учни қўстирилган консол балкаларда ўнг кесими текширишга тўғри келади. Шунинг учун уларнинг орасидаги фарқни яхши билиб олиш керак. Бу фарқ M_x ва Q_x ларнинг йўналиш ишораларидадир, яъни балканинг чап томони учун эгувчи M_x момент соат стрелкаси ҳаракати йўналиши бўйича айлашиб, кесиб ўтувчи Q куч эса юқорига қараб йўналса, балканинг ўнг қисми учун M_x момент соат стрелкаси ҳаракати йўналишига тескари айлашиб, кесиб ўтувчи Q куч пастга қараб йўналган бўлса, M момент ва Q кучлар мусбат ҳисобланади. Аксинча маъфий ишорада олинади (72-шакл). Ишоралар шу тарзда таълакса, балканинг ўнг ёки чап кесими текширишдан қатъи назар M_x ва Q_x лар бир хил қийматларини оламиз.



72-шакл.

M_x ва Q_x лар x нинг функцияси бўлганлиги сабабли балканинг ўқи бўйлаб уларнинг қиймати ўзгарувчан бўлади. Шу ўзгариш қонунини тасвирловчи графикка тегишлича эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч эпюралари дейилади.

M_x ва Q_x эпюраларни чизиш учун, балканинг ўқига параллел қилиб балка тагидан абсцисса ўқи ўтказилади. Ордината ўқи бўйлаб маълум масштабда ҳар қайси кесимдаги M_x ва Q_x нинг қийматлари мазкур кесим тагига қўйилади.

M_x ва Q_x қанча катта бўлса, σ ва τ кучланишлар ҳам шунча катта бўлади. Балканинг мустақамлигини текшириш учун бу кучланишларнинг энг катта қийматларини аниқлашимиз лозим. M_x ва Q_x лар максимал қийматларга эришган кесим *ҳавфли кесим* дейилади. Ҳавфли кесимларни излашда балканинг ўқи бўйлаб M_x ва Q_x ларнинг ўзгаришини тасвирловчи эпюра катта ёрдам беради.

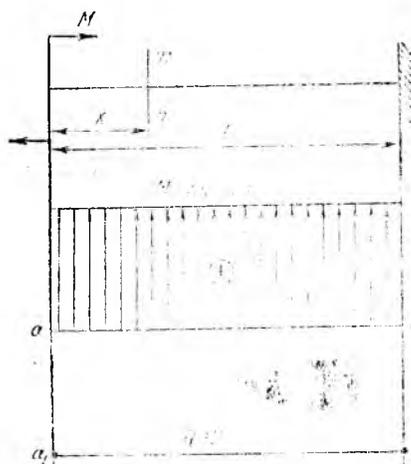
41-§. ЭНГ ОДДИЙ ҲОЛ УЧУН M_x ВА Q_x ЛАРНИНГ ЭПИЮРАЛАРИНИ ҚУРИШ

I ҳол. Бир учи билан қистирилган балканинг эркин учига жуфт куч таъсир қилсин (73-шакл). Балкани чап учидан x масофада фикран кесамиз. Сўнгра $m-n$ кесимнинг марказига нисбатан чап қисмидаги кучлардан момент оламиз:

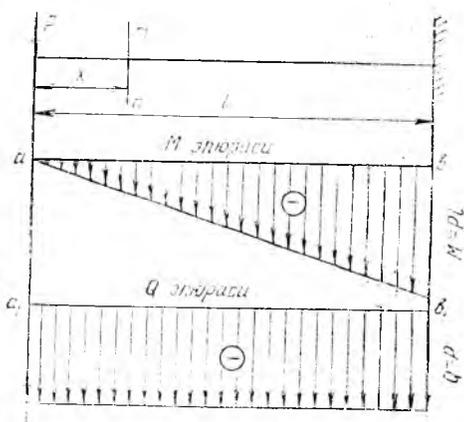
$$M_{m-n} = M_x = m; \quad 0 \leq x \leq l. \quad Q = 0.$$

M_x эпюрани чизиш учун балканинг ўқига параллел ab тўғри чизик ўтказилади ва шу тўғри чизикнинг юқори қисмига (ордината ўқи бўйлаб) ёки паст қисмига моментнинг қиймати маълум масштабда қўйилади (муъбат бўлса юқори қисмига).

II ҳол. Бир учи билан қистирилган балканинг эркин учига вертикал йўналган P куч қўйилган бўлсин (74-шакл). M_x ва Q_x ларнинг қийматларини топиш учун чап томондан x масофада $m-n$ текислиги билан кесамиз. Сўнгра $m-n$ кесимнинг марказига нисбатан P кучдан момент оламиз.



73-шакл.



74-шакл.

$$M_x = -P \cdot x; \quad 0 \leq x \leq l;$$

$$x = 0 \quad \text{да} \quad M = 0;$$

$$x = l \quad \text{да} \quad M = -P \cdot l = M_{\max}.$$

M_x ning қийматлари учун эпюра қурамыз. Кесувчи куч $Q_x = P$ бўлади. Q_x эпюраси ҳам M_x эпюраси сингари қурилади.

III ҳол. Бир учи билан қистирилган балкага (консолга) ёйилган юк қўйилган бўлсин (75-шакл). Чап томондан x масофада кесиб, $m-n$ кесимнинг марказига нисбатан чап қисмидаги кучларни оғирлик марказида деб қараб момент оламиз ҳамда кесиб ўтувчи кучни топамиз:

$$M_x = -qx \cdot \frac{x}{2} = -\frac{qx^2}{2}; \quad Q_x = -qx.$$

Бунда x нолдан l га қадар ўзгаради: $0 \leq x \leq l$.

Тенгламадан кўринадикки, M_x нинг қиймати парабола эгри чизиги бўйича ўзгаради. Шунинг учун x нинг бир қанча қиймати учун M_x ни топиш керак.

$x = 0$ бўлганда $M_x = 0$ бўлади.

$$x = \frac{l}{2} \text{ бўлса, } M_x = -\frac{ql^2}{2 \cdot 2^2} = -\frac{ql^2}{8}.$$

$$x = l \text{ бўлса, } M_x = -\frac{ql^2}{2}.$$

M_x нинг қийматларига эпюра қўрсак, уни парабола эгри чизиги бўйлаб ўзгаришини кўрамиз. Кесувчи куч эса:

$$x = 0 \text{ да } Q_x = 0$$

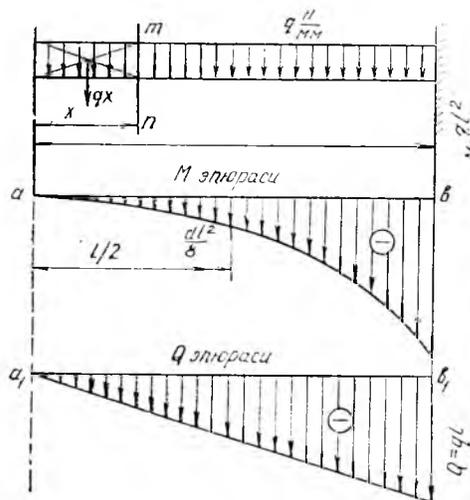
$$x = l \text{ да } Q_x = -ql.$$

Шундан сўнг Q_x нинг қиймати учун эпюра қўрамиз.

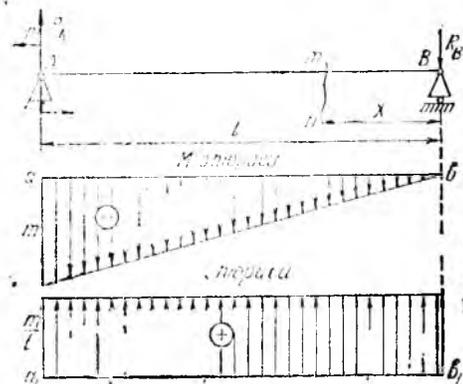
IV ҳол. Иккита шарнирли қўзғалувчи ва қўзғалмас таянчларга тиралган балка **А** ҳуфт куч таъсирида бўлсин (76-шакл). Бундай балкаларнинг қўндаланг кесимида ҳосил бўладиган M_x ва Q_x ларни топишдан олдин таянч шарнирларидаги (A ва B) реакция кучларини топиш талаб этилади.

Реакция кучларини топиш учун, уларни R_A ва R_B лар билан белгилаб A ва B шарнир марказларига нисбатан моментлар тенгласини тузамиз:

$$\sum M_A = -m + R_B \cdot l = 0; \quad \text{бундан } R_B = \frac{m}{l}.$$



75-шакл.



76-шакл.

B нуктага нисбатан момент олсак

$$\sum M_B = -m + R_A \cdot l = 0; R_A = \frac{m}{l}.$$

Демак,

$$R_A = -R_B = m/l.$$

R_A ва R_B реакция кучлари топилганидан сўнг, балкани чап ёки ўнг томонидан x масофада фикран кесамиз ва кесилган кесимнинг марказига нисбатан текшириляётган томондаги кучларнинг йнғиндисини ва моментларни оламиз:

$$Q_x = R_B; M_x = -R_B x.$$

Бунда x ноль билан l оралигида ўзгаради, яъни $0 \leq x \leq l$. Агар $x = 0$ бўлса, $M_x = 0$;

$$x = l \text{ бўлганда } M_x = -R_B \cdot l = -\frac{m}{l} \cdot l = -m.$$

Q_x эса x га боғлиқ бўлмасдан балканинг бутун узунлигида бир хил қийматга эга бўлади.

$$Q_x = R_B = \frac{m}{l}.$$

M_x ва Q_x ларининг қийматларига эпюра қурамиз. Эпюрадан кўринадики, балканинг энглишига хавфли кесими жуфт куч қўйилган текисликда экан.

V ҳол. Иккита шарирли таянчга тиралган балка ёйилган юк таъсирида бўлсин (77-шакл) ✓

Ёйилган юкни, балканинг оғирлик марказига қўйилган деб қараб A ва B шарирлардаги реакция кучларини топамиз. Бунинг учун A ва B нукталарга нисбатан моментлар тенгламасини тузамиз:

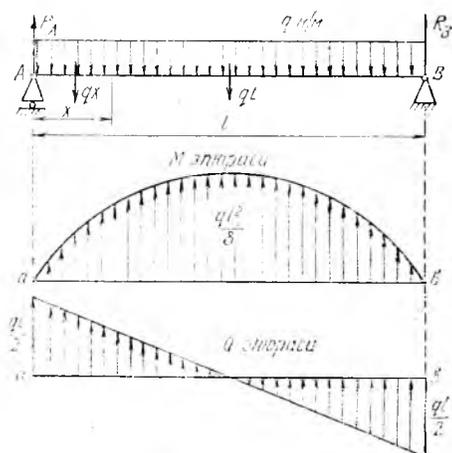
$$\sum M_A = -R_B \cdot l + ql \cdot \frac{l}{2} = 0.$$

Бундан $R_B = ql/2$. Сўнгга B нуктага нисбатан момент оламиз:

$$\sum M_B = R_A \cdot l - ql \cdot \frac{l}{2} = 0.$$

Бундан $R_A = ql/2$ экани келиб чиқади. R_A ва R_B ларни билган ҳолда балкани чап таянчдан x масофада кесамиз ва кесим марказига нисбатан текшириляётган томондаги кучлардан момент ва кучлар йнғиндисини оламиз:

$$M_x = R_A x - qx \cdot \frac{x}{2}; Q_x = R_A - qx.$$



77-шакл.

Бунда $0 \leq x \leq l$ оралиғида ўзгаради.

Тенгламадаги x нинг ўрнига ўз қийматини қўйсак:

$$x = 0 \text{ бўлганда } M_x = 0;$$

$$x = \frac{l}{2} \text{ бўлганда } M_x = \frac{ql}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{ql^2}{8} = \frac{ql^2}{8};$$

$$x = l \text{ бўлганда } M_x = \frac{ql}{2} \cdot l - ql \cdot \frac{l}{2} = 0;$$

Q_x нинг қиймати $x = 0$ бўлганда;

$$Q_x = R_A = \frac{ql}{2}.$$

$x = l$ бўлганда эса $Q_x = \frac{ql}{2} - ql = -\frac{ql}{2}$ бўлади. M_x ва Q_x ларнинг топишган қийматларига эпюралар қурамыз. M_x эпюраси парабола кўринишида бўлади.

VI ҳол. Икки шарнирли таянчга тиралган балка вертикал P куч таъсирида бўлсин (78-шакл, а).

A ва B шарнирларга нисбатан моментлар тенгласини ёзиб R_A ва R_B реакция кучларини топамиз.

$$\sum M_A = P \cdot a - R_B \cdot l = 0; \quad R_B = \frac{P \cdot a}{l};$$

$$\sum M_B = -P \cdot b + R_A \cdot l = 0; \quad R_A = P \cdot b / l.$$

Аниқланган реакция кучларининг тўғрилигини y ўқига нисбатан кучларнинг проекция — йиғиндиларини олиб текширамыз:

$$\sum y = R_A - P + R_B = 0.$$

Бу тенгламага R_A ва R_B ларнинг қийматларини қўйсак:

$$\frac{P \cdot b}{l} - P + \frac{P \cdot a}{l} = 0. \text{ Демак, топишган реакция кучлари тўғри экан.}$$

M ва Q ларнинг қийматларини топшиш ва эпюраларини қуриш учун балкани участкаларга бўлиб оламиз. Икки куч оралиғига *участка* дейилади.

Балкани ҳар бир участкада алоҳида-алоҳида кесиб M ва Q ларни топамиз.

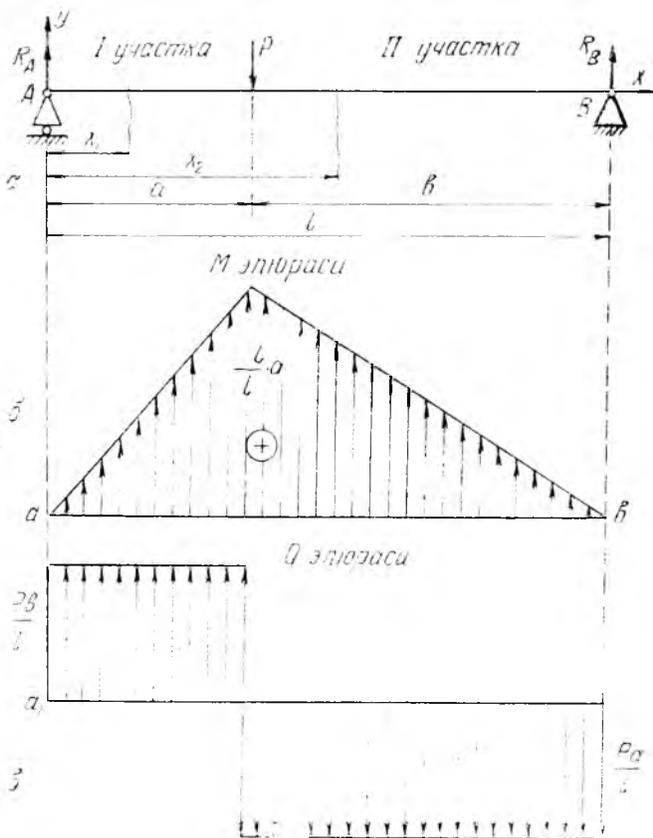
I участка учун балкани чап томонидан кесамиз (78-шакл, а, б); у ҳолда M ва Q лар қуйидагича топилади:

$$M_x = R_A \cdot x; \quad Q_x = R_A.$$

Бунда x ноль билан a оралиғида ўзгаради.

Агар $x_1 = 0$ бўлса, $M_x = 0$; $x_1 = a$ бўлса, $M_x = \frac{P \cdot b}{l} \cdot a$ ва $Q = \frac{P \cdot b}{l}$ бўлади.

II участка учун ҳам балкани чап томонидан кесамиз (78-шакл, а) (бу участкада ўнг томондан ҳам кесиш мумкин, бундан M ва Q ларнинг ифодаси I участкадаги сингари бўлади).



78-шакл.

У ҳолда: $M_{x_2} = R_A x_2 - P(x_2 - a)$, $Q_{x_2} = R_A - P$. Бунда x_2 a дан l ($a \leq x_2 \leq l$) га қадар ўзгаради. Агар $x_2 = a$ бўлса:

$$M_{x_2} = \frac{Pb}{l} \cdot a - P(a - a) = \frac{Pb}{l} \cdot a = 0.$$

Демак, куч қўйилган кесимда $M_{x_1} = M_{x_2}$ бўлар экан. Агар $x_2 = l$ бўлса:

$$M_{x_2} = \frac{Pb}{l} l - P(l - a) = Pb - Pb = 0.$$

Шундай қилиб, B таянч кесимида ҳам A таянч кесимидаги сингари эгувчи момент нолга тенг бўлар экан. Кесувчи куч эса:

$$Q_{x_2} = Pb/l - P = P(b - l)/l = \frac{-Pa}{l} \text{ га тенг бўлади.}$$

Энди M_{x_1} , M_{x_2} ва Q_{x_1} , Q_{x_2} қийматлар учун эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч эпюраларини қураимиз (78-шакл, б, в).

Юқорида кўрилган M ва Q ларнинг эпюраларидан қуйидагиларни аниқлаймиз:

1. Балканинг (консолнинг) эркин учига жуфт куч қўйилмаган бўлса, эгувчи момент шу кесимда нолга тенг бўлади.

2. Жуфт куч қўйилган кесимларда эгувчи момент эпюраси жуфт куч момент миқдори қадар поғонали ўзгаради.

3. Тўпланган куч қўйилган кесимларда Q_x нинг эпюраси куч {миқдори қадар поғонали ўзгаради. M_x нинг эпюрасидаги оғма чизик сиёди.

4. Тўпланган куч таъсиридан участкаларда $Q = \text{const}$ бўлиб, эпюраси абсциссалар ўқиға параллел йўналган тўғри чизик билан чегараланади. M_x нинг эпюраси эса оғма тўғри чизик бўйлаб ўзгаради.

5. Балканинг текис ёйилган юклар қўйилган участкаларида Q_x нинг эпюраси абсциссалар ўқиға оғма бўлган тўғри чизик билан чегараланади.

6. Балканинг шарнирли таянчларида кесувчи куч Q_x таянч реакцияларига, эгувчи момент эса нолга тенг бўлади.

42-§. СОФ ЭГИЛИШ

Агар балка симметрия текислигида ётган қарама-қарши йўналишдаги моментлар таъсирида бўлса, у соф эгилишга ишлайди. Бу ҳолда балка бутун узунлиги бўйича бир хил эгилишда бўлиб, унинг кесим юзларида ҳосил бўлган ички кучлар ҳам ўзгармас миқдорга эга бўлади (79-шакл, а).

Соф эгилиш деформацияси таъсирида бўлган балкани ҳисоблаш қуйидаги гипотезаларга асосланади:

1. Балканинг текис кўндаланг кесим юзаси деформация даврида ҳам текислигича қолади.

2. Балканинг кўндаланг кесим юзаси деформация даврида қўшни кесимга нисбатан маълум бурчакка оғади.

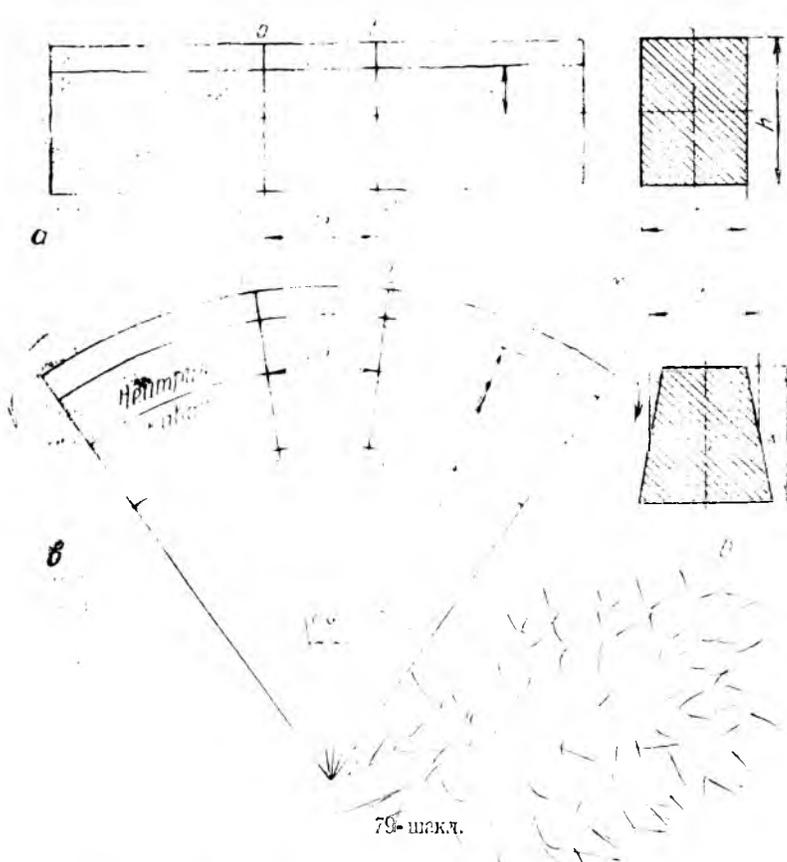
3. Балка сиртида, балка ўқиға маълум масофада параллел олинган тўғри чизиклар деформация даврида ҳам оралиқ масофаларини ўзгартирмайди, фақат оғади.

4. Эгилиш даврида балканинг юқори қават толалари чўзилиб, пастки қават толалари қисқаради (79-шакл, б).

5. Тўғри тўртбурчак шаклидаги кесим юза деформация даврида трапеция шаклига келади (эни чўзилиш қавати томон торайиб, сиқилиш қавати томон кенгайди) (79-шакл, в).

6. Эгувчи момент ётган симметрия текислигига тик симметрия ўқидан ўтган текисликда ётган қават толалари деформация даврида чўзилмайди ҳам, қисқармайди ҳам, фақат эгириланади. Чўзилиш ва сиқилиш деформациясидан ҳоли бўлган қаватга нейтрал қават дейилади.

Балканинг деформацияланишини ва унинг кесим юзларида ҳосил бўлган кучланишларни аниқлаш учун кесим юзаси геометрик ўққа нисбатан симметрик бўлган тўғри бруснинг эгилишини кўриб чиқайлик.

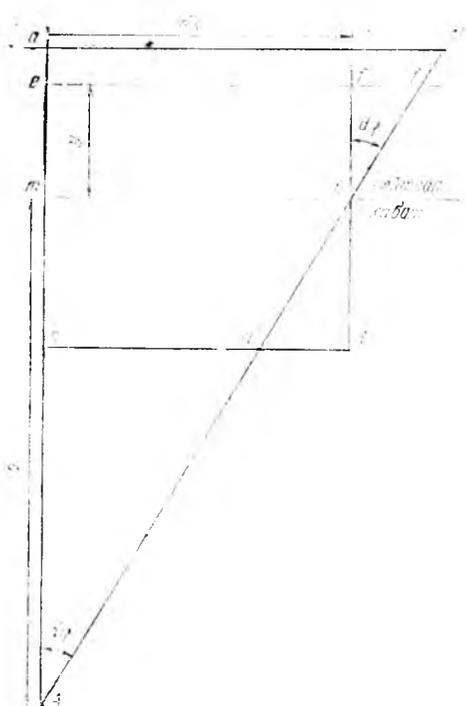


79-шакл.

Балка қарама-қарши йўналишдаги иккинчи эғувчи момент таъсирида ёки бир учи қистирилган ҳолда битта момент таъсирида ҳам соф эгилиши мумкин. Эгилаётган балкадан иккита тақислик билан ажратилган dx узунликдаги элементар бўлақчанинг деформацияланишини кўриб чиқайлик (78-шакл, б). Деформацияланиши натижасида гипотезада кўрсатилгани сингари ac ва bd кесмалар бир-бирига нисбатан маълум бурчакка огади. Огиш бурчаги ва балканинг шу бурчак таъсирида деформацияланишини яққол кўриши учун ac кесмани қўзғалмас деб қараб, bd кесмани эса $d\phi$ бурчакка оғдирамиз. Натижада bd кесма $b'd'$ ҳолатини олади (80-шакл). ac ва $b'd'$ кесмаларни кўрсатувчи чизиқларни давом эттирсак, нуқта A да кесишиб, балка нейтрал қават толаларининг эгрилик марказини беради.

Нейтрал қават m дан эгрилик маркази (A) гача бўлган масофани ρ билан белгилаймиз. Бу масофа *эрилик радиуси* дейилади.

Нейтрал қаватдан y масофада олинган қаватда ef толанинг деформацияланиши натижасида унинг ef' га чўзилганини кўрамиз (80-шакл). Бу қават толасининг абсолют чўзилиши ff' га, нисбий бўйлама чўзилиши эса $\epsilon = ff'/ef$ га тенг бўлади.



80-шакт.

Текшириляётган элементар бўлакчанинг деформацияланиш чизмасидан (80-шакт) учбурчак Amn ва бурчак nff' лариниң ўхшашлиги қуйидаги боғлашларни беради:

$$ff'/y = mn/\rho \quad \text{ёки} \quad ff'/mn = y/\rho.$$

$$\text{Бундан } ff' = \frac{y}{\rho} mn.$$

Нисбий деформация:

$$\epsilon = ff'/ef = \frac{y}{\rho} mn/ef = \frac{y}{\rho},$$

бунда $ef = mn$ — олинган қаватдаги толанинг деформацияланишидан олдинги узунлиги. Демак,

$$\epsilon = y/\rho. \quad (5)$$

Гўк қонунига биноан чўзилиш ёки сиқилиш деформацияси натижасида ҳосил бўлган нисбий бўйлама деформация, материалларнинг эластиклик чегарасида нормал кучланиш билан қуйидагича боғлашига эга бўлади: $\sigma = E \epsilon$ ёки (5) формулага асосан

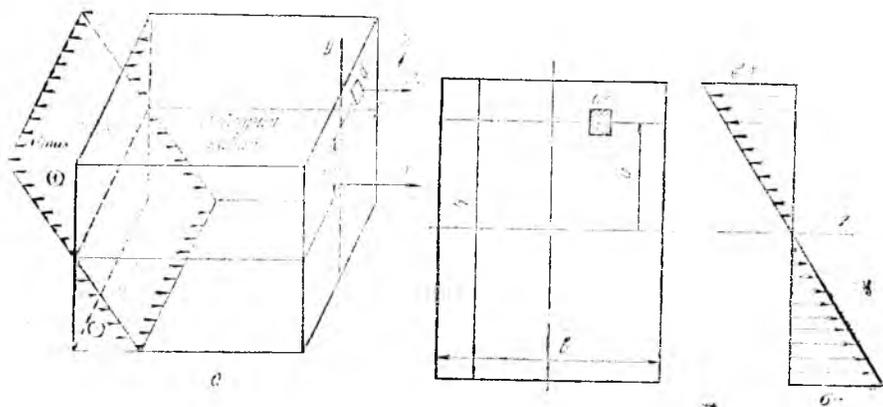
$$\sigma = E y/\rho. \quad (6)$$

(6) формуладан кўринадики, балканинг бўйлама толаларида ҳосил бўлган нормал кучланиш нейтрал қаватга нисбатан жойлашишига боғлиқ бўлар экан, яъни оралиқ y га тўғри пропорционал. Нейтрал қаватдан пастда жойлашган қават толаларида эса сиқилиш кучланиши ҳосил бўлади. Нормал кучланишининг балка кесим юзасида оралиқ y га боғлиқ ўзгаришини кўрсатадиган график-эпюраси 81-шаклда келтирилган. Шаклга биноан нормал кучланиш формуласи қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma = \pm \frac{y}{\rho} E = \pm \frac{1}{\rho} E y. \quad (7)$$

(7) формула, кучланишининг балка кесими бўйлаб тақсимланиш характерини кўрсатади. Унинг қийматини топиш учун (7) формуладаги $1/\rho$ ни ташқи кучга (эгувчи моментга) боғлиқлигини келтириб чиқариш керак.

Бунинг учун балка кесим юзасида нейтрал қаватдан y масофада элементар dF юзачани ажратамиз. Бу юзачада деформация натижасида ҳосил бўлган ички чўзувчи нормал куч $dN = \sigma dF$ га тенгдир (81-шакл, a, b).



81-шакл

Текширилатган элементар бўлакча ташқи (M) момент ва ички dN кучлар таъсирида мувозанат ҳолатида бўлиши керак. Текширилатган элементар бўлакчанинг мувозанат ҳолати учун статикавий мувозанат тенгламасини тузамиз.

1. x ўқига нисбатан ҳамма кучларнинг проекция йиғиндисини оламиз:

$$\sum X = \int_F dN = 0.$$

Бунда

$$\int_F dN = \int_F \sigma dF = \int_F E y dF / \rho = \frac{E}{\rho} \int_F y dF = 0. \quad (8)$$

8) тенгламадан $E/\rho \neq 0$. Демак, (8) тенглама нолга тенг бўлиши учун $\int_F y dF$ нолга тенг бўлиши керак. Бунда $\int_F y dF$ текис шаклининг нейтрал z ўқига нисбатан статик momenti. Интеграл остидаги қийматнинг нолга тенг бўлиши нейтрал ўқ кўндаланг кесим юзанинг оғирлик марказидан ўтганлигини кўрсатади.

2. Элементар бўлакдаги ҳамма кучларнинг, кўндаланг кесим юздан нейтрал (z) ўқига нисбатан моментлар йиғиндисини оламиз.

$$\sum M_z = \int_F dN \cdot y - M = 0;$$

$$M = \int_F dN \cdot y = \int_F \sigma dF \cdot y = \int_F E \frac{y^2}{\rho} dF = \frac{E}{\rho} \int_F y^2 dF. \quad (9)$$

Бунда $\int_F y^2 dF = I_z$ — балка кўндаланг кесим юзасининг нейтрал (z) ўқига нисбатан инерция momenti. Демак, (9) формула қуйидаги кўринишда олади:

$$M = \frac{E}{\rho} I_z.$$

Бундан

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI_z}. \quad (10)$$

(10) формуласи (6) га қўйсақ, эгувчи моментнинг кучланиши билан боғланиш формуласи келиб чиқади:

$$\sigma = \frac{M}{EI_x} \cdot Ey = \frac{M}{EI_z} Ey = \frac{My}{I_z}. \quad (11)$$

(11) формуладан кўринадикки, балка кўндаланг кесимининг нейтрал қаватидан (қарама-қарши томонида) энг узоқ бўлган нуқталарда максимал кучланишлар содир бўлар экан, яъни

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M}{I_z} y_{\max} = \frac{M}{I_z y_{\max}},$$

бунда y_{\max} — нейтрал қаватдан энг узоқдаги қават оралиғи. $I_z / y_{\max} = W_z$ — кесим юзанинг нейтрал ўққа нисбатан қаршилтик momenti эканини эътиборга олсак, эгилишдаги максимал нормал кучланиш формуласи қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma_{\max} = \pm M_{\max} / W_z.$$

Мустаҳкамлик шarti эса қуйидагича ёзилади:

$$\sigma_{\max} = \pm M_{\max} / W_z \leq [\sigma].$$

Бу тенгламадан чўзилиш ва сиқилиш деформациясидаги сингари унга масала ечилади:

1. Ҳар қандай юкланган балкани нормал кучланишга мустаҳкамлиги текширилади:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma].$$

Бу шарт бажарилса, балканинг мустаҳкамлиги етарли деб ҳисобланади.

2. Балканинг юк кўтара олиш қобилиятини топиш, яъни мустаҳкамлик чегарасидаги эгувчи моментини топиш:

$$[M] \leq [\sigma] \cdot W_z.$$

3. Лойиҳа ҳисоби ёки балка кесим ўлчовларини топиш:

$$W_z \geq M_{\max} / [\sigma].$$

Бунда берилган эгувчи моментга лойиҳа қаршилтик кўрсата оладиган кесим қуйидагича танланади:

а) Агар балка тўртбурчак кесим юзали бўлса, у ҳолда $W_z = \frac{bh^3}{6}$ бўлиб, $b/h = c$ нисбат берилган бўлиши керак. Буларни ўрнига қўйиб, балка кесим ўлчовлари топилади (81-шакл, б):

$$h = \sqrt[3]{\frac{6M_{\max}}{c[\sigma]}}$$

б) Агар балка думалоқ кесим юзали бўлса, у ҳолда $W_z = \frac{\pi d^3}{32} \approx \approx 0,1 d^3$ га тенг бўлиб,

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma]}}$$

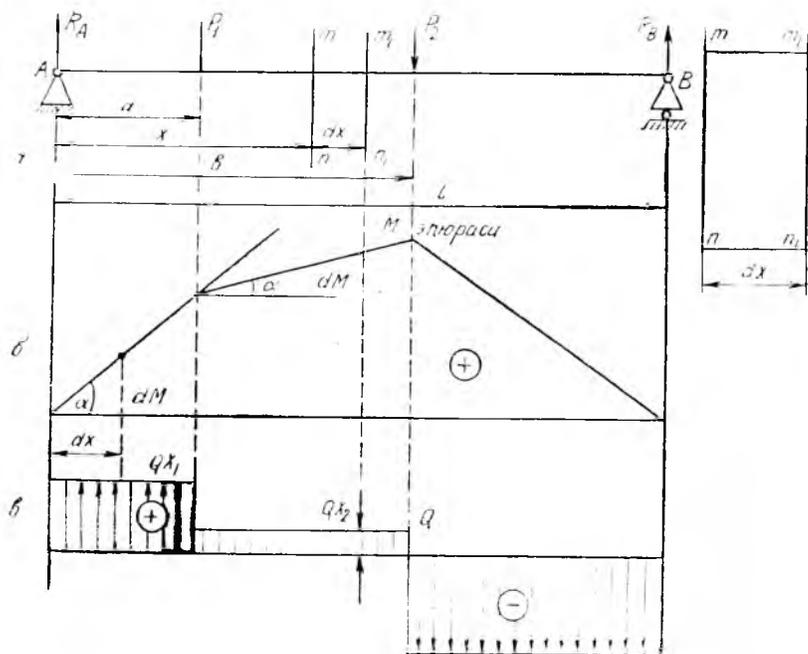
в) Агар балка қўштаквр ёки швеллер кесим юзали бўлса, аниқланган W_x га биноан ГОСТ жадвалидан қўштаквр ёки швеллерларнинг номерлари танланади. Масалан: $W_z = 159 \text{ см}^3$ га тенг бўлса №18^а қўштаквр балка ёки №20^а швеллерли балка олинади.

43-§. Эгувчи момент ва кесувчи куч орасидаги дифференциал боғланиш

Эгувчи момент M билан кесувчи куч Q ўртасида муайян боғланиш бор. Бу муносабатларни топиш балкаларнинг кўндаланг кесимларидаги зўриқишларни топишда у ёки бу эпюраларни анализ қилиш учун катта аҳамиятга эга.

Бўлар орасидаги боғланишни топиш учун тўпланган юклар билан юкланган, икки таянчга тиралган балкани олайлик (82-шакл, а). Балка R_A , R_B реакция кучлари ва P_1 , P_2 кучлар таъсирида мувозанатда бўлсин. Балканинг чап томонида, А таянчдан x масофада ихтиёрый m текислик ва унга жуда яқин $x + dx$ масофада m_1 текислик ўтказиб, dx узунликдаги бир элементар бўлакчани ажратамиз (dx узунлик маълум бир участка оралигида олинади).

Ажратилган элемент m ва m_1 кесимларнинг марказига нисбатан



82-шакл.

чал томондаги кучлардан моментлар оламиз. m кесимдаги эгувчи момент:

$$M_x = R_A x - P_1 (x - a). \quad (12)$$

m_1, n_1 кесимдаги эгувчи момент:

$$M_{x_1} = R_A \cdot (x + dx) - P_1 (x + dx - a). \quad (13)$$

(13) тенгламадан (12) тенгламани айириб, m кесимдан m_1, n_1 кесимга ўтишдаги эгувчи моментнинг ўсишини топамиз:

$$\begin{aligned} dM_x = M_{x_1} - M_x &= R_A x + R_A dx - P_1 x - P_1 dx + P_1 a - R_A x + P_1 x - \\ &- P_1 a = R_A dx - P_1 dx = (R_A - P_1) \cdot dx. \end{aligned}$$

$$\text{Демак, } dM_x = (R_A - P_1) \cdot dx. \quad (14)$$

Бунди m кесимдаги кесувчи кучни топамиз:

$$Q_x = R_A - P. \quad (15)$$

Q нинг қиймати m_1, n_1 кесим учун ҳам (15) тенгламага тенг бўлади, чунки элементар dx оралигида ҳеч қандай қўшимча куч йўқ. (14) тенгламадаги $R_A - P$ ўрнига (15) тенгламадаги Q_x ни қўйсақ, у ҳолда (3) формула қуйидагича ёзилади:

$$dM_x = Q_x dx.$$

Бундан $Q_x = dM_x/dx$ экани келиб чиқади.

Демак, эгувчи моментдан x абсцисса ўқи бўйича олинган биричи ҳосилга текширилатган кесимдаги кесувчи кучга тенг бўлади. Бу дифференциал боғланиш ёрдамида эгувчи момент ва кесувчи куч эпюрасларини қуйидагича анализ қилиш мумкин. dM_x/dx эгувчи момент эпюрасини чегараловчи эгри чизманига ўтказилган уринманинг абсцисса ўқи билан ҳосил қилган бурчак тенгламасини ифодалайди (82-шакл, б), яъни: $dM_x/dx = \operatorname{tg} \alpha$. Агар $\operatorname{tg} \alpha = Q_x > 0$ бўлса, унга тегишли участкада эгувчи момент катталашади, ва аксинча бўлган участкада эгувчи момент кичиклашади. Q эпюрасининг манфий ишорали участкаларида Q_x нинг ишораси мусбатдан манфийга ўзгарса бу нуқтада эгувчи момент максимум, аксинча, минимум қийматга эришади.

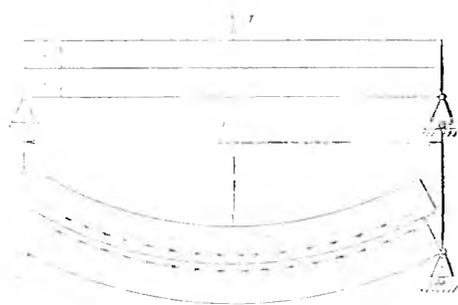
Текширилатган участкада $Q_x = 0$ бўлса, эгувчи момент доимий қийматга эга бўлади, яъни: $M_x = \operatorname{const}$.

44-§. ЭГИЛИШДАГИ УРИНМА КУЧЛАНИШ

Биз юқорида ҳар хил эгувчи кучлар таъсирида балка кесим юзасида эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч ҳосил бўлишини ва балканинг соф эгилиши патижасида унинг кесим юзасида фақат нормал кучланиш содир бўлиши билан танишдик.

Нормал кучланиш эгувчи момент таъсирида ҳосил бўлади. Қўндаланг куч таъсиридан эса балка кесим юзасида уринма кучланиш ҳосил бўлади. Бу уринма кучланишлар қўндаланг кесим юзада ҳамда кучланишларнинг жуфтлик қондасига кўра балканинг узунлиги бўйлаб нейтрал қаватга параллел бўлган кесимларда содир

бўлишидан фойдаланиб топиллади. Нейтрал қаватга параллел текисликда ҳосил бўладиган уринма кучланишнинг кўриш учун, иккита бир хил ўлчовдаги мустақил балкани бир-бирининг устига кўйиб, икки таянчга тираб (83-шакл), кўндаланг куч таъсирида эгсак, уларнинг ён кесимларининг ўзгарганини кўрамиз, яъни балка узунлик бўйича нейтрал қаватга параллел текисликда сурилиб қолади.



83-шакл.

Агар бу сурилишни йўқ қилиб, иккала балкани бир бутун қилиб олсак, сурилиш имкониятига эга бўлмаган қаватда уринма зўриқини содир бўлишини кўриш қийин эмас. Бу ҳол кучланишнинг содир бўлишига, яъни ёғоч брусе эгилишига текширилганда бўйига қараб қалинлик оралиғидан ёриқлаб кетишига мисол бўла олади. Уринма кучланишнинг кўндаланг кесим юза бўйича тақсимланиш қонуни ва миқдорини топиш учун кўндаланг эгилишга ишлайётган тўғри тўртбурчак кесим юзали балкани кўйидаги иккита гипотезага асосланиб текширамиз:

1. Кўндаланг кесимда ҳосил бўладиган уринма кучланишлар кесувчи Q кучга параллел йўналишда бўлади.

2. Кўндаланг кесимнинг нейтрал ўқдан тенг масофада турган барча нуқталарининг уринма кучланишлари тенг, яъни улар кўндаланг кесим эни бўйича текис тақсимланади (Журавский гипотезаси).

P куч таъсирида бўлган тўғри тўртбурчак кесим юзали икки таянчга тиралган балканинг (84-шакл, a) A таянчидан X масофада узунлиги dx бўлган элемент ажратамиз.

Элементдан 1, 2, 3, 4 лар билан чегараланган бўлақчаги нейтрал ўқдан z масофада оламиз. Бўлақчага таъсир қилаётган кучлар моментлар энврасидан маълум M_x ва $M_x + dM_x$ (85-шакл, $a, б$). Улардан ҳосил бўлган нормал кучланишлар:

$$\sigma' = M_x z / I_y \text{ га } \sigma'' = (M_x + dM_x) z / I_y.$$

Буида $\sigma' \rightarrow x$ масофада олинган 1 ва 2 кесимдаги, $\sigma'' \rightarrow x + dx$ масофада олинган 3 ва 4 кесимдаги нормал кучланишлардир. Бу кесимларда, булардан ташқари Q_x куч таъсирида ҳосил бўладиган уринма (τ) кучланишлар ҳам мавжуддир. Ажратилган элементнинг нейтрал ўққа параллель $22'33'$ текислигида фақат уринма кучланиш содир бўлиб, у вертикал текисликдаги уринма кучланишга тенг бўлади (уринма кучланишларнинг жуфтлик қондасига биноан). Энди текширилаётган элементлар 1, 2, 3, 4 бўлақчанинг юқорида эсланган кучлар таъсирида мувозанатда бўлиш шартини текшириб, уринма кучланишни толамиз. Бўйинг учун элемент текисликларига таъсир қилаётган кучларини бел-

гилаб оламиз. 1 ва 2 кесимга таъсир қиладиган нормал куч: $N_1 = \int_{F_{1-2}} \sigma' dF$.
 3 ва 4 кесимга таъсир қиладиган нормал куч: $N_2 = \int_{F_{3-4}} \sigma'' dF$.

кесим юзага таъсир қиладиган уринма куч:

$$T = \tau b dx.$$

Бу кучларни x ўқиға проекциялаб, қуйидагини топамиз:

$$\sum X = N_1 - N_2 + T = 0$$

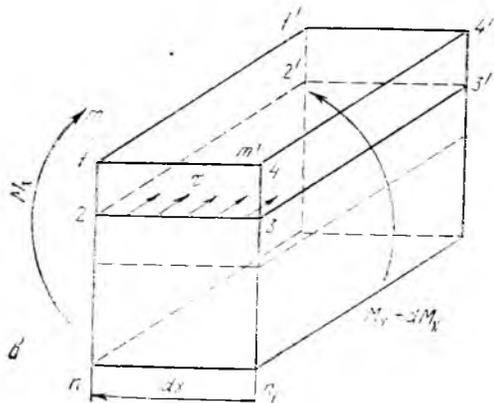
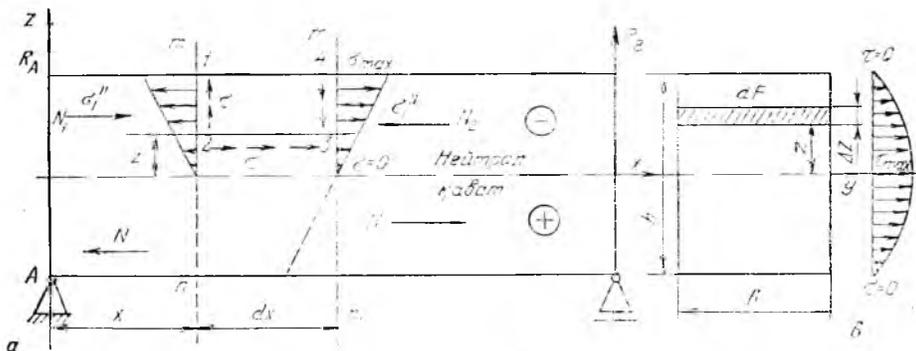
ёки

$$\int_{F_{1-2}} \sigma' dF - \int_{F_{3-4}} \sigma'' dF - \tau b dx = 0.$$

Бу тенгламадаги σ' ва σ'' ларнинг ўрнига қийматларини юқоридаги формулалардан келтириб қўямиз:

$$\int_{F_{1-2}} \frac{M_x}{I_y} z dx - \int_{F_{3-4}} \frac{M_x - dM_x}{I_y} z dF + \tau b dx = 0.$$

Бунда $\int_{F_{1-2}} z dF = S_y$ — кўндаланг кесимдан ажратилган 1, 2, 2, 1



84- шакл.

юзанинг нейтрал ўққа нисбатан статик momenti. Буни эътиборга олсак:

$$\frac{S_y}{I_y} (M_x - M_x - dM_x) + \tau b dx = 0,$$

буидан

$$\tau b dx = dM_x S_y / I_y$$

ёки

$$\tau = S_y dM_x / b I_y dx.$$

Бу формуладаги dM_x балканинг dx узунлигидаги эгувчи моментларининг орттирмаси бўлиб, у шу элементдаги кўндаланг кесувчи кучни беради, яъни:

$$\frac{dM_x}{dx} = Q_x.$$

$\tau = Q_x S_y / b I_y$ экани келиб чиқади.

Бунда τ — кўндаланг кесимнинг ихтиёрий нуқтасидаги уринма кучланиш; Q_x — текшириляётган кўндаланг кесимдаги кесувчи куч; S_y — кўндаланг кесимнинг нейтрал ўққа нисбатан статик momenti; b — уринма кучланиш топиладиган қатламдаги кесимнинг эни; I_y — кўндаланг кесимнинг y ўқига нисбатан инерция momenti.

Уринма кучланишни топиш формуласини биринчи бўлиб рус олими Д. П. Журавский яратган. Шунинг учун бу формула унинг номи билан юртимизда.

Тўғри тўртбурчак кесимли юзадаги уринма кучланиш. Берилган кесим юзанинг эни b , баландлиги h бўлсин (84-шакл, б). Кесим юзада нейтрал ўқдан z масофада dz қалинликдаги элементар юза dF ни b га тенг узунликда лента шаклида оламиз. Сўнгга статик момент S_y ни шу элементар юзачанинг z бўйлаб ўзгариш қонунини аниқлаймиз, яъни

$$S_y = \int_F z dF = \int_z^{h/2} z b dz = \frac{bh^2}{8} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right).$$

бунда $dF = b dz$ экани шаклдан кўринади ва кесим юзанинг нейтрал ўққа нисбатан инерция momenti $I_y = bh^3/12$ эканини эътиборга олиб Журавский формуласини ёзамиз.

$$\tau = \frac{Q_x S_y}{b I_y} = \frac{Q (bh^2/8)}{b \cdot bh^3/12} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right) = 3Q/2bh \cdot \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right).$$

бунда z нейтрал ўқдан ажратилган элементар юза оралиғи бўлиб, у $\sigma \div h/2$ оралиғида ўзгаради, яъни $0 \leq z \leq \pm h/2$ бўлади. Агар $z = 0$ бўлса, $\tau = 3Q/2bh = \tau_{\max}$, $z = \pm h/2$ бўлса, $\tau = 3Q/2bh \cdot (1 - 4h^2/4h^2) = 0$ бўлади.

Кесим юзанинг кучланиш эпюрасидан энг катта кучланиш нейтрал ўқ устига тушишини кўрамиз (84-шакл, в).

Кўштавр кесим юза учун уринма кучланиш. Кўштавр кесим юза учта алоҳида олинган тўғри оддий тўртбурчакдан тузилган бўлиб, паст-

ки ва юқсриги тоқча ва уларни туташтириб турувчи девордан иборатдир (85-шакл, б). Шунинг учун кесим юзада ҳосил бўладиган уринма кучланиш тўғри тўртбурчак кесим юзага чиқарилган уринма кучланиш формуласидан фойдаланиб, тоқча учун алоҳида ва девор учун алоҳида топилади: $\tau = Q_x S_y / b I_y$. Бундан $S_y = \frac{h^2 b}{8} \left(1 - \frac{4z_r^2}{h^2} \right)$; I_y — қўштавр кесим юзасининг y ўқига нисбатан инерция momenti.

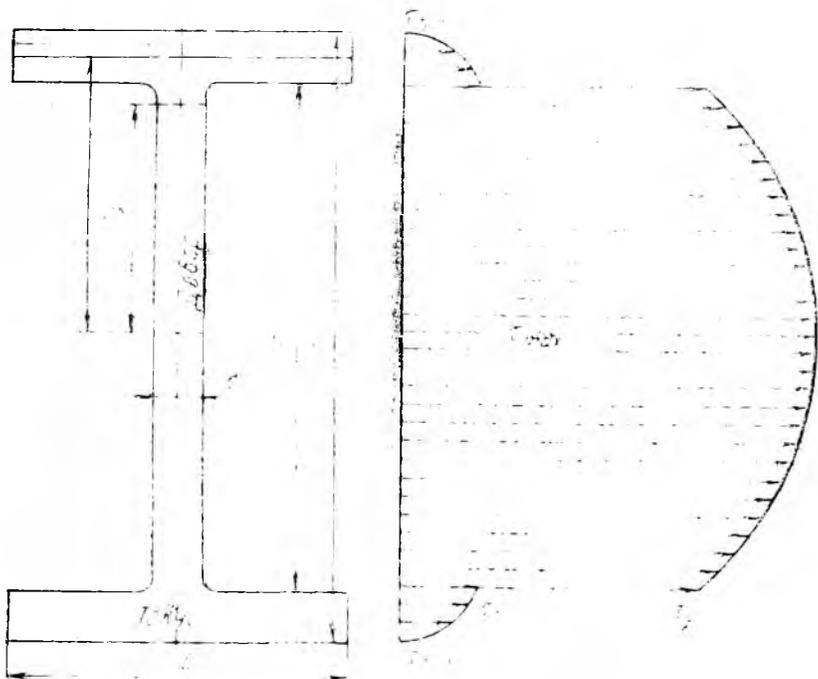
S_y нинг ўз ўрнига қиёматини қўйсак, қўштавр тоқчаси учун қуйидаги қиёматини оламиз: $\tau_r = \frac{Q h^2}{8 I_y} \left(1 - \frac{4z_r^2}{h^2} \right)$.

Бунда: $h_1/2 \leq z_r \leq h/2$.

Агар $z_r = \pm h_1/2$ бўлса, $\tau_{r_2} = \frac{Q h^2}{8 I_y} \left(1 - \frac{4h_1^2}{4h^2} \right)$; $z_r = \pm \frac{h}{2}$ бўлса, $\tau_{r_1} = 0$ (а). Қўштавр девори учун: $\tau_z = Q h^2 b / 8 I_y \cdot \sigma \cdot \left(1 - 4z_r^2 / h^2 \right)$. Бунда

$0 \leq z_r \leq \pm h_1/2$. Агар $z_r = \pm h_1/2$ бўлса, $\tau_z = \frac{Q h^2 b}{8 I_y \delta} \left(1 - \frac{4h_1^2}{4h^2} \right)$ (б). (а) ва

(б) формулалардан $\tau_z = \tau_r \cdot \frac{b}{\delta}$ ифодани ҳосил қилганимиз. $z_r = 0$ бўлганда $\tau_z = \frac{Q h^2 b}{8 I_y \delta} = \tau_{\max}$ га эришади.



85-шакл.

τ ва τ_z ларнинг қиймаглари учун қурилган эпюралардан (85-шахт, б) максимал уринма кучланиш нейтрал ўқда ётган кесимга тўғри келишини кўрамиз.

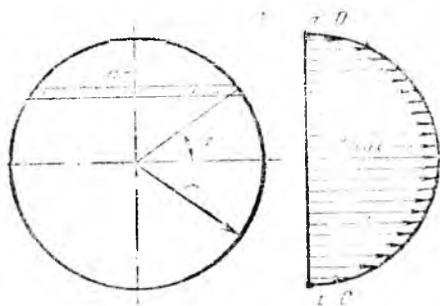
Айланма кесим юза учун уринма кучланиш қуйидагича топилди:

$$\tau = Qr^2 \sin \varphi / 3I_z,$$

буида $I_z = \pi r^4 / 4$. Бурчак φ қуйидаги оралиқда ўзгаради: $0 \leq \varphi \leq \pi/2$. Агар

$$\varphi = 0 \text{ бўлса, } \tau = 0, \varphi = \pi/2 \text{ бўлса, } \tau = Qr^2 / 3 \pi r^4 / 4 = 4Q / 3 \pi r^2 = \frac{4Q}{3F}.$$

Айланма кесим юза учун эпюра қурсак, нейтрал ўқ текислигида эгиллишда уринма кучланишининг максимал қиймагга эригганини кўрамиз (86-шахт).



86-шахт.

45-§ БАЛКАЛАРНИНГ МУСТАҲҚАМЛИГИНИ НОРМАЛ ВА УРИНМА КУЧЛАНИШЛАР БУЙИЧА ТЕКШИРИШ

Биз юқорида балкаларнинг кесим юзаларида ҳосил бўладиган нормал ва уринма кучланишларга етарли қаршилик кўрсатиши учун унинг кесим юзасида ҳосил бўладиган максимал нормал ва уринма кучланишлар балка материали учун руҳсат этилган нормал ва уринма кучланишлардан ортиб кетмаслиги тўғрисида гап юритган эдик. Бу шарт эгиллишга ва кесилишга мустаҳқамлик шартини деб номланади ва қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma_{\max} = M_{\max} / W \leq [\sigma]; \quad \tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_y}{b I_y} \leq [\tau]. \quad (16)$$

Буида M_{\max} — балка кесим юзасидаги энг катта эгувчи момент (моментлар эпюрасидан олинади), W — эгиллишнинг нейтрал ўққа нисбатан қаршилик momenti, Q_{\max} — балка кесим юзасидаги энг катта қўндаланг куч (қўндаланг кучлар эпюрасидан олинади), S_y — балка кесим юзасининг нейтрал ўққа нисбатан ўқдан юқоридаги юзанинг статик momenti, I_y — балка кесимининг нейтрал ўққа нисбатан инерция momenti, b — балка кесим юзасининг эни.

Мустаҳқамлик шартини формуласидан балканинг мустаҳқамлигини таъминловчи кесим юза ўлчовлари топилади. Эгиллишга мустаҳқамлик шартидан кесим ўлчовларини топish методи билан балка на сўф эгиллишга текширганда танишган эдик. Энди балканинг кесилишга мустаҳқамлик шартидан тўғри тўртбурчак кесим юза ўлчовларини топish билан танишамиз. Тўғри тўртбурчак кесим

юзанинг максимал уринма кучланиши бизга маълум бўлиб, унинг мустаҳкамлик ифодаси қуйидагича:

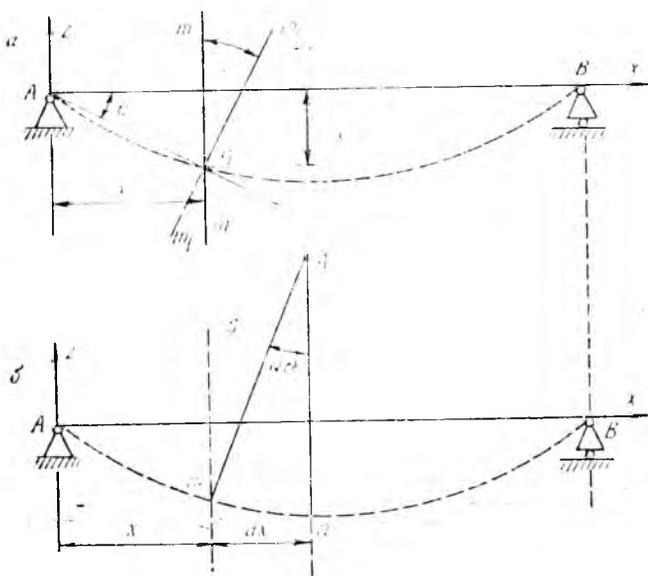
$$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2F} \leq [\tau],$$

бунда $F = bh$ кесим юза бўлиб, уни топшиш учун кесим ўлчовларининг нисбати берилган бўлиши керак, яъни: $h, b - C$ ва $F = cb^2$ бўлиб, $3Q_{\max}/2cb^2 \leq [\tau]$, бунда $b = \sqrt{3Q_{\max}/2c [\tau]}$.

46-§. БАЛКАЛАРНИНГ ЭГИЛИШ ДЕФОРМАЦИЯСИНИ АНИҚЛАШ

Балкаларни ҳисоблашда юклар таъсирида балка кесим юзасида ҳосил бўладиган кучланишлар билан бирга деформацияланиш, яъни турли нуқталарнинг солқилиги ва турли қўндаланг кесимларнинг айланиши ҳам ҳисобга олиш керак. Балкалар қўйилган юклар таъсиридан солқиланиши натижасида таянчлардан ажраб кетиши, динамик юклар таъсиридан тебраниш ҳаддан ташқари кучли бўлиши конструкция қисмларини тездан шидан чиқаради. Буларни олдини олиш учун балкаларнинг солқиланишига чек қўйилади. Масалан, пўлат балкалар учун максимал солқилим $w = l \left(\frac{1}{1900} + \frac{1}{250} \right)$ орасида бўлиши керак.

Балкага қўйилган кучлар бонд симметрия текислигида ётса балканинг ўқи ҳам шу текисликда эгилиб, текис эгилиш ҳолатида бўлади. Фараз қилайлик балка ҳоз симметрия текислигида ётувчи ҳар хил юклар таъсирида бўлиб, ўқи A, B, C бўйлаб эгилен (87 -шакл, a). Эгилган ўқ баъзан эластик чизиқ деб ҳам юритилади, чунки эгувчи куч



87-шакл.

олиб ташланса, балка ўзининг олдинги ҳолига тамомила қайтади. Энгиллиш натижасида чап таянчдан x масофадаги C нуқта C_1 нуқтага кўчади. $CC_1 = \omega$ нуқтанинг солқилиги дейилади. Балка кўндаланг кесим оғирлик марказининг кўндаланг эгиллиш томонга кўчиши ω , балкада белгиланган кесимнинг солқилиги дейилади. Балка ўқининг ҳар бир нуқтасидаги солқиликни ω билан белгилаймиз.

Балка деформацияланганда унинг кўндаланг кесими текис қолган ҳолда нейтрал қават симметрия ўқи атрофида ўзининг олдинги ҳолатига нисбатан айланади. C кесимнинг деформациягача ва ундан кейинги ҳолатлари mC ва mC_1 нормал чизиқлар билан кўрсатилган. Бу чизиқлар кесим марказидан балка геометрик ўқига ўтказилган тиклардир. mC ва mC_1 чизиқлар орасидаги θ бурчак кесимнинг айланиш бурчаги дейилади.

Балка унинг ҳар бир нуқтасидаги солқилик (ω) ни аниқлаш учун унинг эгилган ўқини, яъни $\omega = f(x)$ тенгламасини билишимиз керак. $\omega = f(x)$ тенгламага эгилган ўқ ёки эластик чизиқ тенгламаси дейилади.

C_1 нуқтадан ўтказилган уринма x ўқи билан ҳам θ бурчак ҳосил қилади. Бу бурчакнинг тангенс солқилик ω дан X га нисбатан олинган ҳосиллага тенг:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{d\omega}{dx}. \quad (17)$$

θ — бурчаги жуда кичик қиймат бўлганлиги (энг катта қиймати 1° дан ошмайди) учун $\operatorname{tg} \theta \approx \theta$ деб оламиз, яъни $\theta = \frac{d\omega}{dx}$.

Демак, деформация натижасида бирор кўндаланг кесимнинг айланиш бурчаги θ мазкур кесимнинг солқилиги ω дан x га нисбатан олинган биринчи даражали ҳосиллага тенг бўлар экан.

Балканинг деформациясини текшириш масаласи унинг эгилган ўқ солқилик тенгламаси $\omega = f(x)$ ни аниқлаш ва ечишдан иборатдир. Бу тенгламани аниқлаш учун балка деформацияланишининг ташқи кучга боғлиқлигидан фойдаланиш керак. Бу боғланиш эгувчи момент (M) билан эластик чизиқ эгрилиги $1/\rho$ орасидаги муносабатдан иборатдир, яъни:

$$1/\rho = M_x/EI, \quad (18)$$

бунда I — балка кўндаланг кесимининг айлана симметрия ўқига нисбатан инерция momenti.

Эластик чизиқ эгрилик радиуси билан тегишли кесимнинг айланиш бурчаги (θ) орасидаги муносабатни 87-шакл, б дан топамиз. Бунда бурчак $d\theta(n)$ кесимнинг (m) кесимга нисбатан айланиш бурчагидир. Эгилган ўқ чизиғига ўтказилган нормаллар кесилган A нуқта эса эластик чизиқ (m) нуқтанинг эгрилик марказини беради:

$$\Delta mAn \text{ дан } \frac{dS}{\rho} = d\theta \text{ ёки } \frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{dS}. \quad (19)$$

Балканинг эластик чизиғи нейтрал қаватда ётгани учун $ds = dx$



88- шакл.

деб олшимиз мумкин (17) формулани эътиборга олсак эластик чизикнинг эгралиги ($1/\rho$) учун қуйидаги тенгламани оламиз:

$$1/\rho = d^2\omega/dx^2. \quad (20)$$

(20) тенгламадаги $1/\rho$ эъниг қийматини (17) га қўйсак қуйидаги тақрибий деформацияга тенглама ҳосил бўлади:

$$z'' = d^2\omega/dx^2 = \frac{M_x}{EI};$$

$$EI \frac{d^2\omega}{dx^2} = M_x. \quad (21)$$

(21) тенгламага эластик чизикнинг дифференциал тенгламаси дейилади. Бу тенгламанинг интегрални (ҳар бир хусусий ҳол учун) балка эластик чизикнинг тенгламаси $\omega = \int_x$ ни беради.

Бир учи билан қўстирилган балка учун (21) тенгламадаги $M = \text{const}$ бўлиб, уни икки марта интеграллаб, $\omega_{\text{max}} = \int$ солқилишви оламиз (88-шакл, а).

$$EI \frac{d\omega}{dx} = \int M_x \cdot dx + C_1; \quad EI\omega = \int dx \int M_x \cdot dx + C_1x + C_2$$

ёки кесимнинг айланиш бурчаги ва кесим марказининг солқилиги

$$z' = \theta = \frac{d\omega}{dx} = \frac{M_x}{EI} + C_1 = (M_x \cdot x + C_1) \cdot \frac{1}{EI}.$$

$$z = \omega = Mx^2/2EI + C_1X + C_2.$$

Буида C_1 ва C_2 ихтиёрий ўзгармаслар бўлиб, балка учларининг тирални шартларидан аниқланади. Биз текшираётган консолли балка учун $X = 0$ бўлганда, кесим қўстирилиб тиралган учга тўғри келиб, унинг айланиши ва солқилишини нолга тенг бўлади, яъни $x = 0$ бўлганда $\theta = \frac{d\omega}{dx} = 0$; $\omega = 0$. Бу шартлар $C_1 = C_2 = 0$ бўлгандагина қаноатлантирилиши мумкин.

Икки таянчга эркин тиралган оддий балка учун таянчлардаги солқиликлар нолга тенг бўлади. Шунинг учун чегара шартлари қуйидагича ёзилади. $x = 0$ бўлганда $\omega_A = 0$, $x = l$ бўлганда эса $\omega_B = 0$. Демак, (22) тенгламадаги $C_2 = 0$, C_1 эса нолдан фарқли бўлиб, у қуйидагича топилади (88-шакл, б).

$$C_1 = \frac{Mx^2}{2EI_x} = \frac{Mx}{2EI}.$$

Икки таянчга тиралган ва ёйилган юк таъсирида узунлиги l бўлган балканинг эластик чизик тенгламаси аниқланса таянч реакциялари

$R_A = \frac{ql}{2}$; $R_B = \frac{ql}{2}$ бўлиб, эгувчи момент $M = \frac{ql}{2} \cdot x - \frac{qx^2}{2} = \frac{q}{2}(lx - x^2)$ экани олдинги темалардан маълум.

Бу қийматни эгилишдаги дифференциал тенгламага қўйиб интегралласан:

$$z' = \theta = \frac{d\omega}{dx} = \frac{M}{EI} + C_1 = \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{3} \right) + C_1 \text{ ва}$$

$$z = \omega = q/2EI \cdot \left(\frac{lx^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + C_1x + C_2 \text{ ларни оламиз.}$$

Таянч A да $x=0$ бўлганда, $\omega_A = 0$, шунингдек таянч B да $x=l$ бўлганда $\omega_B = 0$ бўлади. Бу шартлардан C_1 ва C_2 ларни аниқлаймиз.

$$C_2 = 0 \text{ бўлса, } \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + C_1x = 0,$$

$$\text{бувдан } x=l \text{ бўлганда } C_1 = -\frac{ql^3}{24EI}.$$

Буни юқоридаги тенгламага қўйиб, θ ва ω учун қуйидаги ифода-ни оламиз:

$$z' = \theta = \frac{d\omega}{dx} = \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{3} \right) + \frac{ql^3}{24EI} \cdot \left(1 - \frac{6x^2}{l} - \frac{4x^3}{l^3} \right);$$

$$z = \omega = \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + \left(-\frac{ql^3}{24EI} \right) \cdot x = -\frac{ql^3x}{24EI} \left(1 - \frac{2x^2}{l^2} + \frac{x^3}{l^3} \right).$$

Максимал соққилик бу ҳолда балканинг ўртасида бўлади, яъни:

$$x = \frac{1}{2}l; \quad \frac{x}{l} = \frac{1}{2}; \quad \omega_{\max} = f = \frac{5ql^4}{384EI}.$$

Айланиш бурчаги θ нинг энг катта қиймати таянчлардаги кесимларда бўлиб, $x=0$ ва $x=l$ бўлганда бу қийматга эришади, яъни:

$$z' = \theta = \frac{ql^3}{24EI}.$$

Шу тартибда бошқа хилда юкланган балкаларнинг эластик ўқларини максимал соққиланиши ва кесимларининг максимал айланиш бурчакларини топиш формулаларини чиқариши мумкин. Энг кўп учрайдиган балкалар учун M ва Q эпюралари ҳамда соққилик ва кесим айланиш бурчакларини топиш формулалари справочник жадвалда келтирилган.

47-§. БАЛКАЛАРНИНГ ЭГИЛИШ ДЕФОРМАЦИЯЛАРИНИ УНИВЕРСАЛ ФОРМУЛАЛАР ОРҚАЛИ АНИҚЛАШ

Юқорида кўриб ўтганимиздек балка нейтрал ўқининг соққилигини ва кесимнинг айланиш бурчагини топиш учун иккита тенглама тузиш ва иккита ихтиёрий ўзгармас сонларни топиш талаб этилади. Балка бир қанча кучлар таъсирида бўлганида ўзгармас сонлар янада қўпаяди, ечиш бирмунча мураккаблашади.

Универсал формула тузиш йўли билан бир қанча участкадан иборат юкланган балканинг ихтиёрй ўзгармас сонларини иккитага келтириш мумкин. Бу билан масаланинг ечилиши анча осонлашади.

Универсал формулани тузиш қўйидагича бажарилади:

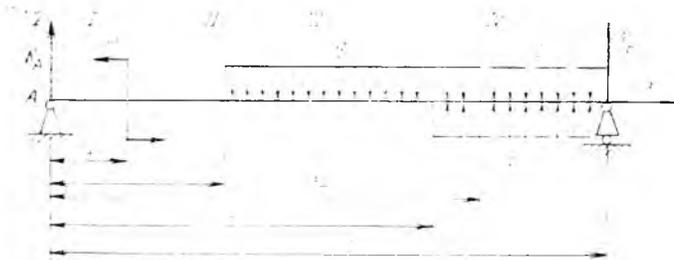
1. Балканинг чап ёки ўнг томон учидан координата бошини танлаб оламиз. Сўнгра ҳамма участкани ўз ичига оладиган масофада қирқиб кесим марказига нисбатан ташқи кучлар учун эғувчи момент тенгламалари тузилади.

2. Эғувчи момент тенгласига кирган қавслар ичидаги ҳадларни қавсни очмасдан интеграллаймиз.

3. Балкага таъсир этаётган жуфт кучни эғувчи момент тенгласига киритиш учун уни $(x - a)^\circ$ биномига кўпайтириб олинади. Чунки $(x - a)^\circ = 1$ бўлгани сабабли жуфт куч қиймати ўзгармайди.

4. Агар текис ёйилган юк балканинг бутун узунлиги бўйича қўйилмасдан, балки бир қисмига қўйилган бўлса, у ҳолда балканинг қолган қисми координата бошидан қарама-қарши томонга охиригача текис ёйилган юк билан тўлдирилади ва балканинг мувозанат ҳолати бузилмаслиги учун тўлдирилган қисмнинг остига тенг миқдорли тескари йўналишдаги текис ёйилган юк қўйилади (89-шакл).

89-шаклда келтирилган балканинг A таянчи координата боши деб қабул қилинса, $l_2 - l_1$ масофада ёйилган ва етишмаган қисмини тўлдириш ва мувозанат ҳолатини сақлаш учун $q = -q$ миқдордаги ёйилган куч олинади.



89-шакл.

Агар 89-шаклнинг охириги участкаси учун моментлар тенгламасини тузсак, у қўйидаги кўринишга эга бўлади (IV участка учун):

$$M_x = -M(x_4 - a)^0 - q(x_4 - b) \frac{(x_4 - b)}{2} + q(x_4 - b_1) \frac{x_4 - b_1}{2} + R \cdot x_4.$$

Бу формула универсал формула дейилади. Универсал формула хусусий ҳолда бир учи кистирилган балканинг ҳамма участкалари учун чиқарилиб, сўнгра (21) формулага қўйиб икки мартаба интеграллаб қўйидаги кесим айланиш ва солқилликни топниш тенгламаларини оламиз:

$$1. \theta_x = z'_x = \theta_0 + \frac{1}{EI} \cdot \left\{ M(x - a) + p \frac{(x - b)^2}{6} + q \frac{(x - c)^3}{6} - q \frac{(x - d)^3}{6} \right\}.$$

$$2. \omega_x = z_x = \omega_0 + \theta_0 x \frac{1}{EI} \cdot \left\{ M \frac{(x-a)^2}{2} + p \frac{(x-b)^3}{6} + q \frac{(x-l)^4}{24} - q \frac{(x-d)^4}{24} \right\}.$$

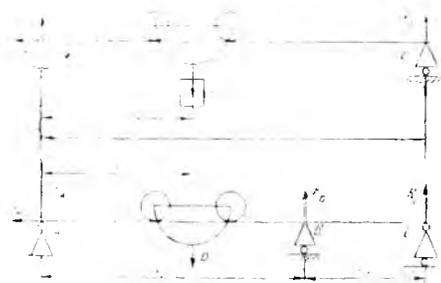
Бу тенглама умумий бўлиб, баъзи бир кучлар учун тенгламанинг ўша ҳади нолга тенг бўлиши ёки такрорланган кучлар учун эса ўша ҳадларнинг йиғиндисини сифатида олиниши лозим.

48-§. СТАТИК АНИҚМАС БАЛКАЛАР

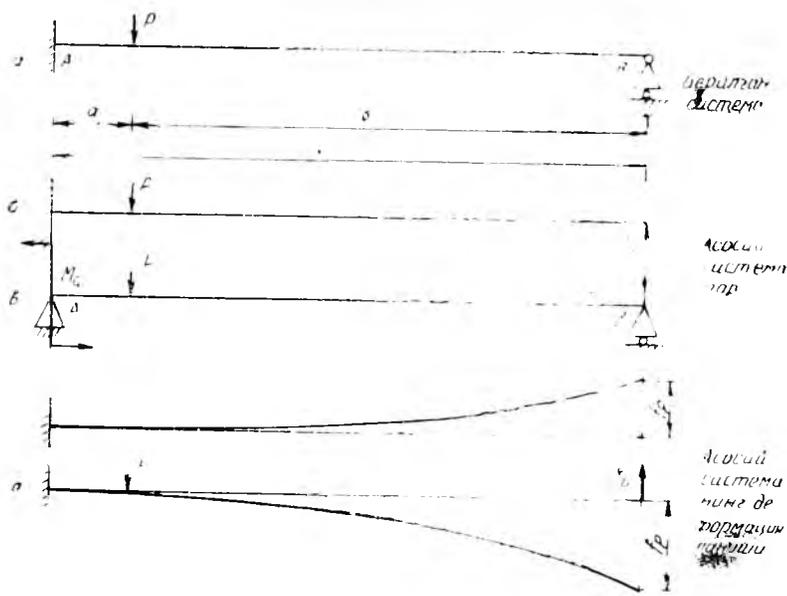
Биз юқорида балкаларнинг нормал ва уринма кучланишларига мустаҳкамликларини текширганимизда статиканинг мувозанат тенгламалари орқали таянчлардаги реакция кучларини топиш ва фикран қирқиш усулидан фойдаланиб, M ва Q ларни аниқлашга эришган эдик. Баъзан балкаларнинг узунлиги ҳаддан ташқари катта бўлганлиги сабабли, уларнинг мустаҳкамлигини, айниқса бикр-лигини таъминлаш мақсадида қўшимча таянч қўйилади. Бундай балкалар завод, фабрика цехларида киши меҳнатини энгиллаштириш ҳамда механизациялаш учун мўлжалланган ва кенг тарқалган электроталларнинг ҳаракатлана олиши учун хизмат қиладиган кран балкалардир (90-шакл, a , b). Буларда қўшимча таянч реакция кучлари ҳосил бўлиб, уларни ечиш учун статиканинг мувозанат тенгламалари етарли бўлмай қолади. Масалан, 90-шакл, a да берилган балканинг қистириб тиралган учида учта реакция кучи ҳосил бўлади. Иккинчи эркин учида эса қўшимча шарнирли таянчга тираш натижасида қўшимча вертикал йўналишдаги R_c реакция кучи ҳосил бўлади. Иккита шарнирли A ва C таянчга тиралган балка оралиғига қўйилган (B) таянч (90-шакл, b) натижасида қўшимча реакция кучи R_B ҳосил бўлади.

Балканинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш таянчлардаги реакция кучларини аниқлашдан бошланади. Реакция кучларини ва зўриқишни топиш учун ёлғиз статиканинг мувозанат тенгламаси етарли бўлмаган балкаларга статик аниқмас балкалар дейилади.

Статик аниқмас балкаларнинг таянчларидаги реакция кучларини топиш учун, чўзилиш ва сиқилиш деформацияларидаги статик аниқмас масалалар сингари, статика тенгламаларидан ($\sum x = 0$; $\sum y = 0$; $\sum M_0 = 0$) ташқари яна қўшимча деформация тенгламаларини тузиш талаб этилади. Бундай тенгламалар балканинг деформацияланиш шартларидан фойдаланиб тузилади. Масалан, 91-шакл, a да кўр-



90-шакл.



91- шакл.

сатилган бир учи қистирилиб иккинчи учи шарнирли қўзғалувчан таянчда ётган балка тўпланган куч таъсирида бўлсин. Бу ҳолда A ва B таянчларда тўртта реакция кучлари ҳосил бўлиб, уларни ечиш учун статиканинг учта мувозанат тенгламаси етарли бўлмайди. Масалани ечиш учун аввал ортиқча номаълумлар сонини белгилаб, сўнгра уларни топиш методини танлаш керак. Балканинг номаълум реакциялар сони мувозанат ҳолати тенгламаларидан битта ортиқ бўлиб, битта қўшимча тенглама тузиш талаб этилади. Шу сабабли бундай балка *бир марта статик аниқмас балка* дейилади. Қўшимча тенгламани тузиш учун статик аниқмас масалалардаги сингари (чўзилиш ва сиқилишга) балканинг бирор боғланишини олиб ташлаб, реакция кучи билан алмаштирилади. Натижада балка ортиқча боғланишдан ҳоли бўлиб, статик аниқ балкага айланади. Бундай балка *асосий система* дейилади. Берилган системадан асосий системага ўтиш учун, ўнг таянчини ташлаб юбориб, унинг ўрнига R_A реакция кучини қўйиш (91-шакл, б) ёки чап таянчини шарнирли қўзғалмас таянч билан алмаштириб, қисгирилган кесимнинг айланиш боғланишини M_A реактив момент билан алмаштириш (91-шакл, в) керак.

Асосий система берилган системадан фарқ қилмаслиги учун унга ортиқча боғланишдан озод қилинган кесимдаги, шу боғланишга тегишли реакция кучидан ҳосил бўлган қўчиш ёки айланиш нолга тенг бўлиши керак. Агар асосий система учун 91-шакл, б ни танласак, у ҳолда B таянчининг реакция кучи R_B ни ортиқча номаълум деб қараймиз. Балканинг таянчдан озод бўлган уч кесими B нуқта P куч таъсирида вертикал йўналишда $f_{B(P)}$ масофага пастга қараб кўчса, номаълум R_B реакция

куч таъсиридан юқорига $f_{B(R)}$ масофага кўчади. B нуқтада таянч бўлганлиги сабабли бу кўчишлар йиғиндиси нолга тенг бўлади, яъни:

$$f_{B(R)} - f_{B(P)} = 0. \quad (23)$$

Деформацияларнинг ўзаро тенглигини ифодаловчи тенглама (23) га қўшимча деформация тенгламаси дейилади. (23) тенгламанинг чап томонидаги ифодалар B кесим марказининг P ва R_B кучларидан вертикал кўчишларини кўрсатади, уларни балканинг деформацияланишини ўрганиш бобида чиқарилган формулалардан фойдаланиб топиш мумкин, яъни:

$$f_{B(R)} = \frac{R_B l^3}{3EI}. \quad (24)$$

$f_{B(R)}$ ни эса, яъни P куч таъсиридан B нуқтанинг кўчишини универсал тенгламадан фойдаланиб топамиз. Бунинг учун координаталар бошини балканинг чап учига оламиз. $У$ ҳолда $f_A = 0$; $\theta_A = 0$. Балканинг қистирилган учига таянч реакциялар қуйидагича бўлади (91-шакл, z, d).

$$R_A = P \text{ ва } M_A = \frac{Pl}{2};$$

$$\text{агар } a = l/2 \text{ бўлса, } f_{B(P)} = -\frac{Pl^3}{48EI}. \quad (25)$$

(24) ва (25) ни (23) га қўйиб R_B ни топиш мумкин. Сўнгра балка статик аниқ балка сингари ечилади.

Балканинг эгилишини ҳисоблашга доир масала

Берилган: таъсир этувчи ташқи куч $P = 10$ кН; ёйилган куч $q = 2$ кН/м; жупт куч $m = 5$ кН·м, балканинг узунликлари $l_1 = 4$ м, $l_2 = l_3 = 6$ м; рухсат эгилган кучланиш $[\sigma] = 100$ Н/мм².

1. Балка таянчларидаги реакция кучлари, эгувчи момент ва кесувчи кучлар топилсин (92-шакл).

2. Эпюралар қурилсин.

3. Балкани хавфли қирқими аниқланиб нормал кучланишга мустаҳкамлик шартидан келиб чиқиб кесим ўлчамлари топилсин ва нормал кучланиш эпюраси қурилсин.

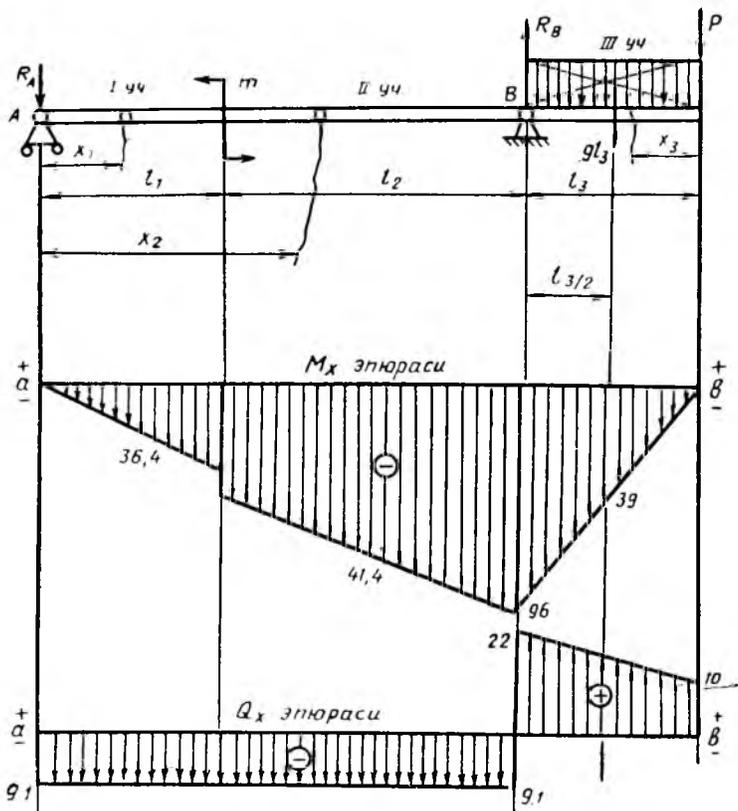
Балка кесим юзаси профилини алмаштириш йўли билан материалдан иқтисод қилиш мумкинлиги аниқлансин.

Ечиш: 1. Реакция кучларини топиш. Бунинг учун таянчлардаги реакция кучлари белгилаб олинади. Сўнгра A ва B таянчларга нисбатан моментлар тенгламаси тузилади:

а) A таянчга нисбатан моментлар йиғиндисини оламиз. Бунинг учун ёйилган кучнинг умумий оғирлигини топиб, оғирлик марказига келтириб қўямиз (ql_3). Кучнинг елкага кўпайтмасига момент дейилади.

$$\sum M_A = -m - R_B \cdot (l_1 + l_2) + ql_3 \left(l_1 + l_2 + \frac{l_3}{2} \right) + P(l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_B = \frac{-m + ql_3 \left(l_1 + l_2 + \frac{l_3}{2} \right) + P(l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} =$$



92-шакл.

$$= \frac{-5 + 12 \cdot 13 + 10 \cdot 16}{10} = 31,1 \text{ кН};$$

б) В таянчга нисбатан ҳамма кучнинг моментлар йиғиндисини оламиз ва реакция кучини аниқлаймиз.

$$\sum M_B = P \cdot l_3 + ql_3 \frac{l_3}{2} - m + R_A \cdot (l_1 + l_2) = 0.$$

$$R_A = \frac{-P \cdot l_3 - ql_3 l_3 / 2 + m}{l_1 + l_2} = \frac{-60 - 36 + 5}{10} = 9,1 \text{ кН}.$$

Топилган реакция кучларининг тўғрилиги y ўқига проекция олиш йўли билан текширилади ($\sum y = 0$).

2. M_x ва O_x ларни топиш учун балкани участкаларга I, II, III бўлиб, ҳар бир участкани алоҳида қирқиб қийматларини топамиз. Сўнгра эюрасини қураимиз.

I участкани (чап томондан) x_1 масофада қирқамиз. Сўнгра қирқилган қирқим марказига нисбатан чап томондаги кучлардан момент

оламир. Чап томондаги кучларнинг йиғиндиси Q_{x_1} ни, яъни кўндаланг кучни беради.

$$M_{x_1} = -R_A \cdot x_1$$

$$Q_{x_1} = -R_A \cdot \quad 0 \leq x_1 \leq l_1$$

Тенгламадаги ишоралар (—) чап томонда (таянчда) реакция кучи юқоридан пастрга қараб йўналган (Q_{x_1} учун) ҳамда x_1 масофадаги нуқтага нисбатан соат стрелкасининг айланишига тескари йўналишда эканини кўрсатади (ўнг томондаги таянч учун бунинг акси олинади). Тенгламадаги (M_{x_1} учун) X нинг ўрнига 0 ва l_1 қийматларни қўйиб, M_{x_1} ва Q_{x_1} ларни топамиз, сўнгра жадвал тузамиз.

x_1	M_{x_1} [кН·м]	Q_x (кН)
0	0	—9,1
4	—36,4	—9,1

II участкани ҳам чап томондан X_2 масофада қирқамиз, сўнгра қуйидаги тенгламани, юқоридаги сингари тузамиз. $M_{x_2} = -R_A x_2 - m$

$$Q_x = -R_A$$

x_2 нинг ўрнига $4 \leq x_2 \leq 10$ қийматларини қўямиз. Агар $x_2 = l_1 = 4$ м бўлса,

$$M_{x_2} = -R_A \cdot l_1 - m = -9,1 \cdot 4 - 5 = -41,4 \text{ кН·м,}$$

$$Q_{x_2} = -9,1 \text{ кН.}$$

$$x_2 = l_1 + l_2 = 10 \text{ м бўлса,}$$

$$M_{x_2} = -R_A(l_1 + l_2) - m = -9,1 \cdot 10 - 5 = -96 \text{ кН·м.}$$

$$Q_x = -9,1 \text{ кН.}$$

бўлади.

Олинган қийматларга жадвал тузамиз.

x_2 (М)	M_{x_2} (кН·м)	Q_{x_2} (кН)
l_1 (4)	—41,4	—9,1
$l_{1.2}$ (10)	—96	—9,1

I ва II участкаларнинг эпюрасини қурамиз.

III участкани (ўнг томондан) X_3 масофада қирқамиз. Ўнг томондаги кучлардан қирқилган кесим марказига нисбатан момент оламир.

III участка

$$M_{x_3} = -P \cdot x_3 - qx_3 \cdot \frac{x_3}{2}$$

$$Q_{x_3} = P + qx_3 \quad 0 \leq x_3 \leq l_3.$$

III участкада ёйилган куч бўлгинлиги сабабли тенгламада $\frac{qx_3^2}{2}$ ҳосил бўлади (Парабола шаклидаги эгри чизиқ тенгламаси). Шунинг учун x_3 ни камида 3 та қиймат учун M_{x_3} топамиз.

Агар $x_3 = 0$, $M_{x_3} = 0$ бўлса, $Q_{x_3} = 10$ кН.

Агар $x_3 = l_3 = 6$ м бўлса, у вақтда $-M_{x_3} = -10 \cdot 6 - 12 \cdot 3 = -96$ кН·м бўлади.

$Q_{x_3} = 10 + 12 = 22$ кН. $x_3 = \frac{l_3}{2} = 3$ м. $M_{x_3} = -10 \cdot 3 - 2 \cdot 3 \cdot 1,5 = -39$. Сўнгра жадвал тузамиз.

x_3 (м)	M_{x_3} (кН·м)	Q_{x_3} (кН)
0	0	10
$l_3/2$ (3)	-39	16
l_3 (6)	-96	22

3. Балкани хавфли қирқим кесим юзасини нормал кучланишга мустаҳкамлик шартидан топамиз. Бунинг учун M_x эпюрасидан

$$M_{\max} = 96 \text{ кН} \cdot \text{м} = 96 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

эканлигини аниқлаб оламиз.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]$$

мустаҳкамлик шarti тенгламаси.

Мустаҳкамлик шартидан фойдаланиб кесим танлаймиз.

1. Агар кесим юза думалоқ бўлса

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3, \text{ мм}^3$$

кесим юзанинг ўққа нисбатан қаршилиқ моменти.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{96 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 100}} = 100 \sqrt[3]{9,6} = 210 \text{ мм}.$$

Топилган диаметр асосида балка кесим юзасида ҳосил бўлган ҳақиқий кучланишни топамиз ва кучланиш эпюрасини қураимиз.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{M_{\max} \cdot Y}{I}; \quad (0 \leq Y \leq d/2)$$

$y = 0; \sigma = 0. y = Y_{\max} = \frac{d}{2}$ бўлса, $W = \frac{I}{Y_{\max}} = \frac{I}{d/2} \approx 0,1 d^3$ бўлади.

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{96 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 210^3} = 98 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Агар кесим юза тўртбурчак бўлса,

$$\frac{h}{b} = C = 2. \quad b = \frac{h}{2}; \quad W_z = \frac{bh^2}{6} = \frac{h^3}{12};$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{h^3/12} \leq [\sigma].$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot M_{\max}}{[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 96 \cdot 10^6}{100}} = \sqrt[3]{11520000} = 100 \sqrt[3]{11,52} = 2,3 \cdot 100 = 230 \text{ мм.} \quad b = h/2 = 115 \cdot \text{мм.}$$

3. Агар балкани кесим юзаси қўштавр ёки швеллер профилли бўлса, 1-мустаҳкамлик шarti формуласидан W топилади.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma].$$

$$W = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{96 \cdot 10^6}{100} = 96 \cdot 10^4 \text{ мм}^3 = 960 \text{ см}^3.$$

Сўнгра W нинг қийматига қараб справочникдан қўштавр ёки швеллерларнинг номерлари топилади.

$$W = 960 \text{ см}^3 \text{ бўлса, I № 40 } W_1 = 947 \text{ см}^3$$

$$[\text{№ 33 (2 дона)} \quad W_1 = 494 \text{ см}^3.$$

$$F_1 = 71,4 \text{ см}^2, \quad F_1 = 46,5 \text{ см}^2.$$

Думалоқ кесим юзали балканинг кесим юзаси:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 210^2}{4} = 34618 \text{ мм}^2 = 346,16 \text{ см}^2.$$

Тўртбурчак кесим юзали балканинг кесим юзаси:

$$F = b \cdot h = 115 \cdot 230 = 26450 \text{ мм}^2 = 264,5 \text{ см}^2.$$

Қўштавр профилли балканинг кесим юзаси жадвалдан кўриниб турибдики, $F_1 = 71,4 \text{ см}^2$, швеллер профилли балканинг кесим юзаси эса $F = 46,5 \cdot 2 = 93 \text{ см}^2$ га тенг.

40-§. Кўп таянчли балкаларни ҳисоблаш

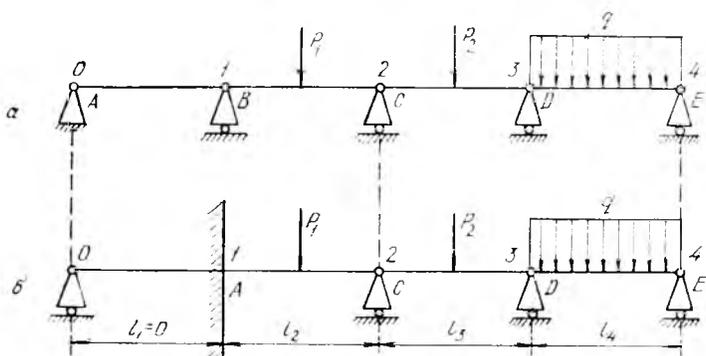
Иккита таянчдан ортиқ ёки ортиқча реакция кучлар келтириб чиқарадиган таянчларга эга бўлган балкалар *кўп таянчли ёки туташ балкалар* дейилади. Туташ балкалар узлуксиз бўлиб, битта қўзғалмас ва бир қанча қўзғалувчан шарнирли таянчларда ётади. Улар айрим балкаларга бўлинмайди. Бир учи қистирилиб, иккинчи учи шарнирли таянчга тиралган балка ҳам кўп таянчли балкалар қаторига киради. Бун-

дай боғланишдаги балкаларда реакция кучлари статиканинг мувозанат тенгламалари сонидан ортиқча бўлгани сабабли статик аниқмас масалалар қаторига киради.

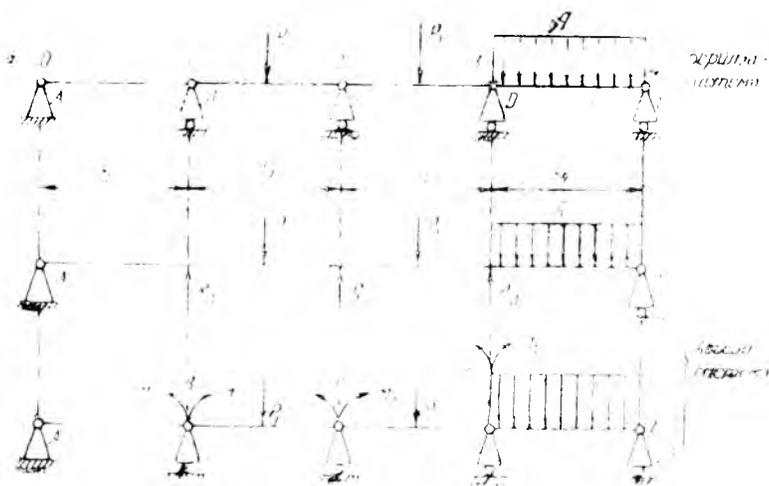
Аниқмаслик даражаси таянчлар сонидан иккитага кам бўлади. Масалан, таянчлар сони n та бўлса, статик аниқмаслик даражаси $n - 2$ бўлади (93-шакл, а). Бир учи қистирилган статик аниқмас балкаларда статик аниқмаслик даражаси $n - 1$ га тенг бўлади (93-шакл, б).

Бир учи қистирилган балкаларнинг қистирилган таянчини таянчдан $I^2 = 0$ масофада жойлашган шарнирли қўзғалувчи таянч билан алмаштирилади. Натижада қистирилган учдаги эғувчи реактив моменти M йўқолмаган ҳолда шарнирли балка ҳосил бўлади. Агар балкаларнинг таянчларини нолдан бошлаб номерласак: 0, 1, 2, 3, 4 беш таянчли балкага эга бўламиз.

Бундай балкаларни ечишда балкани берилган системадан асосий системага (94-шакл, а, б) ўтказиб, сўнгра олиб ташланган таянчларни



93-шакл.



94-шакл.

алмаштирувчи реакция кучлари таъсирида ҳосил бўлган деформацияларни топиш тенгламаларини ёзиб ва уларни таянчларда нолга тенг бўлиш шартларини номаълум R_B , R_C , R_D ларни топиш мумкин (94-шакл, б).

Агар таянчлар сони учтадан кўп бўлса, реакция кучларини бу усулда топиш анча мураккаблашади, чунки ташлаб юборилган ҳамма таянч реакция кучларининг солқиликка таъсирини ҳисобга олиб тенглама тузиш ва уни ечиш талаб этилади. Кўп таянчли туташ балкаларни ечишни осонлаштириш учун ортиқча номаълум реакция кучлар ўрнига таянч моментларини олиш мумкин. Бу ҳолда асосий система моментлар таъсиридаги оддий балкалардан ташкил топган статик аниқ масалаларга айланади (95-шакл, в).

Таянч моментларни аниқлашда туташ балканинг шарнирли таянчларда эластик боғланишларининг мавжудлигини ва у ажратилгандан сўнг бу боғланишнинг ажралиб қолишини эътиборга олиш керак. Бу алоқаларни тиклаш мақсадида балкаларнинг шарнир воситасида ажралиб қолган таянч нуқталарига бир-бирига тенг ва тесқари йўналган иккита згувчи момент қўйилади (94-шакл, в).

Туташ балкалар учун уч момент тенгламаси

Бизга еттита таянчга тиралган тенг тақсимланган ёйилган куч таъсиридаги туташ балка берилган бўлсин (95-шакл, а). Балка таянчларидаги таянч моментларини топиш учун асосий системани чизиб оламиз (95-шакл, б).

Таянч моментларини таянч номерлари билан, M_1 , $M_2 \dots, M_5$ оралиқларни эса кейинги таянч номери билан белгилаймиз. Масалан, 0—1 таянч оралиғини I_1 , 1—2 таянчлар оралиғини I_2 билан ва ҳ.к. белгилаб оламиз. Икки таянчга тиралган оддий балканинг чап таянчини A ва ўнг таянчини B деб, кесимларнинг чап таянчдаги айланиш бурчагини θ_A , ўнг таянчдагисини эса θ_B билан белгилаймиз. Қўшимча деформация тенгламасини тузамиз. Бунинг учун туташ балка эластик чизиғининг узлуксизлигидан фойдаланамиз, чунки таянчга тиралган кесим солқиланмайди ва айланмайди.

Масалан, туташ балкадан 1, 2, 3 таянчларда ётган қисмини ажратиб 2 таянч қисмининг I_2 ва I_3 оралиқларидаги юклардан таянч кесим юзасининг бурилишини нолга тенг бўлишидан фойдаланамиз. Буни 2-таянч устида эластик чизиққа ўтказилган уринманинг туташ балка ўқи билан ҳосил қилган θ_2^B ва θ_2^A бурчакларнинг тенглигидан фойдаланиб тузамиз (95-шакл, в):

$$\theta_2^B + \theta_2^A = 0. \quad (30)$$

Бунда θ_2^B чап балканинг ўнг таянчдаги кесимининг айланиш бурчаги бўлиб, у I_2 қанотдаги юклардан ва таянч моментларидан ҳосил бўлади: θ_2^A — ўнг балканинг чап таянчдаги кесимининг айланиш бурчаги бўлиб, у ўнг балкага I_3 қанотда қўйилган кучлардан ва таянч моментлардан ҳосил бўлади.

(30) тенгламанинг чап томонидаги θ_2^A ва θ_2^B ларнинг ўрнига ҳар бир

қанот учун юкланиш шартидан таянчларда ҳосил бўладиган кесим айланишини юқоридаги тенгламалар (балка деформациясини топиш темасига қаралсин) асосида топилган қийматини қўямиз:

$$\frac{M_1 l_2}{EI} + \frac{M_2 l_3}{3EI} + \beta_3 + \frac{M_2 l_3}{3EI} + \frac{M_3 l_3}{6EI} + \alpha_3 = 0. \quad (31)$$

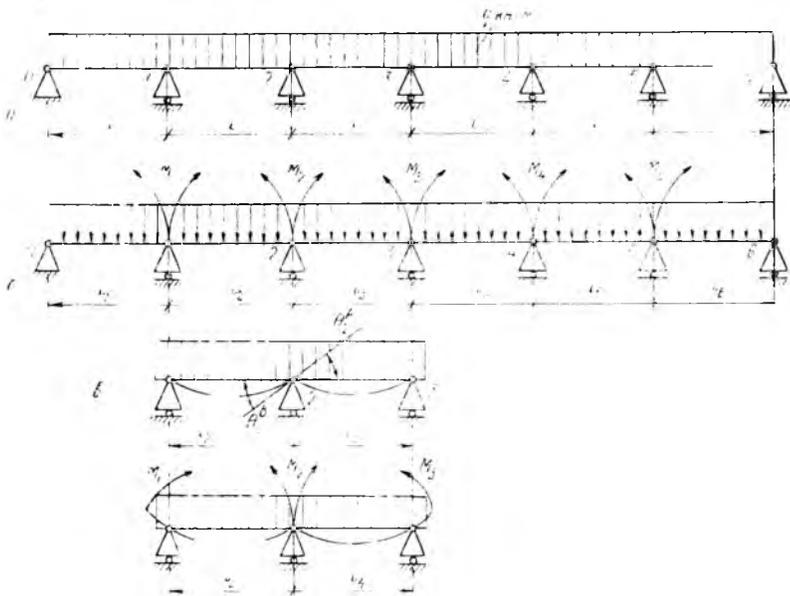
Бу тенгламани умумий махражга келтириб ихчамласак, қўйидаги тенглама ҳосил бўлади:

$$M_1 l_2 + 2M_2 (l_2 + l_3) + M_3 l_3 - 6EI (\beta_2 + \alpha_3) = 0. \quad (32)$$

Бунда β_2 ўнг таянч (В) кесимининг 2-қанотга қўйилган ташқи кучларидан ҳосил бўлган айланиш бурчаги; α_3 — чап таянч (А) кесимининг 3- қанотга қўйилган ташқи кучлардан ҳосил бўлган айланиш бурчаги (95- шакл, з). Бу бурчаклар, кесим айланиш бурчагини топиш формуласидан маълум, улар икки таянчга тиралган ёйилган юк таъсирида бўлган статик аниқ балкалар учун қўйидагича олинади:

$$\beta_2 = \frac{ql^2}{24EI}; \quad \alpha_3 = \frac{ql^3}{24EI}.$$

β_2 ва α_3 ларнинг қийматларини (31) тенгламага қўйиб M_1, M_2, M_3 ларнинг қийматларини топамиз.

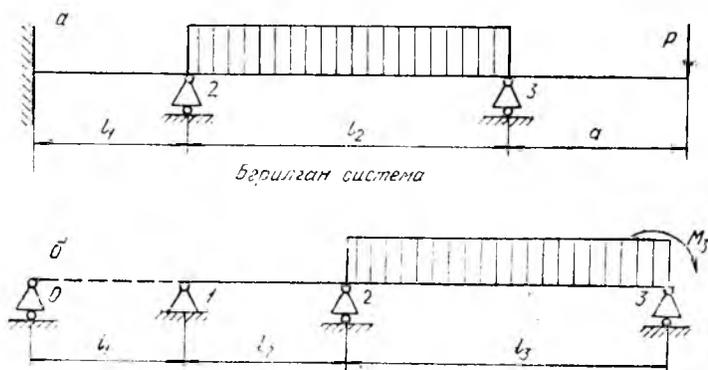


95- шакл.

(32) тенгламада учта момент қатнашганлиги учун бу тенгламага уч моментлар тенгламаси дейилади. Агар таянчлар сони еттита бўлса, туташ балканинг аниқмаслик даражаси $7-2=5$ та бўлиб,

уларни топиш учун бешта уч моментлар тенгламасини тузиш талаб этилади. Бу тенгламалар тузилганидан сўнг, уларни биргаликда ишлаб, таянч моментлари топилади. Натижада ҳамма моментларни топиб, кўп таянчли балкани икки таянчда ётган ёйилган юк ва эгувчи моментлар таъсиридаги оддий статик аниқ балкаларга келтириб эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч эпюраларини қуриш мумкин. Туташ балкани оддий балкаларга ажратиш схемаси 95-шаклда кўрсатилган. Туташ балка таркибидаги оддий балкаларнинг ҳаммасига қурилган эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч эпюралари бир хил масштабда, туташ балка остида олинган ва *ав* чизиқ устига алоҳида-алоҳида, бир-бирига туташтириб қурилса кўп таянчли балка учун эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч эпюрасини чизган бўлаемиз.

Агар кўп таянчли балканинг бирор учи консоль билан бошланган ёки тугаган бўлса, у ҳолда бу консолни ўзига ёпишган балка билан бирга қўшиб қараш керак. У ҳолда консолга ёндашувчи таянчнинг моментини нолга тенгламай, балка учини консол momenti $M_3 = P \cdot a$ га тенглаш лозим (96-шакл, б).



96- шакл.

Масала. 4 та шарнирли таянчга тиралган туташ балка ёйилган юк таъсирида бўлсин (97-шакл). Агар қанотлар оралиғи бир хил бўлиб ($l = 2,4$ м) ёйилган юк $q = 30$ кН/м қўштавр кесим юзали балканинг рухсат этилган кучланиши $[\sigma] = 160$ Н/мм² бўлса, балканинг эгилишга мустақамлик шартидан қўштавр балка профилнинг номери танлансин.

Ечиш. Берилган туташ балка икки марта статик аниқмас. Таянчларни чапдан бошлаб номерлаб, уч момент тенгламасини $0 - 1 - 2$ ва $1 - 2 - 3$ таянчлар учун ёзамиз ($l_1 = l_2 = l_3 = l$).

$$M_0 l_1 + 2M_1 (l_1 + l_2) + M_2 \cdot l_2 = 6EI (\beta_1 + \alpha_2)$$

$$M_1 l_2 + 2M_2 (l_2 + l_3) + M_3 l_3 = 6EI (\beta_2 + \alpha_3).$$

Бу тенгламаларга кирган M_0 ва M_3 таянч моментлари нолга тенг.

чунки моментлар таъсир этган кесимлар шарнир билан маҳкамланган. Бу тенгламаларга кирган β_1, β_2 ва α_3, α_2 бурчаклар кесим таянчларининг чап ва ўнг томонларидаги айланиш бурчаклари бўлиб икки таянчга тиралган статик аниқ балкалар учун қуйидагича аниқланади:

$$\beta_1 = \frac{ql^3}{24EI}; \alpha_2 = \frac{ql^3}{24EI}; \beta_2 = \frac{ql^3}{24EI}; \alpha_3 = \frac{ql^3}{24EI}.$$

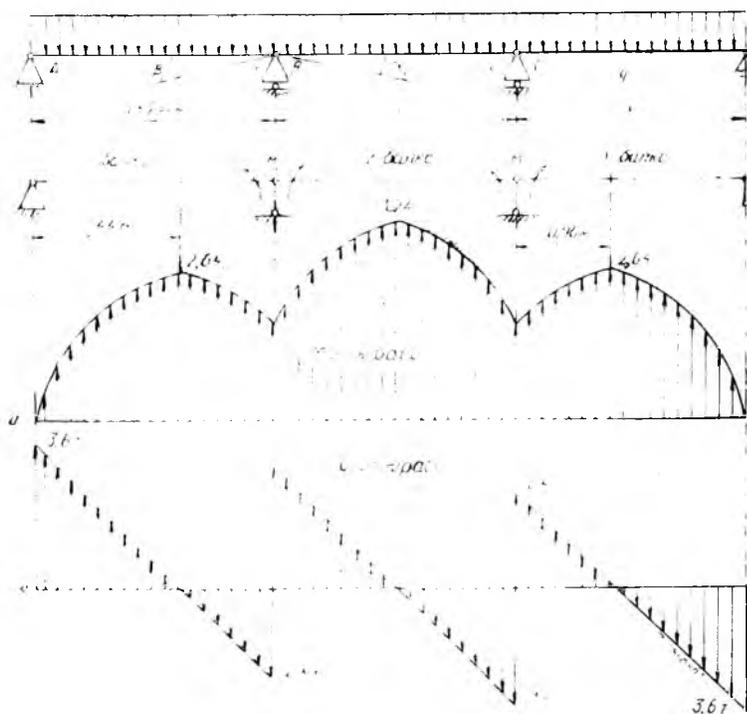
α ва β нинг қийматларини моментлар тенгласига қўйиб қуйидагиларни оламиз:

$$4M_1l_2 + M_2l_2 = \sigma EI \left(\frac{ql^3}{24EI} + \frac{ql^3}{24EI} \right).$$

Бунда

$$\left. \begin{aligned} 4M_1 + M_2 &= \frac{ql^2}{2} \\ + \\ M_1 + 4M_2 &= \frac{ql^2}{2} \end{aligned} \right\} (-4)$$

Бу тенгламалар системасини ечиб, моментларни топамиз. Бунинг учун биринчи тенгламани — 4 га кўпайтириб сўнгра қўшамиз:



97-шакл.

$$-15M_1 = \frac{ql^2}{2} - 4 \frac{ql^2}{2}$$

$$M_1 = \frac{3ql^2}{2 \cdot 15} = \frac{ql^2}{10} \text{ ва } M_2 = \frac{ql^2}{10}.$$

Энди масала шартда берилган сон қийматларни қўйиб таянч моментлари учун ушбу қийматларни ҳосил қиламиз:

$$M_1 = M_2 = \frac{ql^2}{10} = \frac{30 \cdot 5,76}{10} = 17,28 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Шундан сўнг туташ балкани учта оддий балкага ажратиб, уларнинг ҳар бири учун эгувчи момент ва кесувчи куч эпюрасини чизамиз. Бунинг учун ҳар бир балка таянчларининг реакция кучлари топилади, сўнгра кесиш усули билан (статик аниқ масаладаги сингари) M ва Q ларнинг қийматларини топамиз.

1 балка (97- шакл):

$$\sum M_A = ql \cdot \frac{l}{2} - M_1 - R_B \cdot l = 0$$

Бундан:

$$R_B = \frac{ql^2/2 - M_1}{l} = \frac{8,64 - 1,73}{2,4} = 2,9 \text{ т} = 29 \text{ кН}.$$

$$\sum M_B = R_A \cdot l - ql^2/2 - M_1 = 0. \quad R_A = 4,3 \text{ т} = 43 \text{ кН}.$$

Текшириш қуйидагича бажарилади:

$$\sum Y = R_A - ql + R_B = 0.$$

$$43 - 72 + 29 = 0.$$

Эпюра қуриш учун балка битта участкадан иборат деб, ихтиёрй кесимга нисбатан моментлар тенгламасини тузамиз:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= R_A \cdot x - qx \cdot \frac{x}{2} \\ Q_x &= R_A - qx \end{aligned} \right| 0 \leq x \leq l$$

$$x = 0 \text{ бўлса } M_x = 0; \quad Q_x = R_A = 43 \text{ кН}.$$

$$x = l \text{ бўлса } M_x = 168 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad Q_x = -29 \text{ кН}.$$

Максимал эгувчи моментни топиш учун Q_x тенгламани нолга тенглаймиз:

$$Q_x = R_A - qx = 0.$$

Бундан

$$x = R_A/q = 1,43 \text{ м}.$$

$x = 1,43$ м бўлганда эгувчи момент ўзининг максимал қиймати га эришади:

$$M_x = M_{\max} = R_A \cdot x - \frac{qx^2}{2} = 43 \cdot 1,43 - 31 = 30 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

2-балка (97-шакл). B ва C таянчлардаги реакция кучларини топиш учун таянчларга нисбатан моментлар оламиз:

$$\sum M_B = M_1 + ql \cdot \frac{l}{2} - M_2 - R_C \cdot l = 0. \quad R_C = 36 \text{ кН} \cdot R_B = R_C.$$

Кесим марказига нисбатан момент тенгламасини тузамиз:

$$M_x = M_1 + R_B x - qx \cdot \frac{x}{2}; \quad Q_x = R_B - qx; \quad (0 \leq x \leq l);$$

$x = 0$ бўлса, $M_x = M_1 = 173 \text{ кНм}$; $Q_x = -36 \text{ кН}$.

$x = l$ бўлса, $M_x = 38,9 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $Q_x = -36 \text{ кН}$.

Ҳар бир балка эгувчи моментнинг максимал қийматини $Q_x = 0$ бўлгандаги кесимга тўғри келишидан фойдаланиб топамиз:

$$Q_x = R_A - qx = 0; \quad x = \frac{R_A}{q};$$

$$M_x = R_A x - \frac{qx^2}{2}.$$

Таянчлардаги реакция кучлари:

$$R_A = 43 \text{ кН}.$$

$$R_B = B_I + B_{II} = 65 \text{ кН}.$$

$$R_C = C_{II} + C_{III} = 65 \text{ кН}; \quad R_D = 43 \text{ кН}.$$

Чиққан натижаларни текшириб кўрамиз:

$$\sum Y = -ql + R_A + R_B + R_C + R_D = -3 \cdot 72 + 43 + 65 + 65 + 43 = 0.$$

Демак, таянч реакциялари тўғри топилган.

Мустаҳкамлик шартидан қўштавр кесимининг номерини танлаймиз.

Рухсат этилган кучланиш: $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$.

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]; \quad W = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{389000}{160} = 243 \text{ см}^3.$$

ГОСТ жадвалидан $W = 243$ га тенг ёки ундан катта сонни танлаймиз.

Бу сон $W = 254 \text{ см}^3$. У 22-номерли қўштаврга тўғри келади.

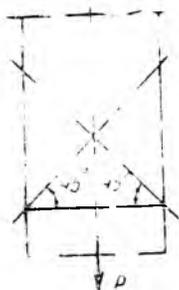
VI б о б. Бош кучланишлар ҳақида тушунча

Юқориди стерженларни кўндаланг кесимга нисбатан бурчак остида қия текислик билан кесганда юзада нормал (σ) ва уринма (τ) кучланишлар ҳосил бўлишини кўрдик, яъни ўқ бўйлаб йўналган куч таъсирида стержень қия текислигида иккита кучланиш содир бўлар экан (13-шаклга қаранг).

Уринма кучланиш нолга тенглашганда кўндаланг кесим юза бош юза ва шу юзага нормал йўналишдаги кучланиш бош кучланиш дейилади.

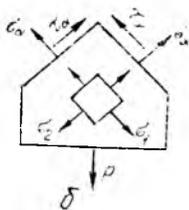
Эластиклик назариясига кўра ҳар қандай мураккаб кучланиш ҳолатидаги нуқтадан бир-бирига перпендикуляр учта бош текислик ўтказиш мумкин. Бунда уларга учта бош кучланиш таъсир этади (98 ва 99-шакллар). Буларнинг биттаси энг катта, иккинчиси ўртача ва учинчиси энг кичик бош кучланишлардир. Улар қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3.$$



a

98-шакл.



99-шакл.

Шундай қилиб, мураккаб кучланиш ҳолатидаги нуқтани элементар куб деб қарасак, бош кучланишларнинг куб томонларига тик йўналганини кўриш мумкин (99-шакл).

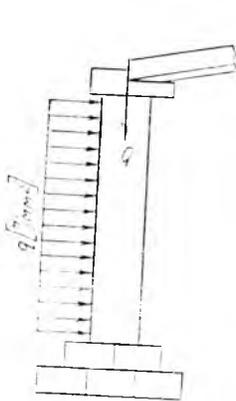
Агар стержень фақат ўқ бўйлаб йўналган чўзувчи ёки сиқувчи куч таъсирида бўлса, шу ўққа тик текислик бош текислик бўлиб, қолган текисликлар бош текислик бўла олмайди. Куб иккита бир-бирига перпендикуляр кучлар таъсирида чўзилса ёки сиқилса, у иккита бош текисликка эга бўлади. Куб бу текисликлар бўйича бош кучланишлар таъсирида бўлади ва бу ҳолат *текис кучланиш ҳолати* дейилади. Бунга йиғма панель деворларининг сиқилишга нишлаши ҳамда шамол таъсиридан кўндаланг босим таъсирида бўлиши мисол бўла олади (100-шакл). Агар кубга бир-бирига перпендикуляр учта текислик бўйлаб учта бош кучланиш таъсир этса, бу ҳолда ҳажмий кучланиш ҳосил бўлади. Бунга мисол тариқасида катта босим резервуарларида жойлашган асбоб деталлари, сув ости чиншоот қисмлари ва бошқаларни кўриш мумкин.

Бош кучланишлар ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) таъсиридан жисм тўғри чизикли, текис, ҳажмий кучланишлар ҳолатида бўлсин. Уларда нисбий деформациялар ($\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$) содир бўлади. Масалан, ҳажмий деформацияланиш ҳолида σ_1 кучланишдан ҳосил бўлган нисбий деформация чўзилишни характерлайди:

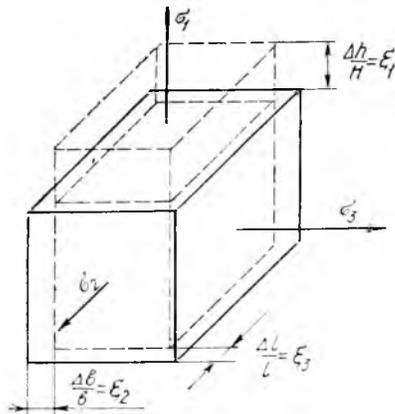
$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}.$$

σ_2 ва σ_3 нормал бош кучланишлар таъсирида қисқаради (101-шакл).

Нисбий деформацияларнинг алгебраик йиғиндиси бош кучланиш σ_1 йўналишидаги умумий нисбий деформацияни беради:



100- шакл.



101- шакл.

$$\epsilon_1 = \epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3)].$$

Худди шунга ўхшаш, σ_2 ва σ_3 кучланиш йўналишидаги чизиқли деформацияни аниқлаш мумкин:

$$\epsilon_{II} = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu (\sigma_1 + \sigma_3)].$$

$$\epsilon_{III} = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu (\sigma_1 + \sigma_2)].$$

Текис кучланиш ҳолатидаги стерженда $\sigma_3 = 0$ бўлиб (98-шакл), юқоридаги нисбий деформация формуласи қуйидаги кўринишни олади:

$$\epsilon_I = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \mu \sigma_2)$$

$$\epsilon_{II} = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \mu \sigma_1)$$

$$\epsilon_{III} = \frac{\mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2).$$

50-§. Мустаҳкамлик назарияси ҳақида тушунча

Оддий чўзилиш ёки сиқилишдаги стерженларнинг мустаҳкамлик шартини қуйидагича тузган эдик:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma],$$

бунда $[\sigma] = \sigma_0/n$ — пластик материаллар, $[\sigma] = \sigma_b/n$ — мўрт материаллар учун рухсат этилган кучланиш.

Оддий чўзилиш ёки сиқилишда материалдаги хавфли ҳолатнинг бошланишига оид кучланишлар ($\sigma_{ок}$ ва σ_b) тажриба йўли билан аниқланади.

Иншоот элементлари кучларнинг мураккаб таъсирида бўлса, уларнинг бирор нуқтасида икки ёки уч томонга бир-бирига перпендикуляр текисликларга нормал бўйлаб йўналган кучлар таъсир қилиши мумкин. Бу ҳолда хавфли ҳолатнинг бошланиши бош кучланишларнинг ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) қийматларига ва уларнинг турли комбинациядаги нисбатларига боғлиқдир. Бу комбинацияларнинг ҳаммасини олдиндан маълум тартибга солиш мумкин бўлмаганлиги сабабли лаборатория шароитида ҳам тегишли тажрибалар ўтказиб бўлмайди. Шунинг учун мураккаб кучланиш ҳолатидаги иншоот элементларининг мустаҳкамлик шартларини оддий чўзилиш ёки сиқилишга оид қийматлар ёрдамида топиш зарурати туғилади.

Қўйилган масала материалнинг мустаҳкамлигини ифодаловчи факторлар бош кучланишлар билан қандай боғланганлигига қараб турли гипотезалар асосида ечилади. Материалнинг мустаҳкамлигини ифодаловчи факторлар қуйидагилар:

1. Нормал кучланишнинг ($\sigma_{оқ}$) оқиш чегарасига эришиши;
2. Нисбий бўйлама деформациянинг маълум қийматга эришиши;

$$\epsilon_{\max} = \epsilon_{оқ}; \quad \epsilon_{\max} = \epsilon_{в}.$$

3. Уринма кучланишнинг маълум қийматга эришиши:

$$\tau_{\max} = \tau_{оқ}.$$

$$\tau_{\max} = \tau_{в}.$$

4. Деформация натижасида энергия йиғилиши ва мустаҳкамликнинг бузилиши.

Материалларда хавфли ҳолатнинг бошланишини гипотезалар асосида турли факторларга боғлаб текширувчи назария *мустаҳкамлик назарияси* дейилади.

51-§. МУРАККАБ КУЧЛАНИШ ҲОЛАТИДАГИ ЖИСМЛАРНИНГ МУСТАҲКАМЛИГИНИ ТУРЛИ МУСТАҲКАМЛИК НАЗАРИЯЛАРИ АСОСИДА ТЕКШИРИШ

Бу параграфда классик назария деб аталувчи тўртта мустаҳкамлик назарияси билан танишамиз.

Биринчи мустаҳкамлик назарияси. *Мураккаб кучланишдаги жисмнинг хавфли ҳолати, унда ҳосил бўладиган энг катта нормал кучланиш шу жисм материалдан ясалган намунанинг оддий чўзилиш ёки сиқилишдаги хавфли ҳолатига тегишли нормал кучланишга эришганда бошланади.*

Мураккаб кучланишдаги бош кучланишлар қуйидаги тенгсизликда бўлади:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3.$$

Бу назарияни XVII асрда Галилей таърифлаган. Галилей таърифи бўйича хавфли ҳолат ифодаси пластик ва мўрт материаллар учун қуйидагичадир:

$$\sigma_1 = \sigma_{оқ}, \quad \sigma_1 = \sigma_{в}.$$

Мураккаб кучланиш ҳолатидаги жисмда хавфли ҳолат бошланмаслиги учун $\sigma_1 \leq [\sigma]$ шарт бажарилиши керак. Бу назарияни чўзилишга ишлайдиган мўрт материаллар учун ишлатиш мумкин.

Иккинчи мустаҳкамлик назарияси. Бу назарияни биринчи бўлиб 1682 йилда Мариотт таклиф этган. У қуйидагича таърифланади:

Мураккаб кучланиш ҳолатидаги жисмда хавфли ҳолат унинг энг катта нисбий чўзилиши шу жисм материалидан ясалган намунанинг оддий чўзилишдаги хавфли ҳолатига тегишли нисбий чўзилишига эришганда бошланади, яъни:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_{оқ}; \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_n.$$

Мустаҳкамлик тенгламаси:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\varepsilon].$$

Бунда $[\varepsilon]$ рухсат этилган $[\sigma]$ кучланишга тўғри келган рухсат этилган нисбий чўзилиш бўлиб, у қуйидагича топилади:

$$[\varepsilon] = \frac{[\sigma]}{E}.$$

Демак, бу формуладан $\sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]$ экани келиб¹ чиқади. Бу назария мўрт материалларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблашда қўлланилади.

Учинчи мустаҳкамлик назарияси. Бу назарияни 1773 йилда Кулон таърифлаган.

Мураккаб кучланиш ҳолатидаги жисмда хавфли ҳолат ундаги максимал тангенциал кучланиш шу жисм материалидан ясалган намунанинг оддий чўзилишдаги хавфли ҳолатига тегишли тангенциал кучланишга эришганда бошланади, яъни:

$$\tau_{\max} = \tau_{оқ}.$$

Хавфли ҳолат бошланмаслиги учун уринма максимал кучланиш қуйидаги тенгсизликни таъминлаши керак:

$$\tau_{\max} \leq [\tau].$$

Бунда τ_{\max} ҳажмий кучланиш ҳолати учун $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ формуладан, оддий кучланиш ҳолати учун эса $\tau_{\max} = \sigma_{1/2}$ орқали ҳисоблаб топилади.

Бу назарияда энг катта (σ_1) ва энг кичик (σ_3) кучланишлар қатнашиб, оралиқ кучланиш (σ_2) қатнашмайди. Бу эса назариянинг аниқлигини камайтиради.

Нормал кучланиш орқали мустаҳкамлик шартини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq \frac{[\sigma]}{2}; \quad \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma].$$

Чунки $[\tau] = [\sigma]/2$ га тенг.

4. Тўртинчи мустақамлик назарияси энергетик назария бўлиб, стерженларни мураккаб қаршилик деформациясига текшириш боида мукамал танишамиз.

VII б о б. Мураккаб қаршилик

52- §. КУЧЛАНИШ ҲОЛАТИНИНГ ТУРЛАРИ ВА ҲИСОБЛАШ МЕТОДИ

Биз юқорида оддий ҳолда учрайдиган деформациялар, яъни чўзилиш ва сиқилиш, силжиш, буралиш ва текис эгилиш деформация турлари билан танишдик. Бу хилдаги деформациялар соф ҳолда учраб, уларнинг ҳисоби ҳеч қандай қийинчилик туғдирмайди. Машина ва иншоот қисмлари кўпинча бундай соф ҳолдаги деформация таъсирида бўлмай, балки бир қанча тур йўналишдаги кучлар таъсирида бўлиб, мураккаб деформацияга дуч келади. Масалан, пахта териш машинасининг рамаси бункер ва машина қисмларини кўтариб туриши натижасида тўғри эгилиш ҳолатида бўлади. Машина оғирлик маркази носимметрик бўлгани ва бункер тўла пахтанинг оғирлиги натижасида машина пахта дала эгатлари орасида юрганида тебранади. Бу эса ўз навбатида рама кесим юзасида буралиш деформациясини келтириб чиқаради. Пахта териш машинасининг шпиндели пахтани ўзига ўраб олаётганда ёйилган куч таъсирида бўлади, ғўза туплари орасилан ўтаётганда эса эгилиши мумкин. Ҳаракат тасмали узатма ёрдамида узатилганда пахтани бункерга тортиш вентиляторининг вали тасманинг таранглиги натижасида эгилади, вентилятор парраклари орасидан пахта ўтиши натижасида у буралиш деформациясига дуч келади. Агар устунларга қўйилган юк геометрик ўқ бўйлаб таъсир этмаса, устунлар сиқилиш ва эгилиш деформациясига ишлаши мумкин.

Шундай қилиб, биз танишган мисоллардан кўринадики, машина ва иншоот қисмларининг кўндаланг кесимларида бир вақтда икки ва ундан ортиқ зўриқиш содир бўлар экан. Бундай зўриқиш *мураккаб қаршилик* ёки *мураккаб деформация* дейилади. Мураккаб қаршиликлар жумласига қийшиқ эгилиш, марказий бўлмаган куч таъсирида сиқилиш ёки чўзилиш, эгилиш билан буралишнинг бир вақтдаги таъсири ва бошқалар кирари. Буларни ҳисоблашда ҳам юқоридаги соф деформацияларни ҳисоблашдаги сингари қирқиш методи қўлланилади ва ҳар бир йўналишдаги куч таъсиридан ҳосил бўлган ички куч кучланиш ва солқиликлар юқорида келтириб чиқарилган формулалар ёрдамида аниқланади. Сўнгра топилган қийматлар хавфли кесим учун кучлар таъсирининг бир-бирига ҳалал бермаслик принципига асосан алгебраик қўшилади.

Биз қуйида мураккаб деформацияга ишлайдиган қисмларнинг баъзи бирлари билан танишамиз.

53- §. ҚИЙШИҚ ЭГИЛИШ

Агар балкага таъсир қилаётган эгувчи куч ёки момент кесим юзанинг симметрия ўқларидан ўтувчи текисликлардан бирортасида ётмаса, қийшиқ эгилиш деформацияси содир бўлади (102- шакл). Бундай ҳолдаги балкани ҳисоблашда таъсир қилаётган P куч y ва z ўқлари бўйича таъсир қилувчи P_y ва P_z тузувчи кучларга ажратилади. У ҳолда P_y куч таъсиридан балка $yoх$ симметрия текислигида ва P_z куч таъсиридан эса zox текислигида эгилади. P_y куч таъсиридан балканинг вертикал текисликда z ўқи атрофида эгилишини ва P_z кучи таъсиридан горизонтал текисликда y ўқи атрофида эгилишини алоҳида-алоҳида x масофадаги кесим учун қуйидагича ёзамиз:

$$M_z^x = -P_y \cdot x = -P \cdot \cos \alpha \cdot x$$

$$M_y^x = -P_z \cdot x = -P \sin \alpha \cdot x. \quad (1)$$

M_z^x ва M_y^x лардан ҳосил бўлган кучланишлар эса:

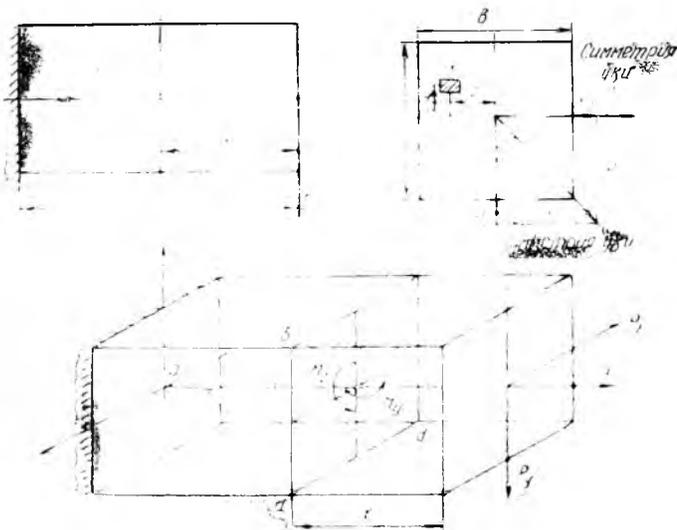
$$\sigma_{mz} = \frac{M_z^x}{W_z} \quad \text{ва} \quad \sigma_{my} = \frac{M_y^x}{W_y}.$$

P кучидан ҳосил бўлган умумий эгувчи момент

$$M_x = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}.$$

Симметрия текисликларининг бирортасида ҳам ётмайди.

Кучлар таъсирининг мустақиллик принципига асосан x масофадаги кесимнинг умумий кучланиши, моментлардан алоҳида-алоҳида олинган кучланишларнинг алгебраик йиғиндисига тенг бўлади:



102- шакл.

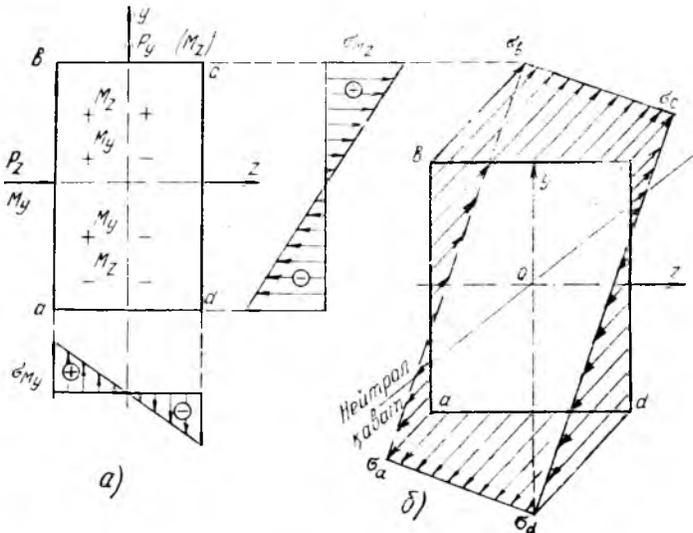
$$\sigma_x = \sigma_{Mz} + \sigma_{My} = \pm \frac{M_z}{W_z} \pm \frac{M_y}{W_y} .$$

Агар текшириляётган кесим юзада олинган бирор k нуқтанинг кучланишини топиш талаб этилса, юқоридаги формула қуйидагича ёзилади:

$$\sigma_k = \frac{M_z \cdot y}{I_z} + \frac{M_y \cdot z}{I_y} ,$$

бунда y ва z — k нуқтанинг координаталари; I_y ва I_z — кесим юзанинг y ва z ўқларига нисбатан инерция моментлари.

Қийшиқ эгилиш натижасида балканинг кесим юзалари бўйича кучланиш тенг тақсимланмасдан, баъзи нуқталарида рухсат этилгандан ортиб кетиши мумкин. Балканинг максимал кучланиши тўғри келган нуқтасини ёки қиррасини топиш учун σ_z ва σ_y ларнинг эпюраларини алоҳида-алоҳида қурамиз (103-шакл). σ_z ва σ_y эпюраларини қуриш учун балка кесим юзасини алоҳида чизиб олиб, унга куч ва моментларнинг таъсири қўйилади, сўнгра юқоридаги формулаларга асосан нормал кучланишларнинг максимал қийматлари топилади. Бунда нормал кучланишнинг нейтрал ўқда нолга тенг бўлиши эътиборга олинади, сўнгра кесим юза ёнларида юза ўқларига параллел чизиқлар ўтказиб унга σ пинг қийматлари маълум масштабда ўлчаб қўйилади (103-шакл, а). Эпюрадан ва унга тегишли кесим юзадан кўринадики M_z momenti z ўқи атрофида балкани эгса, z ўқидан юқорида жойлашган чораклардаги толалар чўзилишга ишлаб, пастки чораклар сиқилишга ишлайди (103-шакл, а да (+) ва (-) ишоралар билан кўрсатилган.)



103-шакл.

Шунингдек, толалар M_y моменти таъсирида a ва b чоракларда чўзилишга (+), c ва d чоракларда эса сиқилишга (—) ишлайди. Умумий кучланишни ҳар бир чорак учун топсак ва унга мураккаб нормал кучланиш эпюрасини қурсак, максимал кучланиш тўғри келган чорак ёки қирра топилади, (3) формулага асосан:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= -\sigma_{mz} + \sigma_{my}; & \sigma_b &= \sigma_{my} + \sigma_{mz}; \\ \sigma_c &= -\sigma_{my} + \sigma_{mz}; & \sigma_d &= -\sigma_{my} - \sigma_{mz}.\end{aligned}$$

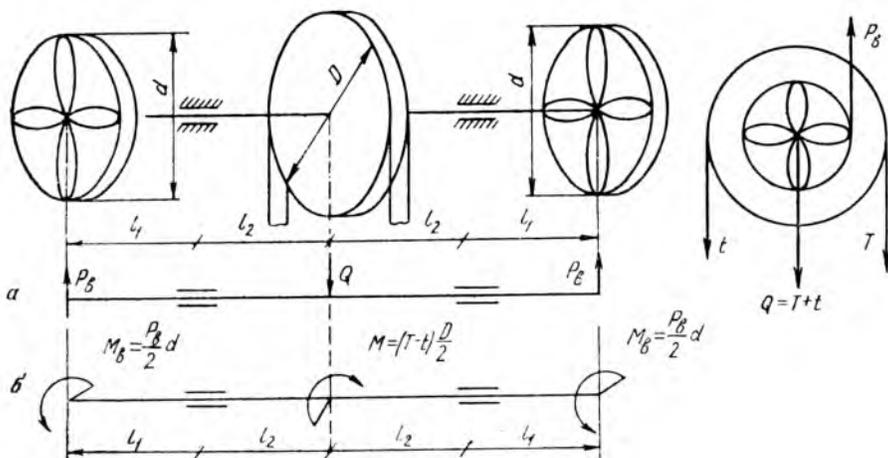
Уларнинг эпюрасини қурсак (90-шакл, в) энг катта кучланиш тўғри келган қирра b ва d нуқталарга мос келишини кўрамиз. Шундай қилиб, қийшиқ эгилишга ишлаётган балкаларнинг мустаҳкамлик шартини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\sigma_{\max} = \pm \left(\frac{M_y}{W_y} \pm \frac{M_z}{W_z} \right) \leq [\sigma].$$

54-§. БУРАЛИШ ВА ЭГИЛИШНИНГ БИР ВАҚТДА ТАЪСИР ЭТИШИ

Биз юқорида думалоқ кесим юзали стерженларнинг соф буралишини ва балкаларнинг кўндаланг эгилишини алоҳида-алоҳида кўриб кучланиш формулаларини чиқарган эдик.

Буралишга ишлайдиган стерженга вал дейилади. Вал машина, станок ва механизмларнинг ҳаракатга келтирувчи асосий элементи (звеноси) бўлиб, кўпинча буралиш билан эгилиш деформацияларнинг бирга таъсири натижасида ишлайди, соф буралишга эса камдан-кам ишлайди. Буларга мисол тариқасида токарлик станогининг тезликлари қўтисининг шестерняли валлари, кескич билан ишлаётган деталнинг қисқич-қаллагини оралиғидаги қисми, пахта териш машинаси вентиляторларининг вали ва бошқаларни келтириш



104-шакл.

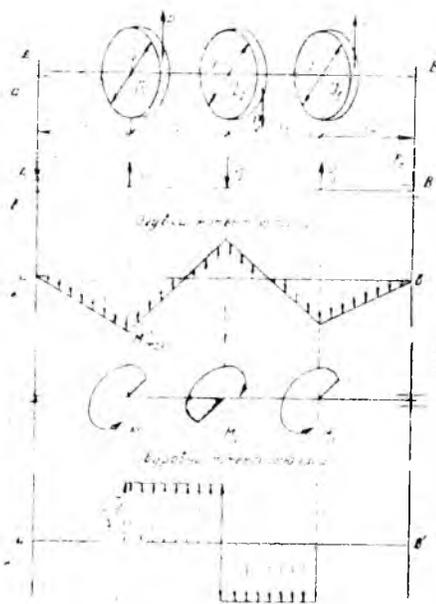
мумкин. Бундай валлар айланма кучлар таъсирида бир вақтда ҳам буралишга, ҳам эгилишга ишлайди (104-шакл). Тасманинг T ва t таранглик кучларини қўшиб ҳамда вентилятор парраги учуда ҳосил бўлган тортиш кучи P ни вентилятор марказига кўчириб келтирсак, валнинг эгилишини (91-шакл, a) кўришимиз мумкин. Тасма таранглик кучларининг (етакчи T ва етаклувчи t қисмлар кучи) фарқи $T - t$ ва P кучларнинг марказга кўчиши натижасида ҳосил бўладиган жуфт кучлар (104-шакл, b) таъсирида вал буралади. Валнинг буралишга ва эгилишга ҳисоби кучлар (бурувчи момент ва эгилувчи куч) таъсирининг бир-бирига халал бермаслик принциpidан фойдаланиб мустақил равишда топилади. Сўнгра уларни мустақамлик назариялари асосида геометрик қўшиб, умумий кучланиш топилади. Масалан, берилган вал A ва B подшипникларда тиралган ва C шкив орқали ҳаракатга келиб D ва E шкивлар орқали фойдали иш бажаради (105-шакл). Шкивларга қўйилган P_1, P_2 , ва P_3 кучлар таъсиридан валнинг эгилишини кўриш учун уларни шкив марказига назарий механика қонунлари асосида кўчириб келтирамиз (105-шакл $b, в$). Кучларнинг кўчириб келтирилиши натижасида жуфт куч содир бўлади. Содир бўлган жуфт кучлар эса вални $M_1 = P_1 \frac{D_1}{2}$; $M_2 = P_2 \frac{D_2}{2}$; $M_3 = P_3 \frac{D_3}{2}$ моментлар таъсирида буралишга мажбур этади (105-шакл, $г, д$).

Эгувчи P_1, P_2, P_3 кучлар таъсиридан максимал эгувчи моментни (105-шакл, e) ва нормал кучланишни эгилиш деформациясидаги балкани ҳисоблаш сингари топамиз

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W},$$

бунда $W = I/\rho_{\max} = \pi d^3/32 \approx 0,1 d^3$ эгилишдаги қаршилик momenti бўлиб, у кучланишни кесим марказидан энг узоқда жойлашган нуқтасида максимал қийматга эришишини кўрсатади (106-шакл, $б$).

Вал бурувчи момент M_1, M_2 ва M_3 лар таъсирида буралиб (105-шакл, $ж$) улардан ҳосил бўлган кучланишни топиш бизга буралиш деформациясидан маълум:



105-шакл.

$$\tau_{\sigma} = \frac{M_{\delta}}{W_p} = \frac{M_{\delta}}{2W}$$

Кесим марказидан энг узоқда жойлашган нуқтада кучланиш максимал қийматга эришади (106-шакл, а). Вал эгилганда унинг кесим юзасида (σ) нормал кучланишдан ташқари уринма (τ) кучланиш ҳам содир бўлишини юқорида кўриб ўтган эдик. У $\tau_Q = \frac{QS}{Ib}$ га тенг бўлиб, буровчи моментдан ҳосил бўлган уринма кучланишга нисбатан кичикдир (106-шакл, а).

Кўндаланг кучдан ҳосил бўлган уринма кучланишнинг максимал қиймати валнинг нейтрал қаватига тўғри келади (106-шакл, а). 106-шаклдан кўринишича кучланишлар вал қисмининг L ва L_1 нуқталарида максимал қийматга эришиб, N N_1 нейтрал қаватида кесувчи кучдан ҳосил бўлган кучланиш (τ) таъсирида бўлади. Шунинг учун мураккаб қаршилиқ ҳолидаги стерженда кесувчи кучланишни ҳисобга олмаслик мумкин. Чунки стержень кесимининг марказида фақат кўндаланг кучланиш (τ) ҳосил бўлиб, буровчи момент ва эгилиш кучланишлари нолга тенг бўлади. Шу сабабли у эгилиш ва буралишга ишлаётган вал учун максимал қиймат бўла олмайди. Вал кесимининг L ва L_1 нуқталарида нормал кучланиш σ ҳамда буровчи момент кучланиши (τ_{δ}) ҳосил бўлиб вал мураккаб кучланиш ҳолатида бўлади.



106-шакл.

Мураккаб кучланиш ҳолатидаги брусларнинг мустаҳкамлиги мустаҳкамлик назарияси асосида аниқланади. Бунда элементнинг бош кучланишлари бизга маълум бўлган қуйидаги формула орқали аниқланади:

$$\sigma_{1/3} = \sigma_{\max/\min} = \frac{\delta}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (5)$$

Мураккаб кучланиш ҳолатидаги брусларнинг мустаҳкамлиги,

пўлатдан ясалган вал учун учинчи ва тўртинчи мустаҳкамлик назарияси асосида текширилади.

1. Учинчи назария (энг катта уринма кучланиш назарияси) га асосан мустаҳкамлик шarti:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]. \quad (6)$$

(6) формулага σ_1 ва σ_3 ларнинг қийматларини (5) формуладаги боғланишдан келтириб қўйсақ қуйидаги мустаҳкамлик шартини оламиз.

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (7)$$

(7) формулага $\sigma = M_3/W$; $\tau = \frac{M_\delta}{2W}$ ларнинг қийматларини қўйсақ қуйидаги ифода ҳосил бўлади:

$$\sqrt{\frac{M_3^2}{W^2} + 4\frac{M_\delta^2}{4W^2}} = \sqrt{(M_3^2 + M_\delta^2)/W^2} \leq [\sigma]. \quad (8)$$

(8) формуладаги буралиш ва эгилиш моментларини келтирилган умумий моментга алмаштирамиз

$$\sqrt{M_3^2 + M_\delta^2} = M_{\text{кел}}.$$

(7) ва (9) формулаларни соддалаштирсак мустаҳкамлик шarti ифодаси қуйидаги кўринишга келади.

$$\sigma_{\text{кел}} = \frac{M_{\text{кел}}}{W} \leq [\sigma].$$

Бундан валнинг кесим ўлчамлари қуйидагича топилади:

$$W = \frac{M_{\text{кел}}}{[\sigma]}.$$

Бунда

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3.$$

Айланма кесим юзасининг ўққа нисбатан қаршилик momenti эканлигини эътиборга олсак, у ҳолда валнинг диаметри қуйидагича топилади:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кел}}}{0,1 [\sigma]}}.$$

Агар вал ҳар хил текисликда эгиладиган бўлса (масалан, вертикал ва горизонтал текисликларда), у ҳолда валнинг ҳар бир текисликда эгилишини алоҳида-алоҳида аниқлаб, сўнгра умумий эгувчи (қийшиқ эгилиш темасига қаралсин) қуйидагича аниқланади:

$$\sqrt{M_{\text{в}}^2 + M_{\text{г}}^2} = M_3.$$

Бу ифодани (8) формулага келтириб қўйсақ,

$$M_{\text{кел}} = \sqrt{M_3^2 + M_6^2}$$

ёки

$$M_{\text{кел}} = \sqrt{M_b^2 + M_r^2 + M_6^2}.$$

2. Тўртинчи назарияга (энергетик назарияга) кўра материалларнинг ўз мустақкамлигини йўқотиши, яъни пластик материалнинг эластик ҳолатдан пластик ҳолатга ўтиши (оқиш чегараси) энг катта уринма кучланишларнинг $\tau_{\text{мах}}$ таъсир қилиши эмас, балки материал деформацияланганда унинг шаклининг ўзгариши (силжиши) потенциал энергияга боғлиқ бўлади. Буралиш ва эгилиш кучлари таъсирида ишлаётган валнинг мустақкамлик шарти бу назарияга асосан қуйидагича ёзилади:

$$1 \quad \sigma^2 + 3\tau^2 \leq [\sigma].$$

σ ва τ ларнинг эгувчи ва буровчи момент орқали аниқланган қийматларини формулага қўйиб

$$\frac{\sqrt{M_3^2 + 0,75 M_6^2}}{W} \leq [\sigma] \quad \text{ва} \quad W = \frac{\sqrt{M_3^2 + 0,75 M_6^2}}{[\sigma]} = \frac{M_{\text{кел}}}{[\sigma]}$$

ни қосил қиламиз.

Бунда $M_{\text{кел}} = \sqrt{M_3^2 + 0,75 M_6^2}$ келтирилган момент.

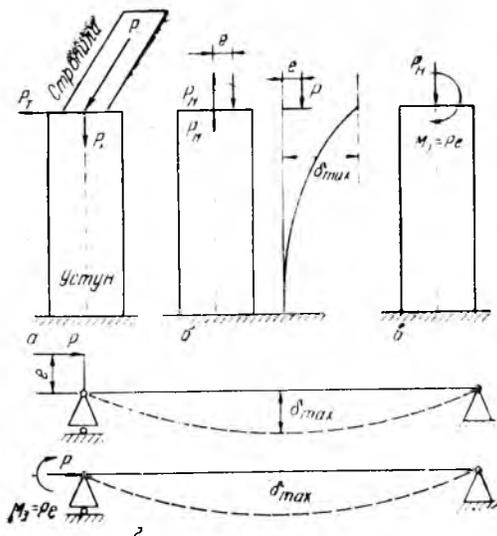
55-§. ЧЎЗИЛИШ ВА ЭГИЛИШ ДЕФОРМАЦИЯЛАРИНИНГ БИР ВАҚТДА КЕЛИШИ

Машина ва иншоот қисмларининг кесим юзасига сиқувчи ёки чўзувчи куч тик йўналишда қўйилмаслиги ҳамда геометрик ўқ бўйлаб йўналмасдан озгина сурилиб қолиши, яъни хатоликларга йўл қўйилиши натижасида брус кесим юзасида икки йўналишда зўриқиш кучлари ҳосил бўлади. Бундай ҳоллар устунга стропиланинг маълум бурчак остида қўйилиши ёки кучларнинг устун ва балка марказига аниқ қўйилмаслиги натижасида келиб чиқади (107-шакл, а, б). Ноаниқ ёки қийшиқ қўйилган кучларни нормал P_N ҳамда уринма P_T тузувчи кучларга ажратсак ва марказий бўлмаган кучни марказга кўчириб келтирсак (107-шакл, а, б, в), уларнинг нормал куч таъсиридан сиқилишини ва уринма ҳамда жуфт куч моментни таъсирдан эгилишини кўраемиз.

Брус кесим юзасига бир вақтда чўзувчи ёки сиқувчи куч ва эгувчи момент таъсир этса, *бундай деформация турига марказий бўлмаган куч таъсирида сиқилиш ёки чўзилиш* дейилади.

Брус ва балкаларда ташқи кучнинг ноаниқ қўйилиши натижасида қўшимча эгувчи момент ҳосил бўлиб (107-шакл, г) балка мустақкамлигига путур етказилади. Бу қўшимча эгувчи моментнинг балкани энг катта солқиликка эга бўлган кесимидаги қийматини, қуйидаги ифодадан кўриш мумкин:

$$M_3 = P(l + \delta_{\text{мах}}) = Pl + P\delta_{\text{мах}}.$$



07-шакл.

Куч қўйилган кесимда эса $M_3 = Pl$ га тенг бўлиб, максимал эгилишдан ҳосил бўлган қўшимча елка δ_{\max} таъсиридан $M_{кэ} = P \cdot \delta_{\max}$ ҳосил бўлади. Балканинг максимал эгилган кесимида умумий эгувчи момент:

$$M = M_3 + M_{кэ}.$$

Бунда $M_{кэ}$ қўшимча эгувчи момент. Шундай қилиб балканинг эгилиши (солқилиги) катта бўлганда (эксцентрик e га қараб аниқланади) уни ҳисобга олиш талаб этилади.

Эгилиш натижасида қўшимча эгувчи момент ҳосил бўлиши мумкин бўлган балкаларга *эгилувчан балка* дейилади. Марказий бўлмаган сиқувчи ёки чўзувчи куч таъсирида эгилишдан ҳосил бўлган қўшимча эгувчи моментлар етарлича кичик бўлса ва уларни эътиборга олмаслик мумкин бўлган балкаларга *бикр балкалар* дейилади.

Биз қуйида бикр балкаларни текшираимиз. Масалан, тўғри тўртбурчак кесим юзали устун берилган бўлсин. Унинг пастки учи негизга тиралиб устун эркин учига (108-шакл, а) марказий ўқ бўйлаб йўналган сиқувчи куч N ва z ҳамда y ўқлар атрофида эгувчи моментлар M_y ва M_z таъсир этсин. Куч N ва эгувчи моментлар M_z ва M_y дан умумий ҳолда сиқилиш ҳамда эгилиш кучланишлари ҳосил бўлади. Куч N бутун кесим юзани сиқади. Сиқилиш кучланиши

$$\sigma_N = \frac{N}{F}.$$

Момент M_z таъсиридан брус симметрик z ўқи атрофида эгилади. Эгилиш момент кучланиши:

$$\sigma_{M_z} = \frac{M_z}{W_z}.$$

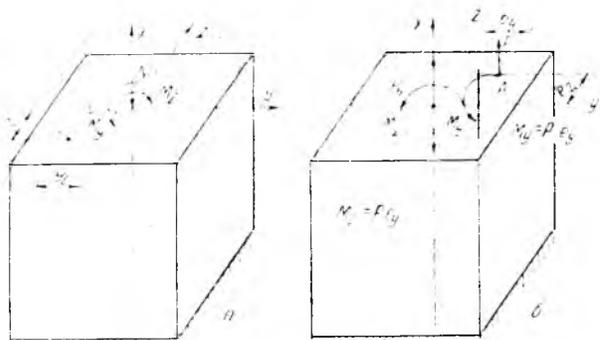
Момент M_y таъсирида брус y ўқи атрофида эгилиб, унинг кучланиши

$$\sigma_{M_y} = \frac{M_y}{W_y}.$$

Эгувчи моментлар таъсиридан балка кесим юзасида ҳар хил йўналишдаги кучланишлар ҳосил бўлишини қийшиқ эгилиш деформациясидан кўрган эдик. Шунинг учун текислик сиртида олинган ихтиёрий нуқтадаги умумий кучланиш, кучлар таъсирининг бир-бирига ҳалал бермаслик принципига асосан ҳамма кучланишларни алгебраик қўшиб топилади:

$$\sigma = -\sigma_n \pm \sigma_{M_z} \pm \sigma_{M_y} = -\frac{N}{F} \pm \frac{M_z}{W_z} \pm \frac{M_y}{W_y}.$$

Умумий кучланиш формуласини кесим юза сиртида олинган бирор C нуқта учун ёзсак у қуйидаги кўринишга эга бўлади:



108- шакл.

$$\sigma_c = -\frac{N}{F} + \frac{M_z \cdot y_c}{I_z} - \frac{M_y \cdot z_c}{I_y},$$

бунда y_c ва z_c лар — C нуқтанинг координата ўқлари: I_z ва I_y кесим юзанинг z ва y ўқларига нисбатан инерция моментлари.

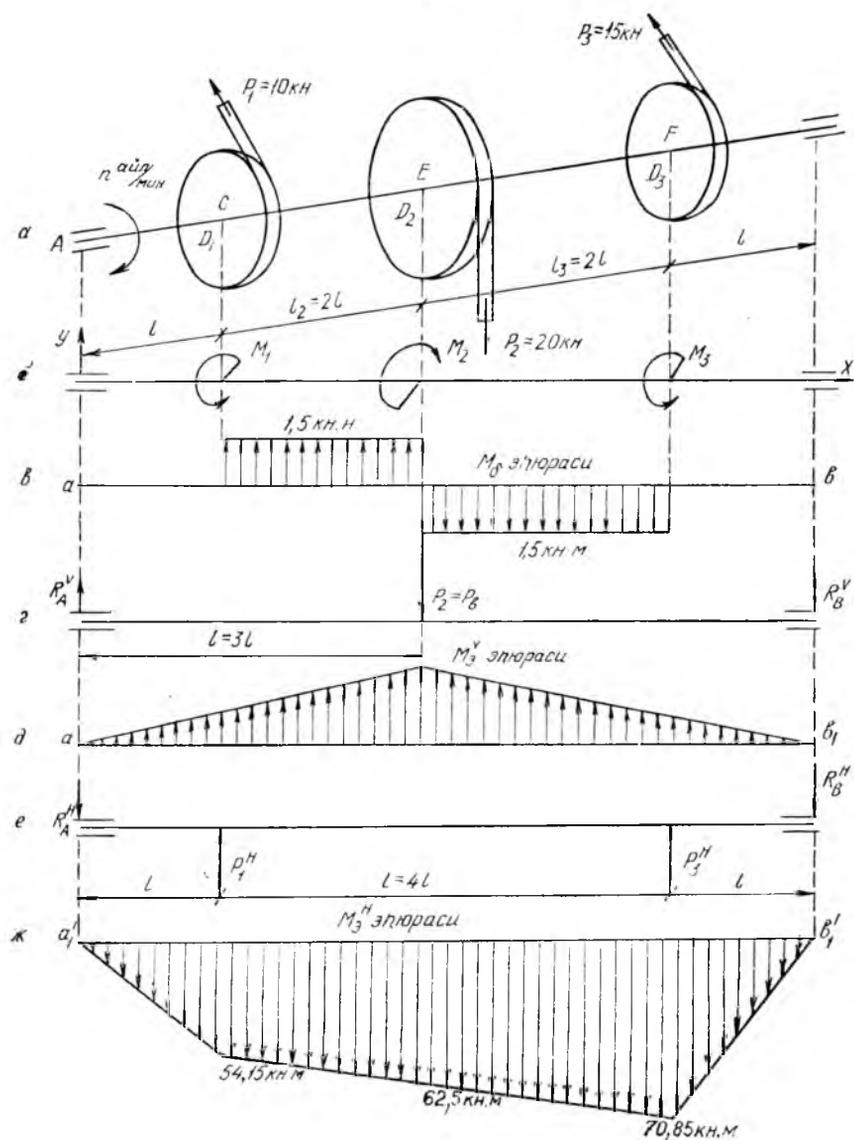
C нуқта жойлашган чорак M_z момент таъсирида чўзилишга, M_y момент таъсирида сиқилишга ишлайди.

Агар таъсир қилаётган куч P марказга қўйилмай, масалан, A нуқтага таъсир этса (109- шакл, б) у ҳолда бу куч таъсиридан кесим юзада ҳосил бўладиган эгувчи моментларни ва эгилиш йўналишларини аниқлаб, сўнгра улардан ҳосил бўладиган кучланишлар топилади ва

умумий кучланиш юқоридаги сингари алгебраик қўшиб топилади. P куч ҳамда $M_y = Pl_z$ ва $M_z = P \cdot l_y$ моментлар таъсирида балка z ва y ўқлари атрафида эгилади (108-шакл, б).

Эгилиш кучланиши:

$$\sigma_{\text{му}} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{P \cdot l_z}{I_y} \cdot z.$$



109-шакл.

Умумий кучланиш эса қуйидагича топилади:

$$\sigma = \frac{P}{F} \pm \frac{M_y}{W_y} \pm \frac{M_z}{W_z} = \frac{P}{F} \pm \frac{P \cdot l_z}{I_y} \cdot z + \frac{P \cdot l_y}{I_z} \cdot y. \quad (11)$$

(11) формула марказий бўлмаган куч таъсирида сиқилиш ёки чўзилишга ишлаётган брус кесим юзасининг ихтиёрӣ нуктасида ҳосил бўладиган умумий кучланишни топиш формуласидир.

Бу формуладан кўринадики умумий кучланиш z ва y координата ўқларига боғлиқ бўлиб, брус кесимининг нейтрал ўқдан энг узоқда жойлашган қаватида ўзининг максимал қийматига эришади. Апар марказга қўйилмаган сиқувчи куч нейтрал ўқлардан бирида ётса (масалан, y ўқида) у ҳолда y ўқи атрофида эгувчи момент нолга тенг бўлиб, (11) формула қуйидагича ёзилади (109-шакл, а):

$$\sigma = P/F \pm \frac{Pl_y}{I_z} \cdot y.$$

Мураккаб қаршилик деформациясига оид масалалар

1-масала. 109-шакл, а да берилган валнинг диаметри вални буралиш ва эгилишга ишлашнинг эътиборга олган ҳолда аниқлансин.

Вал материалнинг нормал руҳсат этилган кучланиши $[\sigma] = 100 \text{ Н/мм}^2$, айланиш тезлиги $n = 5000$ айл/мин бўлиб, қолган маълумотлар шаклда берилган:

$$\begin{aligned} D_1 &= 300 \text{ мм}; & D_3 &= 200 \text{ мм}; \\ D_2 &= 300 \text{ мм}; & l &= 500 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Ечиш: C , E ва F шкивларнинг буралиш моментларини аниқлаймиз ва валнинг айланш йўналишида етакчи шкив E нинг буралиш йўналишини белгилаб схемасини чизиб оламиз (109-шакл, б)

1. Шкивларнинг буралиш моментини топамиз:

$$M_1 = P_1 \cdot \frac{D_1}{2} = 10000 \cdot \frac{300}{2} = 1500000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_2 = P_2 \cdot \frac{D_2}{2} = 20000 \cdot \frac{300}{2} = 3000000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_3 = P_3 \cdot \frac{D_3}{2} = 15000 \cdot \frac{200}{2} = 1500000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Валнинг буралишга мувозанат ҳолатини текшираимиз:

$$\sum M_x = M_1 - M_2 + M_3 = 0.$$

3. Буровчи момент эпюрасини валнинг соф буралишида қурилгани сингари қурамиз (109-шакл, в).

4. Вални эгаётган кучларни вертикал ва горизонтал текисликларда эканини эътиборга олиб, улар таъсирида эгилишни текшираимиз:

а) $P_2 = P_B$ бўлганда вал P_2 куч таъсирида вертикал текисликда эгилади. Вални икки таянчга тиралган балка деб қарасак, вертикал текисликдаги P_B кучдан подшипникларда R_A^V ва R_B^V ва горизонтал текисликдаги

P_1^H ва P_3^H кучлардан R_A^H ва R_B^H реакция кучлари ҳосил бўлади (121-шакл, z , e).

Бу реакция кучлари оддий балкадаги сингари топилади:

$$\sum M_A = P_2 \cdot 3l - R_B^V \cdot 6l = 0; \quad R_B^V = 10 \text{ кН.}$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot 3l + R_A^V \cdot 6l = 0; \quad R_A^V = 10 \text{ кН.}$$

$$\sum M_A = -P_1 l - P_3 \cdot 5l + R_B^H \cdot 6l = 0; \quad R_B^H = 14,17 \text{ кА.}$$

$$\sum M_B = P_3 l + P_1 \cdot 5l - R_A^H \cdot 6l = 0; \quad R_A^H = 10,83 \text{ кН.}$$

б) M_{Σ}^V ва M_{Σ}^H эгувчи момент эпюралари R_A^V ; P_2^V ; R_B^V ва P_1^H ; P_2^H ; R_B^H кучлардан қурилади (109-шакл, d , $ж$). Эгувчи момент эпюрасидан (109-шакл, d , $ж$) қўринадики, энг катта эгувчи момент E шкив жойлашган кесимда ҳосил бўлади. Унинг қиймати:

$$M_{\Sigma(\max)} = \sqrt{M_{\Sigma V}^2 + M_{\Sigma H}^2} = \sqrt{150^2 + 62,5^2} = 164 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

5. Валнинг хавфли кесими тўлиқ эгувчи момент ва буровчи момент эпюралари ёрдамида топилади, сўнгра учинчи мустақкамлик назарияси учун чиқарилган формуладан фойдаланиб вал диаметри ҳисобланади:

$$M_{\text{кел}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + M_6^2} = \sqrt{164^2 + 1,5^2} = \sqrt{26408,45} = 164,1 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Мустақкамлик шarti формуласидан:

$$\sigma_{\text{кел}} = \frac{M_{\text{кел}}}{W} \leq [\sigma]; \quad w = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3,$$

бунда:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кел}}}{0,1 [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{6410000}{0,1 \cdot 100}} = 255 \text{ мм.}$$

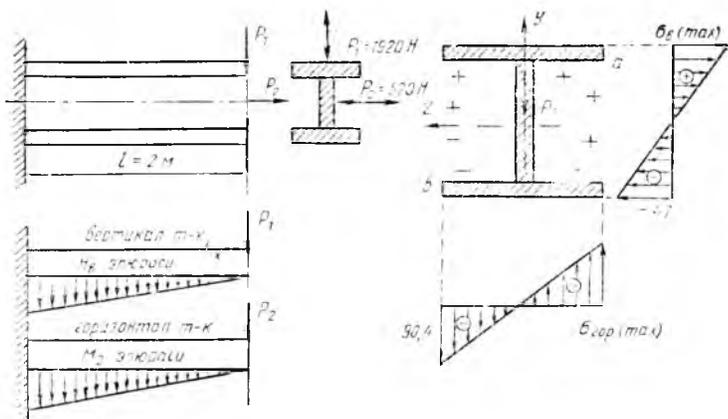
Топилган вал диаметрини ОСТ 1654 даги маълумотларга солиштирилади ва керак бўлса яхлитланади.

2-м а с а л а. 1. Бир учи билан қистирилган қийшиқ эгилишга ишлаётган ўн тўртинчи номерли қўштавр кесим юзали балка (110-шакл) хавфли кесим томонларининг нормал кучланиш эпюраси қурилсин ва энг катта нормал кучланиши ва эркин учининг умумий солқиланиши топилсин.

Е ч и ш: 1) Ўн тўртинчи номерли қўштавр учун ГОСТ 8239-56 дан кесим юза инерция моментини ва қаршилик моментларини аниқлаб оламиз:

$$\begin{aligned} I_z &= 5,72 \text{ см}^4, & I_y &= 41,9 \text{ см}^4, \\ W_z &= 81,7 \text{ см}^3, & W_y &= 11,5 \text{ см}^3. \end{aligned}$$

2) Балкани горизонтал ва вертикал текисликларда эгилишини текшириб энг катта эгувчи моментларни топамиз. Бунинг учун эгилиш момент эпюраларини қурамиз:



110- шакл.

$$M_{\text{вер}} = M_x = P_1 \cdot X$$

$$M_{\text{гор}} = M_x = P_2 \cdot X$$

$X = l$ бўлганда M_B ва M_G лар ўзларининг энг катта қийматларига эришади, яъни $M_B = P_1 \cdot l = 1920 \cdot 2000 = 3840000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

$$M_G = P_2 \cdot l = 520 \cdot 2000 = 1040000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

3) Вертикал ва горизонтал текисликлардаги эгилишдан ҳосил бўлган энг катта кучланишлар:

$$\sigma_{B(\text{max})} = \frac{M_{B(\text{max})}}{W_z} = \frac{3840000}{81700} = 47 \text{ Н} / \text{мм}^2;$$

$$\sigma_{G(\text{max})} = \frac{M_{G(\text{max})}}{W_y} = \frac{1040000}{11500} = 90,4 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

4) Балкада кесим юзасини ўз ўлчамида қизиб, горизонтал ва вертикал текисликларда эгилишдан ҳосил бўлган нормал кучланишларнинг, эпюраларини чизамиз. Эпюралардан кўринадики, энг катта нормал кучланиш «а» қиррада мусбат, «в» қиррада манфий бўлади.

$$\sigma_{B(\text{max})} = 47 + 90,4 = 137,4 \text{ Н} / \text{мм}^2;$$

$$\sigma_{B(\text{min})} = -47 - 90,4 = -137,4 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

5) Балка учининг солқиланишини топамиз:

а) вертикал текисликда:

$$f_B = \frac{P_1 l^3}{3 E I_z} = \frac{1920 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 57200} = 4,5 \text{ мм};$$

б) горизонтал текисликда:

$$f_2 = \frac{P_2 l^3}{3 E I_y} = \frac{520 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 419000} = 16 \text{ мм}.$$

в) эркин учининг умумий солқиланиши:

$$i = \sqrt{f_b^2 + f_r^2} = \sqrt{4,5^2 + 16^2} = 16,55 \text{ мм.}$$

VIII б о б. Бўйлама эгилиш ва устиворлик

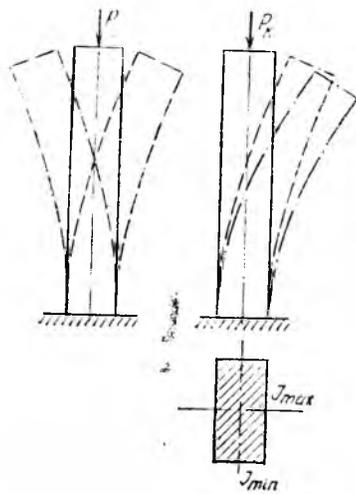
56-§. УСТИВОРЛИК ВА КРИТИК КУЧ

Қўндаланг кесим ўлчам узунлигига нисбатан жуда кичик бўлган стержень марказий ўқ бўйлаб сиқувчи куч таъсирида сиқилганда унинг сиқилишга деформацияланишидан кўра кўпроқ бўйига эгилишини кўриш мумкин. У ҳолда стержень кучнинг маълум қийматида ўзининг вертикал турғун ҳолатини йўқотади. Бунга мисол тариқасида велосипед ғилдирагининг кегайларини олиш мумкин. Кегайнинг мувозанат турғун ҳолатининг бузилиши, яъни геометрик ўқнинг эгилиши ғилдиракнинг тўғри чизиқли ҳаракатини бузади. Бунда ғилдиракнинг горизонтал текислик бўйлаб эгри чизиқли ҳаракати сезилади.

Пастки учи билан вертикал ҳолатда қистирилган стерженнинг ўқ бўйлаб сиқувчи куч таъсиридаги мувозанат ҳолати икки хил, устивор ва ноустивор мувозанат ҳолатлари III-шаклда кўрсатилган. Агар стержень P куч таъсирида деформацияланиб ўзининг вертикал ҳолатини сақласа ва горизонтал йўналишда ташқи куч таъсирида озгина эгилиб яна ўзининг илгариги вертикал ҳолатига қайтса, у мувозанатда турган — устивор стержень бўлади. Агар стерженга горизонтал текислик бўйлаб ташқи куч таъсир этгандан сўнг у ўз вертикал ҳолатига қайтмаса ёки P кучнинг маълум қийматида вертикал ҳолатини бузиб эгила бошласа, турғунлиги бузилган ёки ноустивор стержень бўлади.

Стерженларнинг устивор ёки ноустивор ҳолатда бўлиши унинг ўлчамларига, материалига ва таъсир қилаётган кучининг миқдорига ва йўналишига боғлиқ. Масалан, бир хил узунлик ва қўндаланг кесим ўлчамларига эга бўлган икки хил материалдан (пўлат ва ёғоч) тайёрланган стержень бир хил куч таъсирида бўлса, улардан бири устивор, иккинчиси ноустивор бўлиши мумкин.

Стерженга қўйилган сиқувчи кучни секин-аста орттириб борганимизда унинг устиворлигининг бузилишига тўғри келган энг ки-



III-шакл.

чик куч критик куч дейилади. Стерженнинг критик куч таъсирида тўғри чизиқли мувозанат ҳолатидаги устиворлигини йўқотиши туфайли эгилиши *бўйлама эгилиш* дейилади.

Конструкция элементлари ясалаётганда турғун кучлар таъсири чегарасида кучнинг кичик қийматида лойиҳадагидан ўзгариши туфайли турғун ҳолатини йўқотиши мумкин. Бироқ юқорида кўриб ўтилган ҳисоблашлар бунга эътиборга олмайди. Бундай масалалар эластик системаларнинг турғунлиги (устиворлиги) тўғрисидаги таълимотга тааллуқли бўлиб, жуда муҳим аҳамиятга эгадир. Бунга мисол қилиб кесим юза ўлчамига нисбатан узунлиги деярли катта бўлган стерженни келтириш мумкин.

57-§. КРИТИК КУЧНИ АНИҚЛАШ. ЭЙЛЕР ФОРМУЛАСИ

Стерженларнинг устиворлигини таъминлашда устиворликни бузувчи критик кучни билиш ва уни олдини олиш машинасозликда ва иншоотда катта аҳамиятга эга. Ҳар қандай мустаҳкам стержень ҳам сиқилишга ишлаганида устиворлиги етарли бўлавермайди. Бу ҳол узунлиги кўндаланг кесим ўлчамларига нисбатан катта бўлган стерженларда жуда яққол сезилади (кўприкларнинг устунлари, биноларнинг каркаслари ва ҳ. к.).

Марказий сиқилган стерженлар эгилишининг бошланишига тўғри келган критик кучни биринчи бўлиб 1744 йилда Л. Эйлер исботлаган эди. Л. Эйлер иккита қўзғалувчи ва қўзғалмас шарнирлар орқали маҳкамланган вертикал стерженни (112-шакл) марказий ўқ бўйлаб йўналган секин-аста ўсиб боровчи сиқувчи куч таъсирида синаганида стержень устиворлигининг кичик бикрлик текислигида бузилишини аниқлаган. Бу кучнинг математик ифодаси қуйидагича ёзилади:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 I_{мин} \cdot E}{l^2} \quad (1)$$

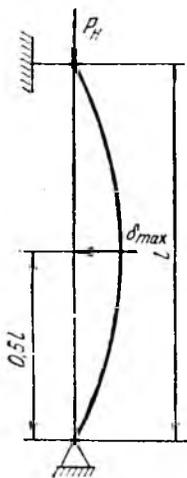
$$I_{мин} = \frac{hb^3}{12} \text{ мм}^4 \text{ — кесим юзанинг кичик инерция моменти.}$$

Бунда $E I_{мин}$ — юзанинг катта симметрия ўқиغا нисбатан бикрлиги; l — стерженнинг узунлиги.

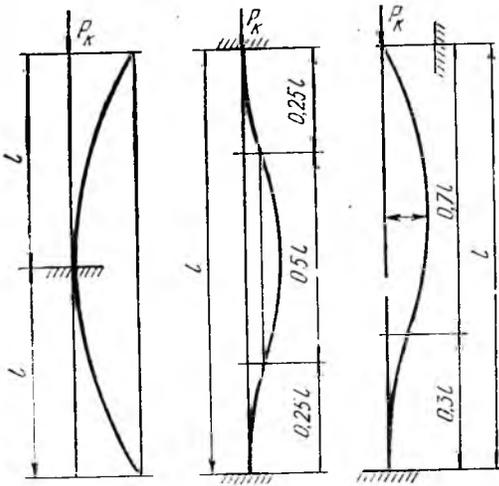
Демак, бу формулани қуйидагича таърифлаш мумкин: *критик куч икки учи шарнирли бириктирилган стерженларнинг кесим бикрлигига тўғри пропорционал бўлиб, узунлигининг квадратиغا тесқари пропорционалдир.*

58-§. СТЕРЖЕНЬ УЧЛАРИНИ ТАЯНЧГА БИРИКТИРИШ УСУЛИНИНГ УСТИВОРЛИККА ТАЪСИРИ

Тик стержень ҳамма вақт ҳам икки учи билан шарнирли бириктирилмасдан, балки учларининг бири эркин, шарнирли ва иккинчи учи қўзғалмас ёки ик-



112-шакл.



113-шакл.

ки учи ҳам қўзғалмас қилиб бириктирилган бўлиши мумкин. У ҳолда критик кучнинг ўзгаришини топиш учун стерженлар Эйлер формуласида таърифланган асосий шаклга келтириб олинади. Масалан, бир учи билан қистирилган ва иккинчи учи эркин бўлган тик стерженнинг сиқилишини кўриб чиқайлик. Бундай стержень эркин учининг максимал эгилиши δ_{\max} икки учи шарнирли бириктирилган стерженнинг $\frac{1}{2}l$ оралигидаги кесимнинг эгилиш қийматига тўғри келади. Бошқача қилиб айтганда бундай стержень эркин учли стерженни эгилган ҳолатида 180° га буриб проекциясини кўрсак $2l$ узунликдаги икки учи шарнирли маҳкамланган стерженни эслатади (113-шакл, а). Демак $l_{\text{асосий}} = 2l_{\text{кел}}$. Бу ҳолда стержень учун критик куч формуласи қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$P_{\text{кр}} = \pi^2 \frac{EI_{\min}}{4l^2}. \quad (2)$$

Демак, критик кучнинг қиймати асосий шаклнинг устиворлигини бузувчи кучга нисбатан 4 марта кам бўлар экан. Агар вертикал стерженнинг икки учини қўзғалмас қилиб бириктирсак, у ҳолда стерженнинг эгилиши (113-шакл, б) даги кўринишни олиб, шарнирли бириктирилган стерженнинг эгилишига солиштирсак, $0,5l$ узунлик оралигида эгилишларнинг бир хил характерда эканлигини кўрамыз ($l_{\text{асосий}} = 0,5l$), у ҳолда стерженнинг критик куч формуласи қуйидагича ёзилади:

$$P_{\text{кр}} = \pi^2 EI_{\min}/(0,5l_{\text{кел}})^2 = \frac{4\pi^2 EI_{\min}}{l^2}. \quad (3)$$

Демак, икки учи қистирилган стерженнинг устиворлиги йўқолиши шарнирли бириктирилган (асосий деб олинган) стерженларга нисбатан 4 барабар катта куч таъсирида содир бўлар экан.

(1), (2), (3) формулаларга асосланиб сиқилган стерженларнинг критик кучини топиш формуласини, учларининг бириктирилишини ҳисобга олган ҳолда умумий кўринишда қуйидагича ёзиш мумкин:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu l)^2}, \quad (4)$$

бунда μ — узунликнинг келтириш коэффициентини; μl — стерженнинг келтирилган узунлиги.

μ коэффициент орқали турли хил бириктирилган балкаларни асосий деб олиб, икки учи шарнир орқали бириктирилган стерженга келтириш мумкин.

1. Икки учи шарнирлар орқали бириктирилган стержень учун:

$$\mu = 1.$$

2. Икки учи қистириб маҳкамланган стерженлар учун: $\mu = 0,5$.

3. Бир учи қистирилиб маҳкамланган, иккинчи учи эркин бўлган стерженлар учун: $\mu = 2$.

4. Бир учи қистирилиб ва иккинчи учи шарнир орқали маҳкамланган стерженлар учун (113-шакл, в) $\mu = 0,7$. Бунга асосан (4) формула қуйидагича ёзилади:

$$P_{кр} = \pi^2 \frac{EI_{\min}}{(0,7 l)^2}. \quad (5)$$

Агар $\mu l = l_{кел}$ эканлигини эътиборга олсак (4) формулани умумий ҳол учун қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$P_{кр} = \pi^2 \frac{EI_{\min}}{l_{кел}^2}. \quad (6)$$

Шундай қилиб, Эйлер формуласини қуйидагича таърифлаш мумкин: *критик куч стерженнинг кесим биқригига тўғри пропорционал бўлиб, келтирилган узунлигининг квадратиغا тесқари пропорционалдир.*

59-§. КРИТИК КУЧЛАНИШ ВА ЭЙЛЕР ФОРМУЛАСИНИНГ ИШЛАТИШ ЧЕГАРАСИ

Критик куч таъсирида стержень ўзининг устиворлик ҳолатини бузади. Агар ташқи куч кўндаланг йўналишда таъсир этмаса бу бузилиш деярли сезилмайди. Шунинг учун критик кучланиш сиқилиш деформациясидаги сингари сиқувчи кучни (критик кучни) стержень кўндаланг кесимига нисбати кўринишида олинади, яъни:

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l_{кел}^2 \cdot F},$$

бунда $I_{\min} = Fr_{\min}^2$ ва $l_{кел} = \mu l$ эканлигини эътиборга олсак, кучланиш формуласи қуйидаги кўринишни олади:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 \frac{EI_{\min}}{(\mu l)^2 F} = \pi^2 \frac{EFr_{\min}^2}{(\mu l)^2 F} = \pi^2 \frac{Er_{\min}^2}{[(\mu l)^2]}, \quad (7)$$

бунда $\mu l/r_{\min} = \lambda$ стерженнинг эгилювчанлиги; r_{\min} стержень кўнда-
ланг кесимининг минимал инерция радиуси $r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}$.

Демак (7) формулани қўйидагича ёзиш мумкин:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2}. \quad (8)$$

Критик кучланиш Эйлер формуласи асосида топилган куч орқали аниқланганда, стержень устиворлигининг бузилиши материалнинг эластиклик чегарасида текширилганлиги сабабли (8) формуладан қўйидаги тенгсизлик бажарилгандагина фойдаланиш мумкин:

$$\sigma_{кр} \leq \sigma_n. \quad (9)$$

Бу тенгсизлик Эйлер формуласининг ишлатиш чегарасини кўрсатади, яъни:

$$\sigma_n = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2}, \quad (10)$$

бунда σ_n — стержень материалнинг пропорционаллик чегараси. (10) формуладан стерженнинг эгилювчанлиги:

$$\lambda_{\text{чегара}} \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}. \quad (11)$$

Бу ифода Эйлер формуласининг ишлатилиши мумкин бўлган чегарасини кўрсатади. Масалан, Ст3 маркали пўлат учун $\sigma_n = 200$ н/мм², эластиклик модули $E = 2 \cdot 10^6$ Н/мм² бўлсин. Бу ҳолда Эйлер формуласининг ишлатилиш чегараси қўйидагича аниқланади:

$$\lambda \geq 3,14 \sqrt{\frac{200000}{200}} \approx 100.$$

Бундан кўринадики, Ст3 маркали пўлатдан ясалган стерженлар учун Эйлер формуласи эгилювчанлик 100 дан катта бўлгандагина ишлатилиши мумкин экан. Худди шунга ўхшаш бошқа хил материалдан ясалган стерженлар учун ҳам Эйлер формуласини ишлатилиш чегарасини аниқлаб олиш мумкин. Шундай қилиб, эгилювчанлик материалларнинг физик ва механик (E , σ_n) хоссаларига боғлиқ. Эйлер формуласини $\lambda \geq \lambda_r$ бўлганда қўллаш мумкин ва $\lambda < \lambda_r$ бўлганда қўллаш мумкин эмас. (11) формуладан кўринадики, материалларнинг (σ_n) механик хоссасини ошириш (ҳозирги куннинг талаби) стерженларнинг эгилювчанлигини камайтириб юборади. Баъзи бир маркали пўлатларда эгилювчанлик чегараси $\lambda = 60 \div 70$ ни ташкил қилади. Баъзи ҳолларда эса стерженларнинг эгилювчанлиги ҳар бир материал учун берилган чегарадаги эгилювчанликдан кичик бўлиб кетиш ҳоллари ҳам учрайди. Бу ҳол эса стержень кўндаланг кесим ўлчамларини минималлаштириш орқали келиб чиқади. Шунинг учун берилган масалани ечишда Эйлер формуласини ишлатиш мумкин ёки мумкин эмаслигини аниқлаш учун стерженнинг эгилювчанлиги ўлчамлар орқали топилади. Сўнгра физик ва механик хоссалари

орқали ҳисоблаб чиқилади ва ниҳоят солиштириб кўриш йўли билан аниқланади.

Масалан, узунлиги $l = 7$ м, кесим ўлчамлари

$$F = b \times h = 12 \times 20 \text{ см}; E = 9000 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \text{ ва } \sigma_n = 8 \text{ Н/мм}^2$$

бўлган ёғоч устун сиқилишга ишлаганда (98-шакл) критик кучи топилин. Аввал ёғоч устунининг эгилювчанлик чегараси топилади:

$$\lambda = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}} = 3,14 \sqrt{\frac{9000}{8}} \approx 110.$$

Сўнгра масаланинг шартига кўра эгилювчанлик қуйидаги формула орқали ҳисобланади:

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}} = \sqrt{\frac{2880}{240}} = 3,5; \quad \lambda = \frac{Ml}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 700}{3,5} = 200$$

Демак, $\lambda > \lambda_{\text{чег}}$ ёки $200 > 110$. Критик куч ва кучланишни Эйлер формуласи орқали топиш мумкин. Критик куч:

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2} = \frac{\pi^2 EF}{\lambda^2} = \frac{3,14^2 \cdot 9000 \cdot 24000}{200^2} = 54000 \text{ Н.}$$

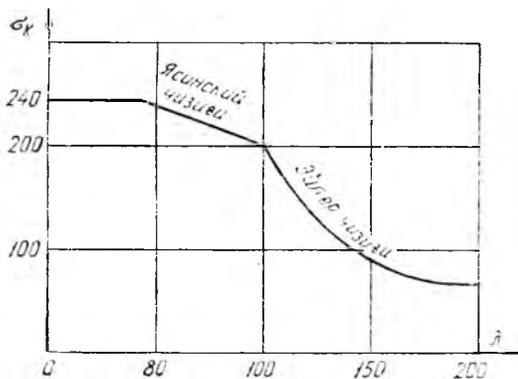
Критик кучланиш

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}}}{F} = \frac{54000}{24000} \approx 2,3 \text{ Н/мм}^2.$$

Критик кучланиш пропорционаллик чегарасидаги кучланишдан кичик $2,30 < 8$.

Стерженларнинг эгилювчанлиги чегараланган эгилювчанликдан кичик бўлган ҳолларда критик кучланиш пропорционаллик чегарасидаги кучланишдан ортиб кетади, яъни Гук қонуни ўз кучини йўқотади. Бундай ҳолларда критик кучланиш рус олими Ф. С. Ясинский томонидан берилган ушбу Эмпирик формула асосида топилади:

$$\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda. \quad (12)$$



114-шакл.

Бунда a ва b лар материалларнинг хоссасига боғлиқ коэффициентлар бўлиб, тажриба йўли билан топилади. Масалан, Ст3 маркали пўлат учун $40 \leq \lambda \leq 100$ бўлганда, $a = 310 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ ва $b = 1,14 \text{ Н/мм}^2$ га тенг бўлади. Эгилювчанлик $\lambda = 0 \div 40$ оралиғида бўлганда критик кучланиш ўзгармас бўлиб, материалнинг оқини

чегарасидаги кучланишга тенглашади. Бундай стерженлар фақат сиқилишга текширилади.

Эйлер ва Ясинский формулаларига асосан чизилган график 114-шаклда келтирилган. Бу графикдан кўринишича $\lambda = 100 \div 200$ оралиқда эластик бўйлама эгилиш кучланишнинг пропорционаллик чегарасида ҳосил бўлади (Эйлер эгри чизиги), $\lambda = 40 \div 100$ оралиқда эса ҳам эластик, ҳам пластик эгилиш ҳосил бўлиб, Эйлер формуласига бўйсунмаслиги (Ясинский тўғри чизиги) ва $\lambda = 0 \div 40$ оралиқда критик кучланишнинг ўзгармаслиги кўринади.

60-§. СИҚИЛГАН СТЕРЖЕНЛАРНИ УСТИВОРЛИККА ҲИСОБЛАШ

Биз юқорида сиқилишга ишлаётган стерженнинг $P_{кр}$ куч таъсирида устиворлигининг бузилиши билан танишиб чиқдик. Бундан ташқари критик куч таъсирида стерженнинг мустаҳкамлиги бузилиши мумкин. Демак, сиқилишга ишлаётган стерженнинг мустаҳкамлигини ва устиворлигини таъминлаш талаб этилади. Бунинг учун сиқилишга ишлаётган стерженнинг устиворлик ва мустаҳкамлик шартлари бажариллиши керак. Бу шартлар қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma_y = \frac{P}{F_{брутто}} \leq [\sigma]_y; \quad \sigma_c = \frac{P}{F_{нетто}} \leq [\sigma]_c.$$

Бунда $[\sigma]_y = \sigma_{кр}/n_y$ — стерженларни устиворликка ҳисоблашда рухсат этилган кучланиш; n_y — устиворлик учун берилган эҳтиётлик коэффициент; $[\sigma]_c$ — сиқилишдаги рухсат этилган кучланиш; $F_{брутто}$ — умумий юза; $F_{нетто}$ — соф юза.

Стерженларнинг устиворликка рухсат этилган кучланиши амалда мустаҳкамликка аниқланган рухсат этилган кучланиш орқали қуйидаги боғланишда олинади:

$$[\sigma]_y = \varphi [\sigma],$$

бунда φ — мустаҳкамлик учун берилган асосий рухсат этилган кучланишни камайтириш коэффициент.

φ коэффициент стерженнинг материалига эгилювчанлигига боғлиқ бўлиб, справочник жадвалидан олинади. Масалан, СтЗ маркали пўлат учун $\lambda = 100$ бўлганда, $\varphi = 0,6$. Устиворликка рухсат этилган кучланиш:

$$[\sigma]_y = \varphi [\sigma] = 0,6 \cdot 160 = 96 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

бунда $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$ — чўзилиш ва сиқилишга ишлаётган пўлат стерженнинг рухсат этилган кучланиши.

IX боб. Динамик кучлар таъсиридаги элементларнинг мустақкамлигини текшириш

61-§. ДИНАМИК КУЧ ВА КУЧЛАНИШ

Тез ҳаракатланадиган машиналарнинг тобора кўпайиши, қурилишда турли кранларнинг кенг миқёсда ишлатилиши ва бошқалар машина қисмларида ҳосил бўладиган динамик омилларни яхшилаб ўрганиш за-руриятини туғдиради. Ҳаракатдаги машина ва иншоот қисмларини ди-намик кучлар таъсирига бардош берадиган қилиб тайёрлаш масаласини уларда ҳосил бўладиган динамик омилларни аниқламасдан туриб ҳал қилиб бўлмайди. Иншоот ва машина қисмлари ҳаракати вақтида, улар-нинг турли нуқталарида қўшимча куч таъсиридан ҳосил бўладиган де-формация ва кучланишлар *динамик омиллар*, ҳосил бўладиган P_n куч эса *Динамик нагрузка* деб аталади. Буларни аниқлаш учун жисм аб-солют қаттиқ деб қаралади. Иншоот ва машина қисмларининг ҳарақа-тида уларга тегишли нуқталарнинг тезликлари ўзгариши натижасида тезланишлар ҳосил бўлади. Бу эса нуқталарда инерция кучларини ҳо-сил қилади. Бу инерция кучлари қўшни нуқталарга ташқи кучлар тар-зида таъсир кўрсатади. Натижада машина қисмларида қўшимча дина-мик зўриқиш вужудга келади. Инерция кучи стерженнинг ўз оғирлиги сингари ҳажмий оғирлик ҳисобланади ва узунликнинг ҳар бир элемен-тар қисмига қўйилган деб қаралади. Элементар P_i инерция кучи эле-ментар dm қисм массасини ҳаракат тезланишига кўпайтмасига тенг бў-либ, ҳаракат йўналишига тескари йўналишда бўлади, яъни

$$dP_i = -dm \cdot a;$$

бундан
$$dm = \frac{dG}{g},$$

бунда dG —элементар қисм оғирлиги; g —эркин тушиш тезланиши.

Демак, $dp_i = -\frac{dG}{g} \cdot a = (dv \gamma/g \cdot a)$, dv —элементар қисмининг ҳажми, γ —материалнинг ҳажм оғирлиги.

Агар қаттиқ жисмнинг ҳамма элементар қисмлари бир хилда тез-ланишга эга бўлса, у ҳолда юқоридаги инерция кучини топиш форму-ласи қуйидагича ёзилади:

$$P_u = \int dp_i = -\int \frac{dG}{g} \cdot a = -\frac{G}{g} \cdot a = -ma,$$

бунда G —жисмнинг умумий оғирлиги; m —жисмнинг умумий мас-саси.

Динамик кучланишни топиш узун ҳисоблиниги керак бўлган ма-шина қисмининг ҳаракатда ҳосил бўладиган тезланишини аниқлаш ва унга тегишли инерция кучини ҳисоблаш лозим. Сўнгра инерция кучини ташқаридан бевосита қўйилган куч билан қўшиб, мустақкамлиги текшириладиган жисмни Даламбер принципига биноан статик куч таъсирида деб ҳисобланади.

62-§. ИНЕРЦИЯ КУЧЛАРИ ТАЪСИРИДАГИ ИНШОТ ВА МАШИНА ҚИСМЛАРИНИНГ ҲИСОБИ

1. Ўзгармас тезланиш билан ҳаракат қилиб юк кўтараётган пўлат арқоннинг ҳисоби. Масалан, Q оғирликдаги юкни ўзгармас a тезланиш билан юқорига кўтарилаётган (115-шакл, а) пўлат арқоннинг кўндаланг кесимида ҳосил бўладиган динамик кучланишни ҳисоблайлик. Троснинг кўндаланг кесим юзи F , солиштирма оғирлиги γ бўлсин. Троснинг оғирлигини ҳисобга олсак, x масофадаги кесим юзага тўғри келган умумий оғирлик учун куч $Q + F\gamma x$ бўлади. Бу ифодадаги x —тросни пастдан x масофада кесилганини кўрсатади (115-шакл, б); $F\gamma x$ текширилаётган қисмининг хусусий оғирлиги.

Юк юқорига қараб тезланиш билан ҳаракатланаётганлиги учун арқон кесимида умумий $Q + F\gamma x$ оғирлик ва инерция $P_u = -\frac{Q + F\gamma x}{g}$. $a = -ta$ кучи таъсир кўрсатади. Даламбер принципага асосан мувозанатлик шarti қуйидагича ёзилади:

$$\sum x = N_g - (Q + F\gamma x) - P_u = 0.$$

$$\text{Бундан } N_g = \sigma_g F; \quad P_u = \frac{Q + F\gamma x}{g} \cdot a.$$

Демак, $\sigma_g \cdot F = (Q + F\gamma x) + \left(\frac{Q + F\gamma x}{g}\right) \cdot a$ ва кучланиш $\sigma_g = \frac{Q + F\gamma x}{F} \left(1 + \frac{a}{g}\right)$. Бунда $\frac{Q + F\gamma x}{F} = \sigma_c$ текширилаётган қисмдаги статик кучланиш. Агар $\left(1 + \frac{a}{g}\right) = a_g$ динамик коэффициент деб белгиласак, у ҳолда $\sigma_g = \sigma_c \cdot a_g$. Демак, динамик σ_g кучланишни динамик коэффициент ёрдамида статик кучланиш σ_c орқали ифодаласа бўлади.

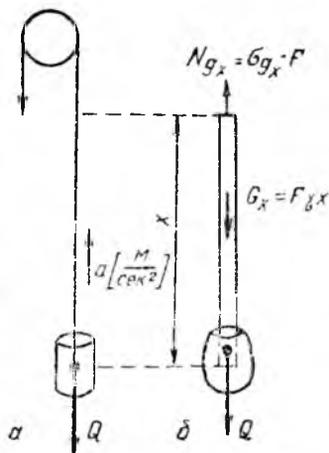
Динамик куч таъсиридаги элементнинг мустаҳкамлик шarti:

$$\sigma_g = \sigma_{\max(\text{стр})} \cdot a_g \leq [\sigma]_c.$$

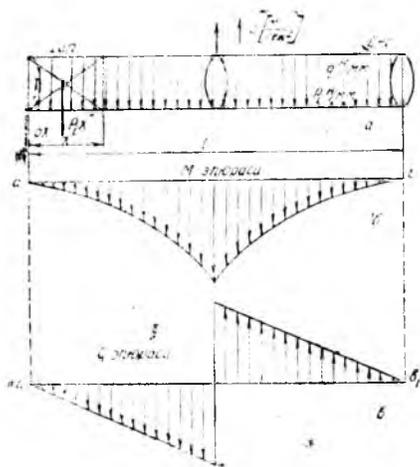
Бундан $[\sigma]_g = [\sigma]_c / a_g$.

Шундай қилиб, статик куч учун олинган рухсат этилган кучланиш, динамик коэффициент воситаси билан камайтирилса, динамик ҳисоб билан алмаштирилиши мумкин экан. Агар динамик коэффициентни назарий мулоҳазалар билан аниқлаш қийин бўлса, уни экспериментал йўл билан аниқлаб динамик коэффициентни ва тегишли рухсат этилган кучланиш ҳисобланади.

2. Агар брус ўртасидан кўндалангига a тезланишда кўтарилса у ҳолда брус ҳажмий оғирлик ва тезланишдан келиб чиққан P_u инерция кучининг интенсивлиги таъсирида кўндаланг эгилишга ишлайди (116-шакл, а).



115-шакл.



116-шакл.

$$M_x = -\frac{qx^2}{2} - \frac{qx^2}{2} \cdot \frac{a}{g} = -\frac{qx^2}{2} \left(1 + \frac{a}{g}\right);$$

$$Q_x = -qx - \frac{qx}{g} \cdot a = -qx \left(1 + \frac{a}{g}\right).$$

Бунда $0 \leq x \leq l/2$ оралиғида ўзгаради.

Брусни ўнг томонидан кесамиз. Брус ўртадан кўтарилаётганлиги учун, унинг M_x эгувчи моменти ва Q_x кўндаланг кучлари чап томондаги сингари бўлади, яъни:

$$M_x = -\frac{qx^2}{2} \left(1 + \frac{a}{g}\right);$$

$$Q_x = -qx \left(1 + \frac{a}{g}\right).$$

Бунда $\left(1 + \frac{a}{g}\right) = a_g$ — динамик коэффициент.

X нинг ўрнига қийматларини $0 \leq x \leq l/2$ ни қўйиб, M_x ва Q_x ларни топамиз ва уларнинг эпюраларини қурамиз.

Эпюра эгилиш деформациясидаги сингари брус остидан олинган $ав$ чизигининг атрофига маълум масштабда қурилади (116-шакл, б, в). Балканинг қолган ҳисоблари, яъни мустаҳкамлиги статик нагрузка таъсиридаги сингари бажарилади.

63-§. ЗАРБЛИ НАГРУЗКА КУЧЛАНИШИ

Кўзгалмас эластик жисмга h баландликдан абсолют қаттиқ жисм маълум бир тезликда келиб урилишига зарбли нагрузка дейилади. Зарбли нагрузкадан ерга қозик қоқишда, иморат пойдеворларини зичлашда, қиздирилган металлларга форма беришда, металлларни қирқишда ва кўлгина бошқа соҳаларда фойдаланилади.

Конструкция қисмларини зарбли нагрузкага ҳисоблашда, ундаги нагрузкани статик нагрузкадан фарқ қилишини аниқлаш ва мустақкамлигини таъминлаш масаласи гуради. Буни динамик коэффициент орқали ҳисобга олинишини юқорида кўриб ўтган эдик, яъни зарбли нагрузка таъсиридан ҳосил бўладиган деформация, куч, кучланишларни статик нагрузкага нисбатан олинган деформация, куч, кучланиш ва динамик коэффициент орқали топиш мумкин.

Масалан, h баландликдан G оғирликдаги юк маълум тезликда вертикал стерженнинг эркин учига келиб урилсин (117-шакл, а). Эркин тушаётган жисмнинг тезлиги $V = \sqrt{2gh}$. Бундан $h = \frac{v^2}{2g}$. Юкнинг келиб урилиши натижасида стержень ўқ бўйлаб деформацияланади. Унинг абсолют деформацияси δ бўлсин. Натижада маълум миқдорда иш бажарилади:

$$A = G(h + \delta). \quad (1)$$

Бу иш стерженнинг деформацияланиши натижасида потенциал энергияга айланади. Ҳосил бўлган потенциал энергия назарий механикада қуйидагича ифодаланади:

$$\Pi = \frac{1}{2} G_g \cdot \delta = \frac{1}{2} G \cdot a_g \cdot \delta, \quad (2)$$

бунда $G_g = G \cdot a_g$ — статик нагрузканинг динамик нагрузка миқдорига тенглаштирилган қиймати; a_g — динамик коэффициент. (1) ва (2) ларни ўзаро тенглаштириб, кинетик ва потенциал энергиялардан қуйидагини оламиз:

$$G(h + \delta) = \frac{1}{2} G \cdot a_g \cdot \delta \quad (3)$$

ёки

$$(h + \delta) = \frac{1}{2} a_g \cdot \delta.$$

Стержень эластиклик, яъни кучга пропорционаллик чегарасида деформацияланади деб қарасак, абсолют қисқаришнинг кучланишга пропорционал бўлишидан қуйидаги боғланишни ёзишимиз мумкин:

$$\sigma_g = \sigma_{cm} \cdot a_g \quad \text{ёки} \quad \delta = \delta_{cm} \cdot a_g.$$

Бундан:

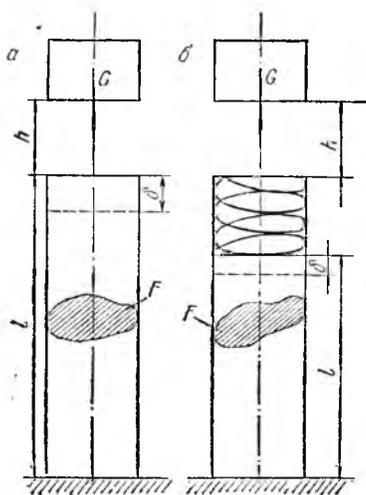
$$a_g = \frac{\delta}{\delta_{cm}}, \quad (4)$$

бунда δ_{cm} — статик куч таъсирида абсолют қисқариш деформацияси. Гук қонунига биноан

$$\delta = \frac{Gl}{EF}.$$

Демак, (3) формулани қуйидагича ёзиш мумкин:

$$(h + \delta) = \frac{1}{2} \frac{\delta^2}{\delta_{cm}} \quad \text{ёки} \quad 2(h + \delta) = \frac{\delta^2}{\delta_{cm}}.$$



117-шакл.

$$\text{Бундан } \delta^2 = 2\delta\delta_{cm} + 2h\delta_{cm} \text{ ёкин } \delta^2 - 2\delta\delta_u - 2h\delta_{cm} = 0. \quad (5)$$

(5) формуланинг математик ечилиши қўйидагича бўлади:

$$\delta = \delta_{cm} + \sqrt{\delta_{cm}^2 + 2\delta_{cm}h}.$$

$$a_g = \frac{\delta}{\delta_{cm}} \text{ эканлигини эътиборга олсак,} \\ a_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{cm}}}. \quad (6)$$

$$\text{Динамик кучланиш } \sigma_g = \sigma_{cm} \cdot a_g = \sigma_{cm} \\ \left(1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{g\delta_{cm}}}\right). \quad (7)$$

Агар нагрузка маълум баландликдан тушмасдан, балки бирданига таъсир этса, у ҳолда динамик коэффициент қўйидагича топилади:

$$a_g = 1 + \sqrt{1 + 0} = 2.$$

Бундан кўринадики, конструкция қисмларига нагрузка бирданига қўйилганда таъсир этса, уларда деформация ва кучланиш статик нагрузкадагича нисбатан 2 баробар кўп ҳосил бўлар экан.

Зарбли нагрукани юмшатиш мақсадида конструкция қисмларининг оралиқларига пружиналар қўйилади. Юк пружинага зарб билан тушиши натижасида пружина деформацияланиб, таъсир кучининг бир қисмини ўзига ютади. Натижада стержень кам деформацияланади. Шу мақсадда пахта териш машиналарининг аппаратлари машина рамасига пружина орқали бириктирилади. Масалан, юқоридаги стерженга куч тўғридан-тўғри урилмасдан, пружина орқали урилсин (117-шакл, б). У ҳолда динамик кучга эквивалент бўлган статик куч таъсирдан мумкин бўлган статик деформацияланишни Гук қонунига биноан аниқлаш мумкин:

$$\delta_{cm} = \delta_{пр} + \delta_{серж} = \lambda + \delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4} + \frac{Pl}{EF} = P \left(\frac{8D^3n}{Gd^4} + \frac{l}{EF} \right). \quad (8)$$

Сўнгра (8) формулани (6) формулага келтириб қўйиб, динамик коэффициентнинг кичиклашганини кўрамыз:

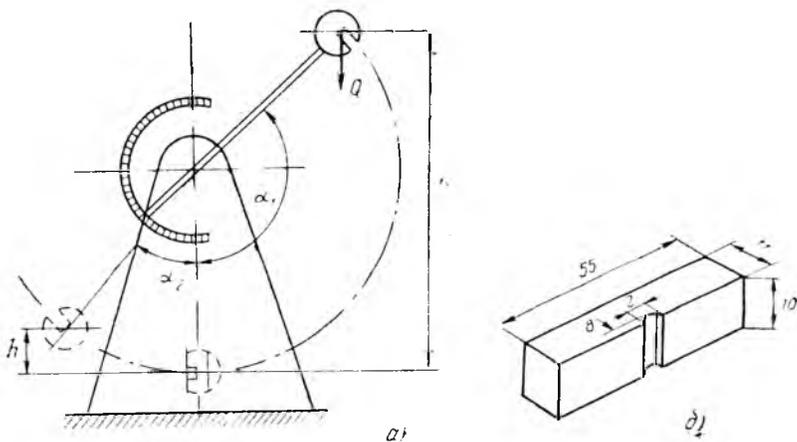
$$a_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{P \left(\frac{8D^3n}{Gd^4} + \frac{l}{EF} \right)}}$$

бунда G ва E —пружина ва стерженларнинг эластиклик модуллари; n —пружина ўрамлари сони; D —пружина ташқи диаметри; d —пружина ўрам новдасининг диаметри.

Намунани динамик нагруккага синаш

Машина қисмлари ишлаш жараёнида зарбий нагруккалар таъсирига дуч келади. Бундай детални статик нагрукка таъсирида синаб кўришдан ташқари, динамик нагрукка таъсирида ҳам синаб кўриш талаб этилади. Чунки баъзи деталларнинг статик мустаҳкамлиги етарли бўлиб, динамик нагруккаларда тезда емирилади (чўян, юмшоқ пўлат ва бошқалар). Бундай металлдан тайёрланган махсус намунани зарб таъсирида эгилишга синаб, унинг қовушқоқлиги аниқланади (118-шакл, б). Қовушқоқликка маятникли копёр деб аталувчи машинада синалади (118-шакл, а). Бунда синаладиган намуна копёрнинг таянчларига, кесик томонини маятник тушадиган томонига тескари қилиб ўрнатилади.

Оғирлиги Q ва узунлиги l бўлган A маятник H баландликка кўтарилади. Бу вазиятда маятникда потенциал энергия запаси ҳосил бўлиб, унинг бир қисми маятникни қўйиб юбориш натижасида ўз йўлида намунага урилиб, уни синдиришга сарфланади. Қолган энергия запаси маятникни ҳаракат йўналишида h баландликка кўтаради. Зарбининг намунани синдиришга сарф бўлган иши қуйидаги формула ёрдамида топилади:



118- шакл.

$$A_H = Q(H - h),$$

бунда H , h — маятникнинг зарбгача ва зарбдан кейинги баландликлари бўлиб, улар копёр шкаласи орқали ва бурчаклар ёрдамида топилади:

$$H = l \cos \alpha_1; \quad h = l \cos \alpha_2;$$

$$A_H = Q \cdot l (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2).!$$

Демак намунанинг зарбга кўрсатган қаршилиги унинг зарбий қовушқоқлиги бўлиб, унга сарф бўлган иш зарбий иш деб аталади. Зарбий қовушқоқлик деб намунани емириш учун сарфланадиган ишнинг қар-

шилик юзага бўлган нисбатига айтилади, яъни $Q_n = \frac{A_n}{F}$;
бу ерда F — намунанинг кесик жойидаги кўндаланг кесим юзаси.

64-§. МАТЕРИАЛЛАРНИНГ ТОЛИҚИШ ҲОЛЛАРИ ВА ЧИДАМЛИЛИК ТУШУНЧАСИ

Машина қисмларининг баъзи бир элементлари ўз ҳаракати даврида ўзгарувчан нагрузка таъсирида (чўзилиб сиқилиш, тебранма буралиш, тебранма эгилиш ва бошқалар) ишлаши мумкин. Масалан, вагон ўқининг рессорлари, пружиналар, газ тақсимлаш механизмнинг штоклари ва бошқалар ўзгарувчан ҳаракат таъсирида бўлади. Бу ҳолларда стержень кесим юзасида ҳосил бўлган кучланишнинг рухсат этилганидан кичик бўлишига қарамай, синиб кетиш ҳоллари вужудга келади. Бундай ҳолатдаги деталларни ишдан чиқишига *толиқиш* дейилади. Толиқиш металлнинг қовушоқ ҳолатидан секин-аста мўрт ҳолатига ўтиши билан характерланади.

Синиш ҳодисаси ҳаракат даврида стержень сиртида ҳосил бўладиган майда дарзлар ва шу участкада зўриқишнинг борган сари ортиши (махаллий зўриқиш концентрацияси), дарзларнинг кенгайиши натижасида содир бўлади. Стержень синганда қолган участкаларнинг мустаҳкамлиги етарли бўлиши мумкин. Бунинг сабаби стержень сиртидаги дарзларнинг кўпчилиги тўғри келган кесимга умумий куч таъсирини орттириш, яъни кучни концентратсияланиши сабаб бўлади. Кучларнинг концентратсияланиши асосан поғонали стерженларнинг бир кесим юздан иккинчи кесим юзага ўтиш участкаларида ва деталь сиртида олинган тешик ва кертиклар атрофида содир бўлади. Бунда кучланиш нормал юзадагига нисбатан 2 — 3 баробар ортиб кетиши мумкин. Кучларнинг концентратсияланишига деталь сиртининг тозаланмаганлиги ҳам сабаб бўлиши мумкин. Машина қисмларининг бундай кучга чидамлилигини ошириш мақсадида деталь сиртлари яхши тозаланаяди ва статик куч таъсирида тажриба йўли билан олинган мустаҳкамлик чегаралари бир оз камайтирилиб, эҳтиётлилик коэффициенти ортиги билан олинади.

Деталларнинг ўзгарувчан нагрузка деформацияланишига динамик фактор деб қараш мумкин. Чунки кучнинг ўзгариши нолдан максимумгача ёки манфий қийматдан мусбат қийматгача ўзгариши деталнинг толиқишига олиб келса, иккинчи томондан шу вақтининг ўзида деталнинг кесим юзасида кучланиш ҳисобдагидан бир неча маротаба ортиб кетиши мумкин. Бундай ҳолларда стерженнинг мустаҳкамлигини таъминлаш статик нагрузка учун олинган рухсат этилган кучланиш $[\sigma]_{ст}$ ни маълум қийматга камайтириб олинади. [Камайтириш сони $[a_g]$ га динамик коэффициент дейилади:

$$\frac{[\sigma]_{ст}}{a_g} = [\sigma]_g.$$

Демак, динамик кучланиш таъсиридан стерженларнинг мустаҳкамлик шарти қуйидагича ёзилади:

$$\sigma_{\max} = \frac{P_d}{F} \leq [\sigma]_d; \quad [\sigma]_d = \frac{[\sigma]}{a_d}$$

Бунда

$$F \geq \frac{P_{\text{дин}}}{[\sigma]} \cdot a_g$$

Танланган кесим юза, деталнинг толиқишини ҳисобга олиб катта-лаштирилган юза бўлади.

X-б с б. Деформация ва кучланишларни экспериментал текшириш

65-§. ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТЕКШИРИШНИНГ АҲАМИЯТИ ВА ПРИНЦИПИ

Машина ва иншоот қисмларида ҳосил бўладиган ҳар қандай куч, кучланиш ва деформацияларнинг ҳаммасини ҳам назарий метод билан ҳисоблаб бўлмайди. Айниқса, ташқи кучларнинг симметрия текислиги бўйлаб таъсир этмаслиги, вақтга нисбатан ўзгарувчанлиги, ички кучларнинг концентрацияланиши натижасида ҳосил бўладиган деформация ва кучланишларнинг ўзгарувчанлиги уларни аниқлашни қийинлаштиради. Шунинг учун ҳам машина ва иншоот қисмларининг мустаҳкамлик характеристикаларини аниқлашда, ҳозирги замон экспериментал текшириш методларидан кенг фойдаланиши зарурияти келиб чиқади.

Экспериментал текшириш машина қисмларининг бир томондан техник талабларига жавоб беришини (иш нормасини, маҳсулотнинг сифатини, техник қаров ва бошқаларни) аниқласа, иккинчи томондан унинг конструкциясини — звено бўлакларининг ўлчамларини ва ортиқча оғир бўлмаслигини, улардаги ҳақиқий кучланишни, деформацияни ва материални тўғри танлашни ўргатади.

Одатда, машина ва иншоот қурилмалари бирданига ясалмай, бир қанча ўзгартишлар киритиш натижасида яратилади. Ўзгартишлар эса экспериментал текширишнинг маҳсулидир. Экспериментал текшириш ўзгартишлар киритиш билан бир қаторда назарий ҳисоблаш методларини аниқлайди ва бойитиб боради. Экспериментал текшириш натижасида сўнгги 15 йил ичида машина бўлакларининг мустаҳкамлиги $[\sigma]$ ва $[\tau]$ бир неча мартаба оширилиб, эҳтиётлик коэффициенти $[n]$ камайтирилади. Натижада машиналарнинг конструкция қисмларини бир неча марта енгиллаштириш ва арзон материал қўллаш мумкинлиги аниқланди. Бу билан машиналарнинг иш қобилиятлари камаймайди, балки уларни ҳаракатга келтирадиган энергия сарфлари камайтирилади ва маблағ тежаб қолинади.

Мураккаб кучланиш ва динамик нагрузка таъсиридаги машина қисмларининг мустаҳкамлигини текшириш ва таъминлашда экспериментал текшириш жуда катта аҳамиятга эга бўлади. Масалан, пахта териш машинасининг иш органи — шпинделнинг мустаҳкамлиги нуқтан назаридан ўтказилган экспериментал текширишлар, четдан келтирила-

диган қимматбаҳо материал «Сн40Х» ўрнига арзон пўлат (Ст 45) нинг ишлатилиши шпинделнинг ўзагини (стержень) бир неча бор қайта тиклаш ва ўзак ўртасидаги ковак диаметрини 14 мм дан 15 мм га кенгайтириш мумкинлигини исботлаб берди. Ковак диаметрини кенгайтириш ҳисобига Ст 45 пўлати анча тежаллади. Таркибий шпинделнинг тишли пружинасининг мустақкамлиги ва унинг ўлчамлари ҳам экспериментал текширишнинг маҳсулидир. Экспериментал текшириш механик ва электрик ўлчаш усули билан бажарилади.

Механик текширишлар махсус синаш машиналарида универсал узувчи машиналар, буралишга синаш машиналари ва бошқалар ҳамда асбоблар: стрелкали индикатор, ричагли тензометр ва бошқаларда бажарилади. Бундай усулда текширишда материалдан махсус намуна тайёрланиб лаборатория шароитида синалади. Бу усул материалларнинг умумий мустақкамлик, эластиклик характеристикаларини аниқлашда қўлланилади.

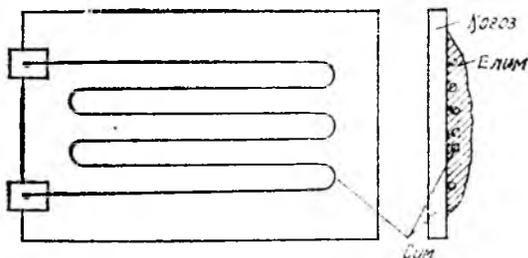
Материалларни, яъни ишлаб турган машина қисмларини дала шароитида ҳамда ишлаб чиқариш корхоналарида ишдан чиқиш сабабларини аниқлашда юқоридаги усуллардан фойдаланиб бўлмайди. Бундай шароитда деформация кучланишларнинг ўзгариш қонунларини аниқлаш, электр ўлчаш асбоблари, электротензодатчиклар ёрдамида олиб борилиши мумкин.

Деформация ва унга асосланган кесим кучланишларини аниқлаш учун уч хил датчиклар қўлланилиши мумкин:

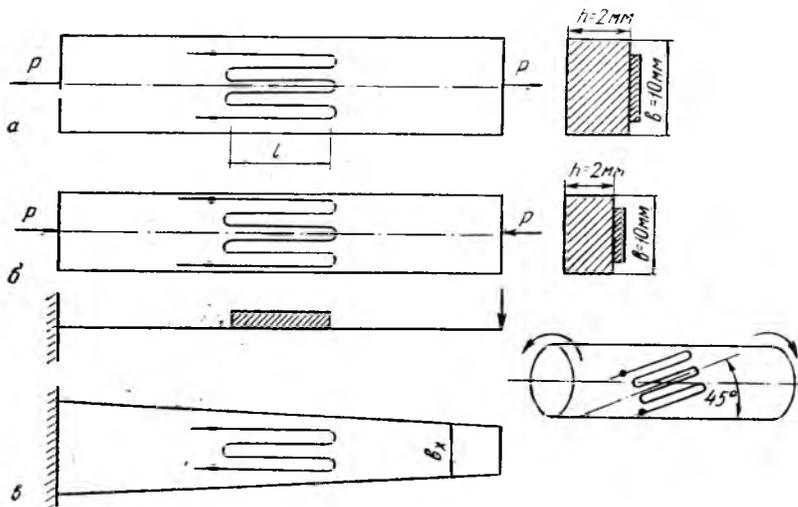
1. Пьезоэлектрик датчиклар — сегнетоэлектрик деб аталувчи кристалл моддалар группасидан фойдаланишга асосланади. Бу моддалар пьезоэлектрик эффектга эга бўлиб, механик кучланиш ёки деформация таъсирида диэлектрик сиртда ҳар хил номли электр зарядларини ва уларга мос равишда потенциаллар айирмасини ҳосил қилади. Ҳосил бўлган электр зарядлари деформацияга ёки кучланишга пропорционал равишда ўзгаради.

2. Индукцион датчиклар — ферромагнит таёқчанинг деформацияланиши натижасида унга ўралган симда электр юритувчи кучнинг ҳосил бўлишига асосланган.

3. Симли датчиклар — механик кучланиш ва деформацияланиш натижасида сим қаршилигининг ўзгаришига асосланган. Симли датчик пьезоэлектрик ва индукцион датчикларга қараганда содда ва тайёрланишининг арзонлиги, ишлатилишнинг қулайлиги туфайли кенг тарқал-



119-шакл.



120- шакл.

гандир. Симнинг қаршилиги физика қонунларидан маълум бўлиб, у сим ўлчамларига тўғри боғланишда бўлади, яъни

$$R = \rho \frac{l}{S},$$

бунда l — симнинг узунлиги, S — симнинг кўндаланг кесим юзи, ρ — симнинг солиштирма қаршилиги.

Симли датчик диаметри ($d = 0,02 - 0,04$ мм) ва солиштирма қаршилиги ρ бўлган симдан ҳалқа шаклида зичлиги катта қоғозга ёпиштириб ясалади (119-шакл). Ишлатиш учун деталга ёпиштирилади. Бу датчик ёрдамида асосан механик куч таъсирида ҳосил бўлган чўзилиш, сиқилиш, эгилиш, буралиш деформациялари ўлчанади (120-шакл).

Деталнинг (стержень, балка, вал) деформацияланиши натижасида унга мустаҳкам ёпиштирилган тензодатчик ҳалқасининг узун томони қисқариши ёки узайиши мумкин. Тажрибалар кўрсатадики, сим ўлчамларининг ўзгариши натижасида унинг солиштирма ρ ва умумий қаршилиги R ўзгаради. Деформация натижасида қаршилик R нинг ўзгаришини ΔR десак, у ҳолда нисбий қаршилик нисбий деформация билан қуйидагича боғланишда бўлади:

$$\frac{\Delta R}{R} = f \frac{\Delta l}{l} = \varphi(\sigma).$$

Бу боғланиш тўғри чизиқли бўлиб, сим қаршилигининг деформация натижасида ўзгаришига тензодатчикнинг ўлчаш сезгирлиги дейилади.

$$\frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta l}{l}} = \frac{\Delta R}{R \varepsilon} = K,$$

бу ерда $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ — нисбий деформация; K — симнинг сезгирлиги.

Сим қаршилигининг деформацияга боғлиқ равишда ўзгариш катталиги *симнинг сезгирлиги* дейилади.

Тензодатчик сезгирлик коэффициенти катта бўлган, константа ($K = 2$), манганин ($K = 0,5$) симларидан ва ярим ўтказкич (германий) пластинкасида ($K = 30 \div 40$) тайёрланади.

86-§. ЧЎЗИЛИШ ВА СИҚИЛИШ ДЕФОРМАЦИЯСИНИ ЭЛЕКТРОТЕНЗОМЕТР ЁРДАМИДА АНИҚЛАШ

Чўзилишга ёки сиқилишга ишлаётган призматик брусларнинг кесимларини тензодатчик ёрдамида чизиқли силжишларини ва уларда ҳосил бўладиган зўриқишларни жуда аниқ ўлчаш мумкин. Бу усул деформацияни ричагли тензометр, стрелкали индикатор ёрдамида аниқлангандан кўра афзал бўлиб, динамик куч таъсирида текширишда тенги йўқдир. Чунки тензометр ва индикаторларнинг стрелкалари динамик куч таъсиридан содир бўлаётган деформация ва зўриқишларни аниқлаш даврида тўхтовсиз тебранма ҳаракат қилиб, максимал кўрсаткични кўз билан илғаб олиш қийин.

Тензодатчик ёрдамида бруснинг ихтиёрий кесим оралиғидаги, яъни индикаторларни ўрнатиш мумкин бўлмаган кесимларидаги деформацияларни ўлчаш мумкин. Бу усул механик кучланиш ва деформацияланиш натижасида тензодатчик қаршилигининг ўзгаришига асосланади (120-шакл, а, б).

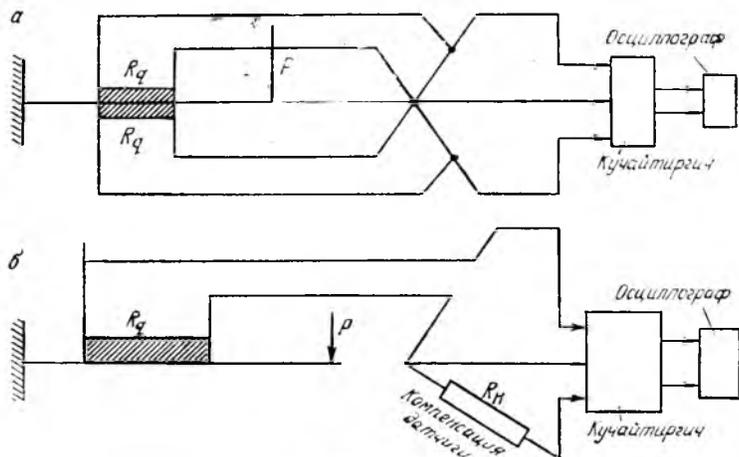
Тензодатчик (120-шакл) деформация ўлчаниши керак бўлган брус сиртига бўйлама чўзилишга ёки сиқилишга ишлайдиган тарзда узун томони билан ёпиштирилади. Брус деформацияланиши натижасида унинг сиртига мустақкам ёпиштирилган тензодатчик ҳалқаси узун томони бўйлаб чўзилиши ёки қисқариши мумкин.

Тажрибалар кўрсатадики, симли тензодатчикнинг қаршилиги эластик деформация чегарасида 0,2—0,5 гача бўлиши мумкин, яъни 100 Ом ли тензодатчикнинг қаршилиги 0,1—0,5 Ом гача ўзгаради. Шу чегарада пўлат пластинканинг нисбий деформацияси $2,5 \cdot 10^{-3}\%$ ни ташкил қилади. Кучланиш эса тахминан 200 Н/мм². Бу қийматларни ўлчаб олиш учун симли датчик ўлчаш кўприги орқали кўпайтиргич аппаратига ва ниҳоят шлейфли ёки катодли осциллографларга уланади. Осциллограф экранидан олинган қиймат масштаблаш тартибига қараб ички кучни, кучланишни ёки абсолют ва нисбий деформацияни бериши мумкин.

$$\text{Масалан: } K_p = \frac{p}{m} \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right]; \quad K_\sigma = \frac{\sigma}{m} = \frac{p}{mF};$$
$$K_\varepsilon = \frac{\Delta l}{m} \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right]; \quad K_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{m};$$

бунда m —осциллограф экранида кучнинг, кучланишнинг ёки деформациянинг ўзгариши натижасида шлейф ёруғлик нуқтасининг оғиши.

Тензодатчик электр токига уланганда қизиши мумкин. Натижада унинг қаршилиги деформацияга боғлиқ бўлмаган ҳолда ўзгаради. Бу-



121- шакл.

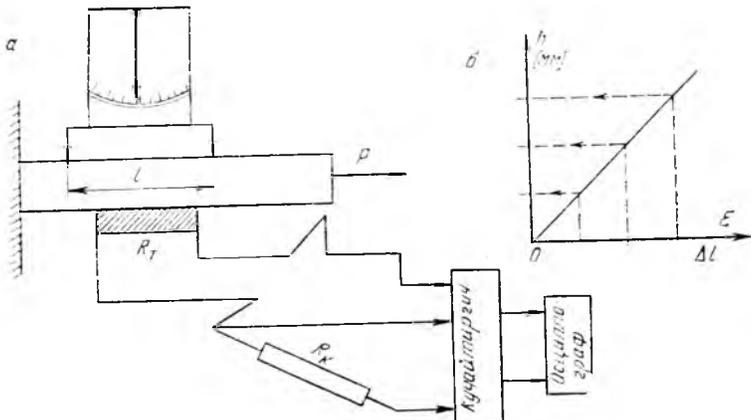
нинг олдини олиш мақсадида деформация ўлчанаётган объектдаги тензодатчик қаршилигига тенг бўлган бир хил характеристикали иккинчи тензодатчик олинади ва у деформацияланмайдиган, лекин ташқи шаронти бир хил бўлган объектга ёпиштирилади ва ўлчаш кўпригининг иккинчи бўш елкасига уланади (121-шакл). Бундай уланган тензодатчикка *компенсация датчиги* дейилади.

Деформация миқдорининг аниқлиги брусга ёпиштирилган тензодатчикни тарировка қилишга боғлиқ. Тензодатчик фақат бир объектни ўлчаш учун яроқли бўлиб, уни олдиндан тарировка қилиб бўлмайди. Чунки тензодатчик объектга ёпиштирилганида у деталь билан бир бутун бўлиб кетади ва уни қайтадан кўчириб олиш ва бошқа объектга ёпиштириш мумкин эмас. Тензодатчик ёпиштирилган бруснинг деформациясини бир вақтда ричагли тензометр ва тензодатчик ёрдамида лаборатория шаронтида ўлчаб олиш йўли билан тарировка қилиш мумкин. Гукенбергер тензометри ёрдамида тарировка қилиш схемаси 122-шаклда берилган. Гукенбергер тензометри орқали бруснинг нисбий деформацияси қуйидагича аниқланади:

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{h}{20m}$$

бунда h —тензометр шкаласининг бўлакчалари; m —тензометрнинг кўпайтириш коэффициенти. У 1000 ÷ 1200 атрофида бўлиб, тензометрнинг паспортида берилади; l —тензометр базаси ($l=20 \div 50$ мм оралиғида бўлади). Сўнгра ўлчаш кўприги уланган блок схема (кучайтиргич ва осциллограф) орқали тензодатчик қаршилигининг ўзгариши ёки унга пропорционал равишда ток кучи ва кўчланишларнинг ўзгариши осциллограф экрани орқали ўлчаб олинади (h) ва нисбий деформациянинг масштаб қиймати қуйидагича топилади:

$$K_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{h}$$



122- шакл.

Бу усулда топилган масштаб ричагли тензометрни ўлчаш аниқлигига боғлиқ бўлиб, у жуда аниқ бўла олмайди. Чунки тензометр шарнирларининг ишқаланишга ишлаши ва шкала бўлақларининг аниқ ўлчаб бўлмаслиги анча хатоликларга йўл қўяди. Шу сабабли уни машина қисмларида қўллаш мумкин эмас.

Тензодатчикнинг деформацияга боғлиқ ўзгаришини деформацияси аниқ иккинчи балкага ёпиштирилган тензодатчикнинг кўрсатиши асосида солиштириш йўли билан ҳам тарировка қилиш мумкин. Бунда деформацияси ўлчаниши керак бўлган брус сиртига ёпиштирилган тензодатчик характеристикасидаги (базаси, қаршилиги, симнинг диаметри) иккинчи бир тензодатчик эгилишга қаршилиқ momenti тенг миқдорли балка сиртига ёпиштирилади, сўнгра брус ва балка сиртига ёпиштирилган тензодатчиклар (R_g ва R_T) ўлчаш кўпригининг икки елкасига уланади (123-шакл). Тарировка қилиш тартиби қуйидагича bajarилди: консолли балка секин-аста ўсиб борувчи куч таъсирида эгилади ва балка сиртининг нисбий деформацияси унга ёпиштирилган тензодатчик R_T ёрдамида аниқланади (осциллограф экранида h_g) Гук қонунига биноан бу деформация қуйидагига тенг:

$$\sigma = E \varepsilon_T. \quad (1)$$

Кучланиш эса эгилишга тенг қаршилиқ моментли балка учун ўзгармас бўлиб, қуйидагича топилди:

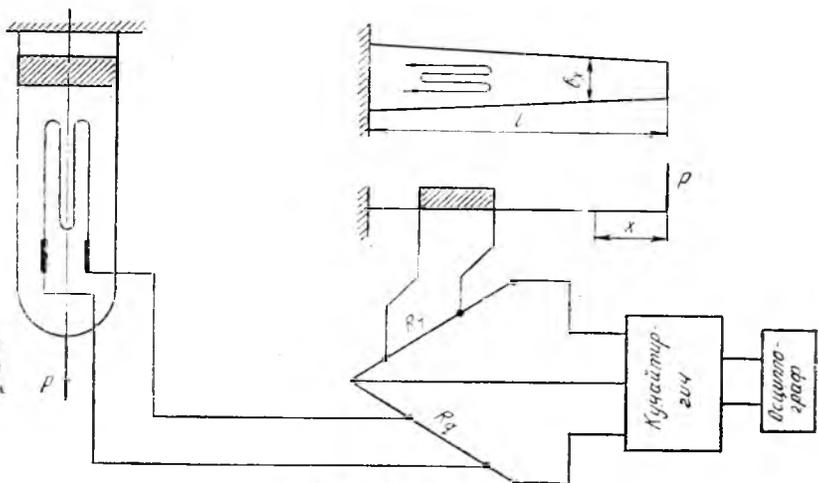
$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{P \cdot l}{\frac{bh^2}{6}} = \text{Const}. \quad (2)$$

Буни эътиборга олсак,

$$\varepsilon_T = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta l}{l}; \quad W = \frac{2l}{h}.$$

(1) ва (2) лардан қуйидагини оламир:

$$\Delta l = \frac{Pl^2h}{2EI},$$



123-шакл.

бунда E — балканинг эластиклик модули ($2 \cdot 10^5$ Н/мм²).
Бундан ўлчаш масштабини аниқлаш мумкин:

$$K_{\epsilon_T} = \frac{\epsilon_T}{h_T} \quad \text{ёки} \quad K_{\Delta l_T} = \frac{\Delta l_T}{h_T}.$$

Сўнгра балкани тинч ҳолатда қолдириб деформацияси ўлчаниши керак бўлган брусни секин-аста ташқи куч таъсирида чўза бошлаймиз. Унинг чўзилиши натижасида унга ёпиштирилган тензодатчик ҳам чўзилади ва қаршилиги ўзгариб, ўлчаш кўприги диагоналидан ток ўта бошлайди. Бу ток кучайтиргич орқали кучайтирилиб, оспиллограф барабанидан ёзиб олинади ёки ўлчаб олинади. h_T амплитудага тўғри келган нисбий деформация қуйидагича топилади:

$$\epsilon_d = K_{\epsilon_T} \cdot h_d \quad \text{ёки} \quad \Delta l_d = h_d \cdot K_{\Delta l_T}.$$

Нисбий деформацияни билган ҳолда абсолют деформацияни топиш мумкин:

$$\Delta l = \epsilon_d \cdot l.$$

Сўнгра кучланиш эластиклик модули ва ички кучлар топилади:

$$\sigma = E \epsilon_d; \quad E = \frac{\sigma}{\epsilon_d}.$$

Масштаб аниқлашда p_d нинг Δl га боғлиқ ўзгариш қийматига таърировка графаси қурилса (122-шакл, б) стержень деформациясининг ҳақиқий қийматини топиш янада осонлашади.

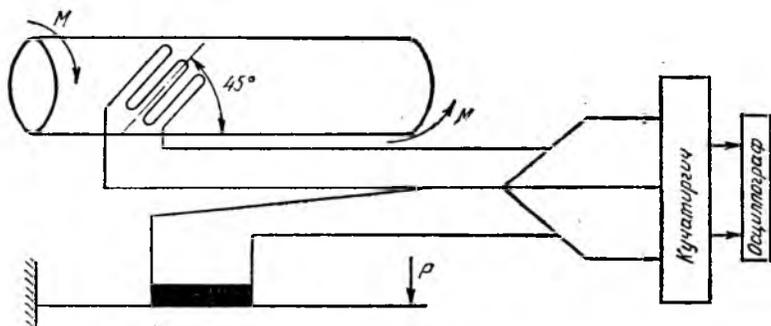
67-§. ВАЛНИНГ БУРАЛИШ ДЕФОРМАЦИЯСИНИ ТЕНЗОДАТЧИК ЕРДАМИДА АНИҚЛАШ

Валнинг буралниш деформациясини аниқлаш чўзилиш ва сиқилиш деформациясини аниқлашга нисбатан мураккаб бўлиб, уни кўпинча чўзилиш деформацияси учун топилган руҳсат этилган кучланиш орқали

аниқланади. Бунда буралишга ишлаётган цилиндрик сиртнинг сиртида олинган цилиндр ясовчисига 45° қияликдаги толаларнинг буралиш натижасида чўзилиш ва сиқилишга ишлаши асос қилиб олинади.

Цилиндрик сиртга 45° қияликда битта тензодатчик ёпиштирилиб ва иккинчи тензодатчик (компенсация учун олинади) эгилиш кучлаиши ўзгармас балкага ёпиштирилса, юқоридаги сингари ўлчаш кўприги ҳосил бўлади (124-шакл). Цилиндрик сиртга 45° қияликда ёпиштирилган тензодатчикнинг буралиш натижасида деформацияланиши ва уни эгилишга ишлаётган балканинг деформацияси билан боғланишини аниқлаш учун цилиндрик сиртнинг ёйилмасини кўриб чиқамиз (125-шакл). 125-шаклда l_1 — тензодатчик ёпиштирилган қия текислик толаларининг узунлиги; l_2 — l_1 нинг деформациядан кейинги узунлиги; γ — нисбий силжиш бурчаги.

Тензодатчик ёпиштирилган ОВ қияликнинг нисбий чўзилиши қуйидагича топилади:



124-шакл.

$$l_1 = \frac{l}{\sin 45^\circ} = \sqrt{2}l \quad AB = l + l \sin \gamma = l(1 + \sin \gamma) \quad \Delta = l \sin \gamma;$$

$$\frac{\Delta}{l} = \sin \gamma. \quad \Delta AOB \text{ дан } l_2^2 = l^2 + (AB')^2 \text{ ёки } l_2 = \sqrt{l^2 + [l(1 + \sin \gamma)]^2} =$$

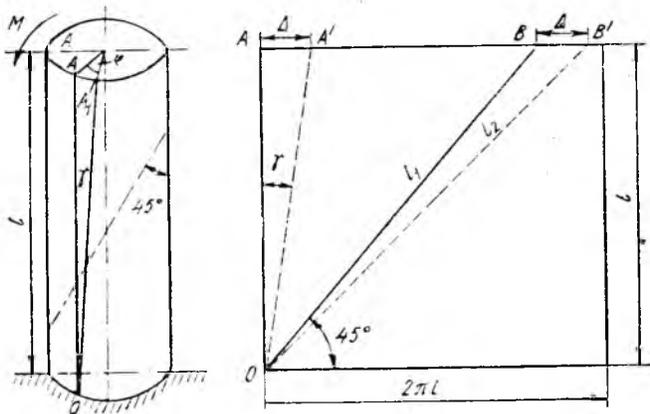
$$= l \sqrt{1 + (1 + \sin \gamma)^2}.$$

Нисбий бўйлама деформация $\epsilon = \frac{l_2 - l_1}{l_1}$ эканини эътиборга олиб, цилиндр сиртида олинган 45° қияликдаги толанинг нисбий деформациясини топамиз.

$$\epsilon_{45} = \frac{l_2 - l_1}{l_1} = \frac{l_1 \sqrt{1 + (1 + \sin \gamma)^2} - \sqrt{2}l}{\sqrt{2} \cdot l} = \frac{\sqrt{1 + (1 + \sin \gamma)^2} - \sqrt{2}}{\sqrt{2}} =$$

$$= \frac{\sqrt{2 + 2\sin \gamma + \sin^2 \gamma} - \sqrt{2}}{\sqrt{2}} = \sqrt{1 + \sin \gamma} - 1 \approx 1 +$$

$$+ \frac{1}{2} \sin \gamma - 1 = \frac{1}{2} \sin \gamma; \quad \sin \gamma = \gamma \text{ деб } \epsilon_{45} = \frac{1}{2} \gamma \text{ деб олсак,}$$



125- шакл.

$\gamma = \frac{\Delta}{l}$ ва $\Delta = r\varphi$ эканлигини эътиборга олиб, нисбий деформацияни топиш формуласини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\varepsilon_{45} = \frac{1}{2} \gamma = \frac{1}{2} \frac{\Delta}{l} = \frac{1}{2} r \frac{\varphi}{l},$$

бунда l — стерженнинг узунлиги; φ — стержень эркин учининг буралиш бурчаги; r — стержень кесим юзасининг радиуси.

Буралишдан ҳосил бўлган ε_{45} нисбий деформация балканинг эгилишдан топилган нисбий деформация масштаби орқали қуйидагича ҳисоблаб олинади:

$$K_{\varepsilon_T} = \frac{\varepsilon_T}{h_T}; \quad \varepsilon_{45} = \varepsilon_T \cdot h_g;$$

бунда h_g — стерженнинг буралиши натижасида тензодатчикнинг деформацияланишини кўрсатувчи осциллограф ёруғлик нурунини оғиш оралиги.

Буралиш ε_{45} нисбий деформацияга тўғри келган бурилиш бурчаги қуйидагича топилади:

Бурувчи момент эса: $\varphi = \frac{2l \varepsilon_{45}}{r}$ [рад].

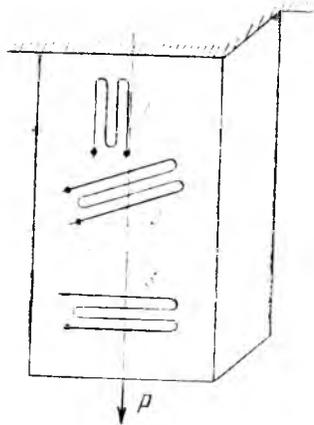
$$\varphi = \frac{Ml}{G I_p} \quad \text{дан} \quad M = \frac{G I_p \varphi}{l} \quad \text{ёки} \quad M = \frac{2l \varepsilon_{45} \cdot G I_p}{rl} = \frac{2G I \varepsilon_{45}}{r},$$

бунда $I_p = \pi d^4/32$ — кесим юзанинг қутб инерция моменти; $G = 0,4E = 8 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$ — силжишдаги эластиклик модули.

Шундай қилиб, буралиш деформацияси ε_{45} , φ ва M ларни эгилишга тенг қаршилиқ моментли балканинг эгилиш деформацияси орқали тензодатчик ёрдамида аниқлаш мумкин. Бу усул машина ва иншоот қисмларини ишлаб чиқаришда мустаҳкамликка текшириш талаб этилганда кенг қўлланилади.

88-§. МУРАККАБ КУЧЛАНИШНИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТЕКШИРИШ

Мураккаб кучланиш ҳолати — конструкция қисмларида бир вақтда икки ва undan ortiq йўналишдаги кучланишларнинг ҳосил бўлиши ва бу кучланишлар бутун кесим текислиги бўйича бир текис тақсимланмасдан, балки айрим қисмларга тўпланиб қолиши, яъни концентрацияланиши туфайли вужудга келади. Буни оддий кўз билан кўриш ёки ҳисоблаш йўли билан аниқлаш анча мушкул.



126-шакл.

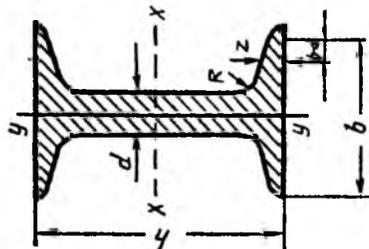
да кўриш мумкин. Бу усулнинг тўғрилигини ясси брус сиртига ёпиштирилган тензодатчик орқали (126-шакл) бруснинг чўзилиш ва энга қисқариш деформациясини аниқлаш ва ҳисоблаб кўриш йўли билан текшириш мумкин. Бу усул билан ясси брус кесимида концентрацияланаётган кучларнинг миқдорини ва кучланишларини аниқлаш мумкин.

АДАБИЁТЛАР

1. Мансуров К. М. Материаллар қаршилиги. «Ўқитувчи», 1969 й.
2. Урозбоев М. Т. Материаллар қаршилиги. I ва II қисмлар. «Ўрта ва олий мактаб», 1960 й.
3. Йўлдошбеков С. А. «О возможности увеличения чувствительности датчиков угловых и линейных ускорений». Сб. «Вопросы механики» №11, Фан, 1972 й.
4. Йўлдошбеков С. А. Материаллар қаршилиги. Сиртқи бўлим студентлари учун методик курсатма. Тошкент, 1982.
5. Йўлдошбеков С. А. Материаллар қаршилиги. «Ўқитувчи», 1983.
6. Йўлдошбеков С. А. Материаллар қаршилиги. Мустақил вазифаларни ба-жариш бўйича методик тавсиянома. Тошкент, 1990.

Баъзи бир материалларнинг характеристикаси (рухсат этилган кучланиш, эластиклик модули ва чиққли кенгайиш коэффициентлари).

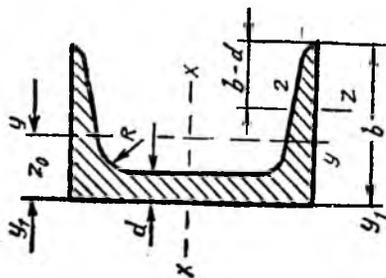
	Материаллар	Рухсат этилган кучланиш		Эластиклик модули	Чиққли кенгайиш коэффициенти
		чўзилиш учун	сиққилиш учун		
1.	Чўян	29—68	118—196	$(0,88—1,47) \cdot 10^5$	$10,4 \cdot 10^{-6}$
2.	Пўлат Ст 2 Ст 3	137 157			
3.	Қонструкциян углеродли пўлат	59—245		$(1,87—2,16) \cdot 10^5$	$(10—13) \cdot 10^{-6}$
4.	Ленирланган конструкциян пўлат	98—392			
5.	Текстолит	29—39	49—88	$(5,88—9,81) \cdot 10^3$	
6.	Мис	30—120			
7.	Латувь	70—140		$(0,98—1,28) \cdot 10^5$	$(16,6—17,5) \cdot 10^{-6}$
8.	Бронза	60—120			
9.	Алюминий	30—90		$(0,69—0,71) \cdot 10^{-6}$	$22,5 \cdot 10^{-6}$
10.	Қарағай толалари бўйлаб	7—10	10—12		
	Толаларга тик йўналган		1,5—2		
11.	Тош	0,3	0,4—4		
12.	Ғашт	0,2	0,6—2,5		
13.	Бетон	0,1—0,7	1—9		



ГОСТ 8239 (СТ СЭВ 104—74); ГОСТ 8510—72 (СТ СЭВ 255—76)га мувофиқ прокат пўлатининг сортаменти
Қўшгарли балкалар

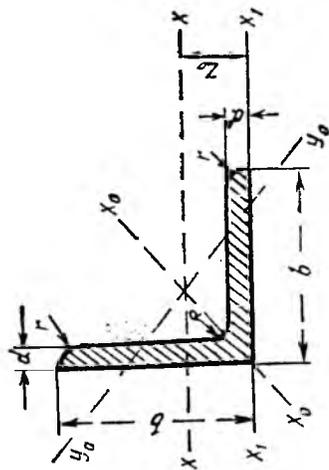
Профити но- мери №	Ўлчалари, мм					1 м. устуян- гининг оғир- лиги, кг	J_x (см ⁴)	Ўқларнинг сарafka микдорлари						
	h	b	d	t	x-x			y-y						
					W_x (см ³)			J_x (см ⁴)	S_x (см ³)	J_y (см ⁴)	W_y (см ³)	J_y (см ⁴)		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
10	100	55	4,5	7,2	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22	
14	140	73	4,9	7,5	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55	
18	180	90	5,1	8,1	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88	
20	200	100	5,2	8,4	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07	
22	220	110	5,4	8,7	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	23,60	2,27	
24	240	115	5,6	9,5	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37	
30	300	135	6,5	10,2	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69	
36	360	145	7,5	12,3	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89	
40	400	155	8,3	13,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03	
50	500	170	10,0	15,2	100,5	78,50	38727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	128,00	3,23	
60	600	190	12,0	17,8	128,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	1825,00	3,54	

Швеллерлар



Профиль номери №	1 м устун-лигининг оғирлиги, кг	Ўлчамлари, мм						Кесим юзи, см ² F	Ўқларнинг сиривка миқдори						
		h	b	d	t	x-x			y-y						
						J_x (см ⁴)	W_x (см ³)		i_x (см)	S_x (см ²)	J_y (см ⁴)	W_y (см ³)	i (см)	Z_0 (см)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
18	16,3	180	70	5,1	8,7	20,7	1090	121	7,24	69,8	86,0	17,0	2,04	1,94	
20	18,4	200	76	5,2	9,0	23,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07	
22	21,0	220	82	5,4	9,5	26,7	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21	
24	24,0	240	90	5,6	10,0	30,6	2900	242	9,73	133	208	31,6	2,60	2,42	
27	27,7	270	95	6,0	10,5	35,2	4160	308	10,9	173	262	37,3	2,73	2,47	
30	31,8	300	100	6,5	11,0	40,5	5810	367	12,9	224	327	43,6	2,84	2,52	
33	36,5	330	105	7,0	11,7	46,5	7980	484	13,1	231	410	51,8	2,97	2,59	

Тенг ёли бурчакликлар



Ўқларнинг справка миқдорлари

Профиль номера №	Ўлчамлари, м		Кесим юзаси, F (см ²)	1 м устун- лигининг оғирлиги, кг	$x-x_1$		x_0-x_0		y_0-y_0		x_1-x_1	
	b	d			J_x , см ⁴	i_x , см	J_{x_0} , см ⁴	i_{x_0} , см	J_{y_0} , см ⁴	i_{y_0} , см	J_{x_1} , см ⁴	Z_0 , см
1	2	3			6	7	8	9	10	11	12	13
7,5	75	5	7,39	5,80	39,5	2,31	62,6	2,91	16,4	1,49	69,6	2,02
		6	8,78	6,89	46,6	2,30	73,9	2,90	19,3	1,48	83,9	2,06
8	80	7	10,8	8,51	65,3	2,45	104	3,09	27,0	1,58	119	2,28
		8	12,3	9,65	73,4	2,44	116	3,08	30,3	1,57	137	2,27
10	100	7	13,8	10,8	131	3,08	207	3,88	54,2	1,98	231	2,71
		8	15,6	12,2	147	3,07	233	3,37	60,9	1,98	265	2,75
		10	19,2	15,1	179	3,05	284	3,84	74,1	1,96	333	2,83
11	110	7	15,2	11,9	176	3,40	279	4,29	72,7	2,19	308	2,96
		8	17,2	13,5	198	3,39	315	4,28	81,8	2,18	353	3,00
		10	24,3	19,1	360	3,85	571	4,84	149	2,47	782	3,45
12,5	125	12	28,9	22,7	422	3,82	670	4,82	174	2,46	916	3,58
		14	33,4	26,2	482	3,80	764	4,78	200	2,45	916	3,61
		16	37,8	29,6	539	3,78	853	4,75	224	2,44	1051	3,68

3-жылдаалынг даромд

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	140	9	24,7	19,4	466	4,34	739	5,47	192	2,79	818	3,78
		10	27,3	21,5	512	4,33	814	5,46	211	2,78	911	3,82
		12	32,5	25,5	602	4,31	957	5,43	248	2,76	1097	3,90
16	160	10	31,4	24,7	774	4,96	1229	6,25	319	3,19	1356	4,30
		11	34,4	27,0	844	4,95	1341	6,24	348	3,18	1494	4,35
		12	37,4	29,4	913	4,94	1450	6,23	376	3,17	1633	4,39
		14	43,3	34,0	1046	4,92	1662	6,20	431	3,16	1911	4,47
	200	12	47,1	37,0	1823	6,22	2896	7,84	749	3,99	3182	5,37
		13	50,0	39,9	1961	6,21	3116	7,83	805	3,98	3452	5,42
		14	54,6	42,8	2097	6,20	3333	7,81	861	3,97	3722	5,46
		16	62,0	48,7	2363	6,17	3755	7,78	970	3,96	4264	5,54

МУНДАРИЖА

Иккинчи нашрига сўз боши	3
I б о б. Кириш	
1- §. Материаллар қаршилиги фанининг асосий вазифаси	4
2- §. Конструкция элементлари ҳақида тушунча	6
3- §. Материаллар қаршилигида қабул қилинган чекланишлар (гипотезалар).	7
4- §. Ташқи кучлар ва уларнинг классификацияси	8
5- §. Ички кучлар ва уларни аниқлаш методи	10
6- §. Кучланишлар	12
7- §. Деформация турлари	13
8- §. Механик қийматларнинг ўлчов birlikлари	16
II б о б. Чўзилиш ва сиқилиш	
9- §. Чўзувчи ва сиқувчи кучлар таъсиридан ҳосил бўлган ички куч ва кучланишлар.	16
10- §. Бўйлама деформация. Гук қонуни	21
11- §. Қўндаланг деформация. Пуассон коэффициенти	22
12- §. Материалларнинг хоссалари ва уларнинг классификацияси	23
13- §. Чўзилишни экспериментал текшириш	25
14- §. Материалларни статик нагрузка таъсирида текширишдан олинган хара- ктеристикалар	31
15- §. Сиқилишни экспериментал текшириш	33
16- §. Таъсир этувчи ва рухсат этилган кучланиш. Мустаҳкамликни таъ- минлаш коэффициенти	36
17- §. Чўзилишга ва сиқилишга ишлайтган стерженларнинг мустаҳкамлик шарти	37
18- §. Чўзилишга ёки сиқилишга ишлайтган стерженларни ҳисоблашда стерженлар ўз огирликларининг таъсири	38
19- §. Чўзилиш ва сиқилишдаги статик аниқмас масалалар	42
20- §. Цилиндрга сиқиб кийгизилган ҳалқа кесим юзасида ҳосил бўлади- ган кучланиш	44
III б о б. Силжиш	
21- §. Силжиш деформациясининг ҳосил бўлиши ва характеристикаси	55
22- §. Соф силжишдаги кучланиш ва деформация. Силжиш учун Гук қо- нуни	56
23- §. Силжишдаги рухсат этилган кучланиш	58
24- §. Эзилиш	58
25- §. Силжиш деформациясидаги деталларни ҳисоблаш тартиби	59
26- §. Парчин миҳли бирикмаларни ҳисоблаш	60
27- §. Парчин миҳли эзилишга ҳисоблаш	62
28- §. Парчин миҳли бирикмани ҳисоблаш схемаси	63
29- §. Пайванд бирикмаларни ҳисоблаш	64
IV б о б. Буралиш	
† 30- §. Буралиш деформацияси ҳақида тушунча	† 71
31- §. Текис кесим юзаларининг геометрик характеристикалари	73
32- §. Баъзи оддий кесимларнинг инерция ва қаршиллик моментлари	76
33- §. Буровчи момент ва унинг валининг қуввати ҳамда айланишлар сопи билан боғланиши. Буровчи момент элоралари	81
34- §. Цилиндрик стерженларнинг буралишидан ҳосил бўлган кучланиш ва деформация	84
35- §. Қадами кичик винт пружиналарида кучланиш ва деформация	87
36- §. Буралишга ишлайтган думалоқ кесим юзали стерженни мустаҳкам- ликка ва бирикликка ҳисоблаш	92

V б о б. Эгилиш деформацияси

37-§. Эгилиш туғрисида умумий тушунча	100
38-§. Таянчларнинг хиллари ва реакция кучлари	101
39-§. Таянч реакцияларини аниқлаш	102
40-§. Балкаларда ҳосил бўлаган кучланишлар характери. Эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч	104
41-§. Энг оддий ҳол учун M_x ва Q_x ларнинг эпюраларини куриш	107
42-§. Соф эгилиш	112
43-§. Эгувчи момент ва кесувчи куч орасидаги дифференциал боғланиш	117
44-§. Эгилишдаги уринма кучланиш	118
45-§. Балкаларнинг мустаҳкамлигини нормал ва уринма кучланишлар бўйича текшириш	123
46-§. Балкаларнинг эгилиш деформациясини аниқлаш	124
47-§. Балкаларнинг эгилиш деформацияларини универсал формулалар орқали аниқлаш	127
48-§. Статик аниқмас балкалар	129
49-§. Қўп таянчли балкаларни ҳисоблаш	135

VI б о б. Бош кучланишлар ҳақида тушунча 142

50-§. Мустаҳкамлик назарияси ҳақида тушунча	144
51-§. Мураккаб кучланиш ҳолатидаги жисмларнинг мустаҳкамлигини турли мустаҳкамлик назариялари асосида текшириш	145

VII б о б. Мураккаб қаршилик

52-§. Кучланиш ҳолатининг турлари ва ҳисоблаш методи	147
53-§. Қийишқ эгилиш	148
54-§. Буралиш ва эгилишнинг бир вақтда таъсир этиши	150
55-§. Чўзилиш ва эгилиш деформацияларининг бир вақтда келиши	154

VIII б о б. Бўйлама эгилиш ва устиворлик

56-§. Устиворлик ва критик куч	161
57-§. Критик кучни аниқлаш. Эйлер формуласи	162
58-§. Стержень учларини таянчга бириктириш усулининг устиворликка таъсири	162
59-§. Критик кучланиш ва Эйлер формуласининг ишлатилиш чегараси	164
60-§. Сиқилган стерженларни устиворликка ҳисоблаш	167

IX б о б. Динамик кучлар таъсиридаги элементларнинг мустаҳкамлигини текшириш

61-§. Динамик куч га кучланиш	168
62-§. Инерция кучлари таъсиридаги иншоот ва машина қисмларининг ҳисоби	169
63-§. Зарбли нагрузка кучланиши	170
64-§. Материалларнинг толиқиш ҳоллари ва чидамлилиқ тушунчаси	174

X б о б. Деформация ва кучланишларни экспериментал текшириш

65-§. Экспериментал текширишнинг аҳамияти ва принципи	175
66-§. Чўзилиш ва сиқилиш деформациясини электротензометр ёрдамида аниқлаш	178
67-§. Валнинг буралиш деформациясини тензодатчик ёрдамида аниқлаш	181
68-§. Мураккаб кучланишни экспериментал текшириш	184

ИҶЛДОШБЕКОВ СУРЪАТ АКБАРОВИЧ

МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИ

Педагогика институтларининг студентлари учун
дарслик

Тошкент — «Ўқитувчи» — 1995

Бўлим мудир *А. Раҳимов*

Муҳаррир *Д. Аббасова*

Техн. муҳаррир *Д. Габдулхаманова*

Бадий муҳаррир *Ф. Нишқадамбоев*

Мусаҳҳиҳ *З. Фуломов*

ИБ № 6147

Тершга берилди 23.06.94. Босишга руҳсат этилди 26.01.95. Ёчими 60x90/16. Тип. қсғози. Кегли 10 шпониз. Литературная гарнитураси. Юқори босма усулида босилди. Шартли б.л. 12.0. Шартли кр.-отт. 12.19. Нашр. л. 9,78. 4000 нусхасида босилди. Буюртма 2702.

«Ўқитувчи» нашриёти. Тошкент, Навоий кўчаси, 30. Шартнома 11-58-93.

Ўзбекистон Республикаси Давлат матбуот қўмитасининг Тошполиграф комбинати. 1995.