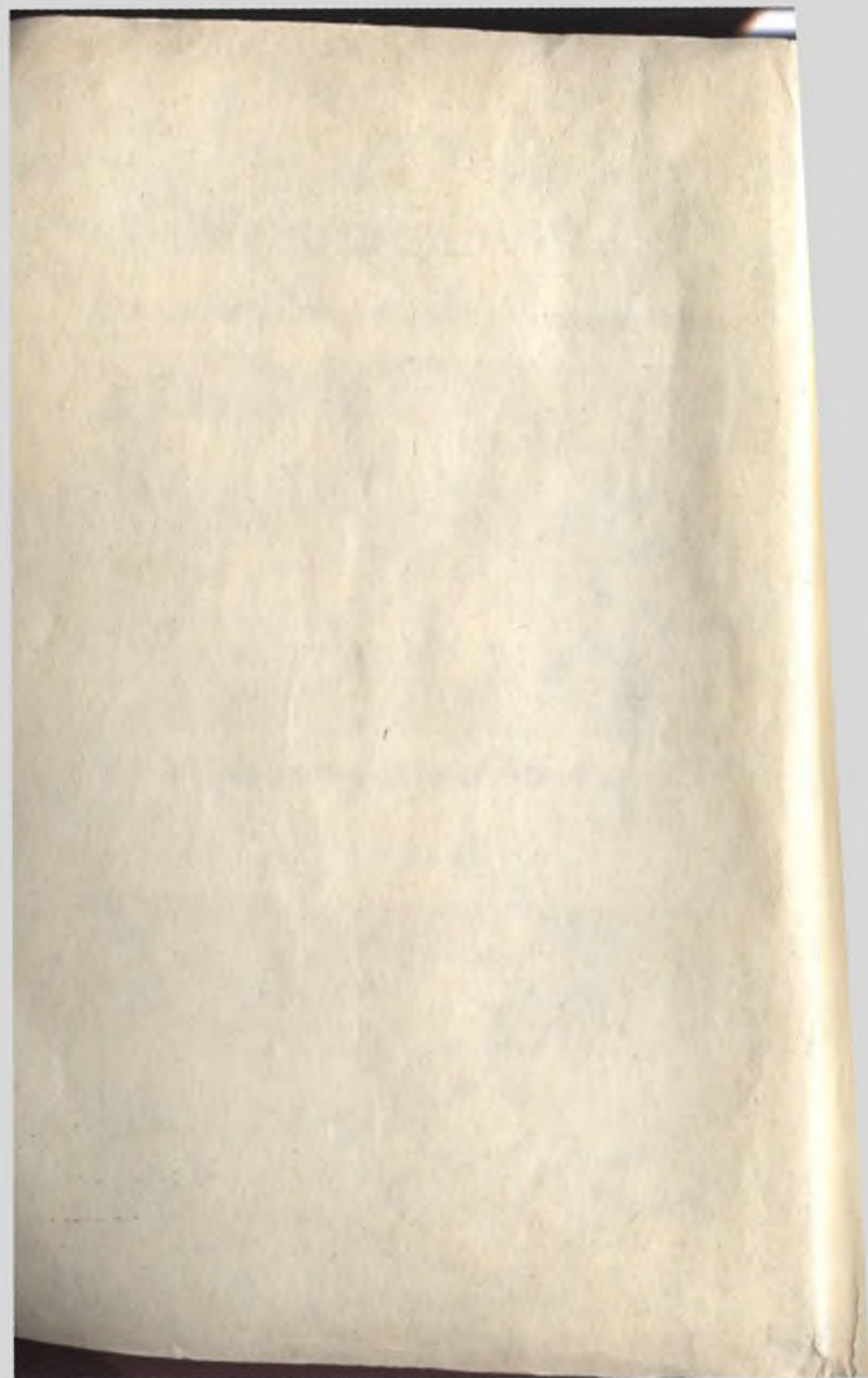




620
17-73

С. А. ЙЎЛДОШБЕКОВ

МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИ

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

Қайта ишланган ва тўлдирилган 2-нашри



ТОШКЕНТ ЭҚИТУВЧИ 1995

RT

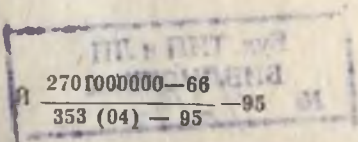
«Материаллар қаршилиги» дарслиги педагогика институтларининг «Умум-техника фанлари ва меҳнат», «Умумтехника фанлари ва физика», «Чизмачилик, расм ва меҳнат» ихтисосликларига ўқийдиган студентлари учун қисқартирилган (70 соатли) программа асосида ёзилган бўлиб, унда материаллар қаршилиги фанининг вазифалари,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

Й 73

Иўлдошбеков С. А.

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

30.121я73



© «Ўқитувчи» нашриёти, 1995.

ISBN 5-645-02278-5

ИККИНЧИ НАШРИГА СУЗ БОШИ

Дарсликнинг биринчи нашри 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 нашри бирмунча кенгайтирилди, яъни материаллар қаршилиги фанининг ҳамма бўлимлари учун масалаларни ечиш йўллари батафсил ёритилди ҳамда қўзилишда 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 онд маълумотлар киритилди.

Дарсликнинг иккинчи нашрини 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. Қ 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 қурилмасин, 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 қаршилиқ 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 (синишга, узилишга, қисқаришга) қаршилиқ кўрсатиш хусусиятидир.

Деформация — жисмларнинг ташқи куч таъсирида ўз ўлчамлари ва шаклларини ўзгартиришидир. Агар жисмда ташқи куч таъсирида ҳосил бўлган деформация жисмдан куч олинганда 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 масалани, 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) қаршилиқ кўрсатиш хусусиятидир.

Бунга юпқа пластинкадан тайёрланган, пастки учи билан маҳкамланган бруснинг ўқ бўйлаб йўналган сиқувчи куч таъсиридан деформацияланишини мисол қилиб келтириш 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 ғилдираги кегайлариинг 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 зўриқиш ва деформацияларни аниқлаш методларини ўрганувчи фандир. Бу фanning негизи физика ва назарий механиканинг қонуналарига асосланади.



1-шакл

Материаллар қаршилиги фанига асос солган олимлардан бири машҳур итальян олими Леонардо да Винчидир. У биринчи бўлиб материаллар ва уларнинг мустаҳкамлиги тўғрисида фикр юритган ва тажрибалар ўтказган. Лекин унинг қўл ёзмалари ўз вақтида нашр қилинмаганлиги сабабли кўп вақтгача материалларнинг мустаҳкамлиги тўғрисидаги илм кенг тарқалмаган. Мустаҳкамлик назарияси биринчи марта XVII асрда итальян 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 уримга кучланишни топиш 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. Н. Ринник), устиворлик, эластиклик ва пластик-

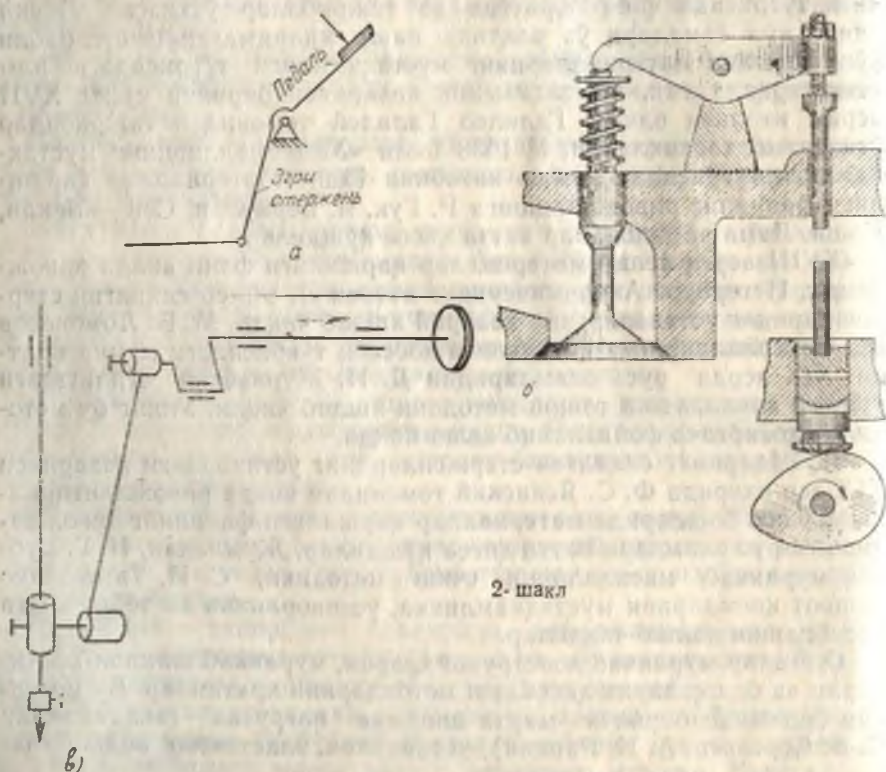
лик назарияси, юпқа деворли стержень ҳамда қобиқларнинг ҳисоби (проф. В. З. Власов) яратилди.

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

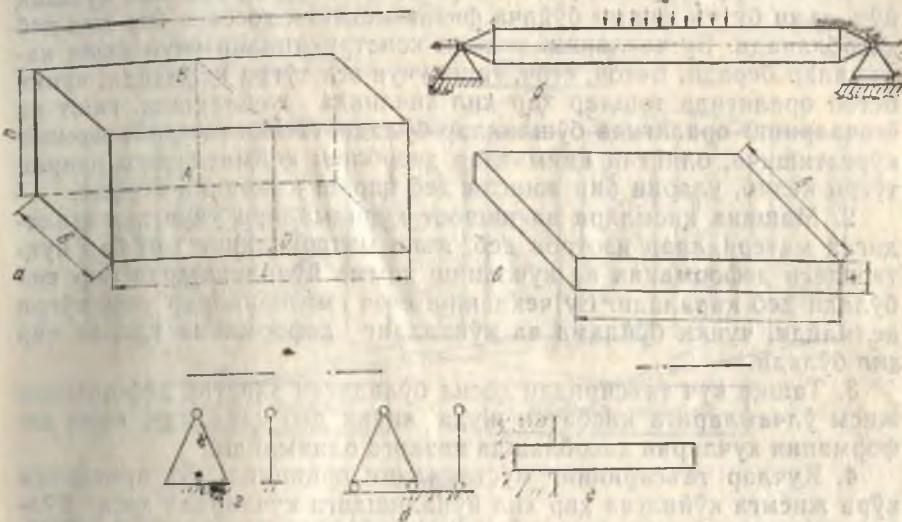
Фан-техника тараққиёти шароитида мактаб, ҳунар-техника билим юртларининг ўқувчилари ва педагогика институтларининг умумтехника ихтисосликлари студентларини техникага илмий ёндашиш услублари билан таништириш шу даврнинг актуал масалаларидан бири бўлиб қолмоқда. Чунки ишлаб чиқариш корхоналарининг янги-янги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



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



3-шакл

Қўндаланг кесим ўлчамлари узунлик ўлчамларига нисбатан жуда кичик бўлган жисмлар *брус* деб аталади (3-шакл, а). Ўз ўқи бўйлаб чўзилувчи ва сиқилувчи *стержень* деб ипгичка, 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 ясси қаттиқ жисм *пластинка* дейилади (3-шакл, в). Эгри пластинка *қобиқ* дейилади. Машина ва иншоот қисмларини кўтариб туриш учун хизмат қиладиган ёстиқчалар таянч дейилади. Таянч уч хил бўлади:

1. Шарнирли қўзғалмас таянч (3-шакл, г); 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 материални бир жинсли, яхлит, орасида бўшлиқ йўқ, яъни бутун ҳажми бўйича физик-механик хоссаи бир хил деб ҳисобланади. Бу чекланиш металл конструкциялар учун яхши натижалар беради. Бетон, ёғоч, ғишт учун эса тўғри келмайди, чунки бетон оралиғида тошлар ҳар хил зичликда жойлашади, ғишт ва ёғочларнинг оралиғида бўшлиқлар бўлади. Лекин тажрибаларнинг кўрсатишича, олинган қийматлар ҳисоблаш қийматларига деярли тўғри келиб, уларни бир жинсли деб қараш имконини 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 кўчнинг таъсир характериға боғлиқ эмас. Шунинг учун уни битта тенг таъсир этувчи кучга келтириб олинади. У ҳолда масаланинг ечими анча енгиллашади.

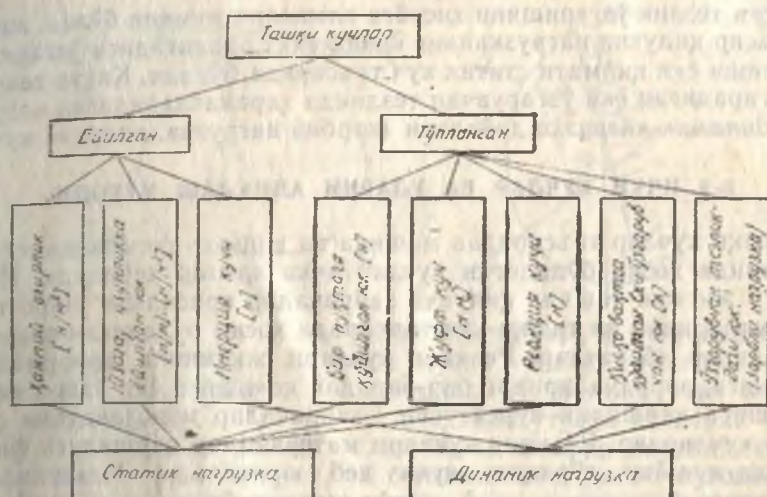
4-§. ТАШҚИ КУЧЛАР ВА УЛАРНИНГ КЛАССИФИКАЦИЯСИ

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 гилдирагининг рельсга босими нуқтага қўйилган куч тарзида олинади, бироқ у рельсининг ва гилдиракнинг биргаликда деформацияланиши натижасида ҳосил бўлган юзача орқали рельсга кўндаланг куч тарзида таъсир этади (5-шакл, а). Автомобиль газ тақсимлаш механизмининг кулачоғи 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 ташиш машинасининг рамаси ҳам кузовга ортилган юкдан тушадиган ёйилган куч таъсиринда бўлади. Хулоса

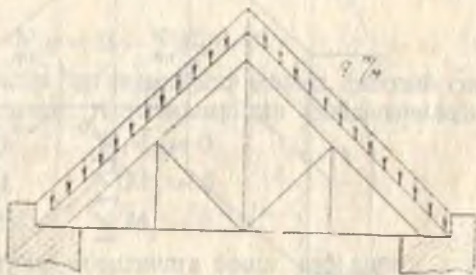
Ташқи кучлар классификацияси



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 ҳажмий куч бўлиб, у жисм ички нуқталарининг вазиятига қараб кўп ёки кам таъсир этади. Ўйилган кучнинг чизиққа, юзага ёки ҳажм бўлаб таъсир этишига қараб кучни чизиққа, юзага ёки ҳажмга нисбати олинади, яъни N/m , N/m^2 , N/m^3 .



5-шакл

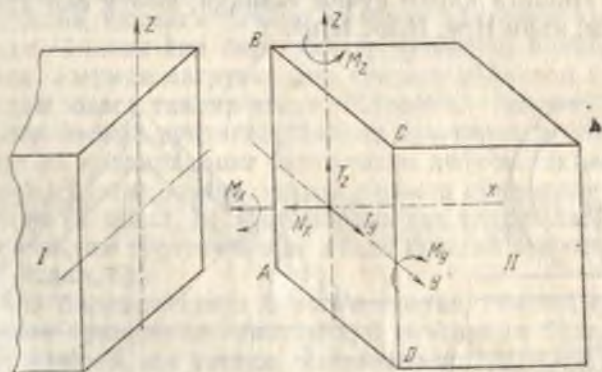
Куч бир нуқтага қўйилган ёки ёйилган бўлишидан қатъи назар статик ёки динамик бўлиши мумкин.

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).

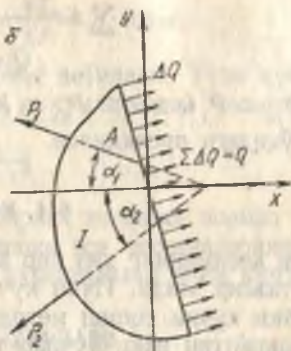
5-§. ИЧКИ КУЧЛАР ВА УЛАРНИ АНИҚЛАШ МЕТОДИ

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 қаршилиғи фанида ички куч ёки зўриқиш кучи деб юритилади. Материаллар қаршилиғи фанининг асосий вазифаларидан бири ички кучни (зўриқиш кучини) топиш йўллариини ўрганишдир. 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 қаршилиғи 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

син. Жисмининг A нуқтасидаги ички кучни топиш талаб этилади (7-шакл, а). Бунинг учун жисмин A нуқтадан ўтувчи ихтиёрий текислик билан фикран кесамиз, сўнгра I бўлагини олиб қолиб мувозанатини текширамиз, I қисмининг мувозанатини сақлаш учун иккинчи ташлаб юборилган қисмининг таъсирини куч билан алмаштириб, уни текшириладиган 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. Жисмининг I қисмига таъсир қилаётган кучлар P_1, P_2 ташқи кучлардан ва ички Q кучдан иборат бўлади ҳамда шу кучлар таъсирида мувозанатда туради. Статиканиннг мувозанат тенгламасидан фойдаланиб, номаълум Q ни топамиз.

Агар жисмининг I қисмига таъсир қилаётган ҳамма кучлар бир текисликда бўлса, текис система учун статиканиннг 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:

$$\sum x = 0; \quad \sum M_x = 0;$$

$$\sum y = 0; \quad \sum M_y = 0;$$

$$\sum z = 0; \quad \sum M_z = 0.$$

Юқоридаги 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 катталики бўлиб, йўналиши аниқ эмас. Ички кучни топиш методидан кўринадик, I қисмининг кесимига таъсир қилаётган ички кучлар тартибсиз йўналишда бўлиб, ташқи кучларнинг қўйилишига боғлиқдир (7-шакл, б).

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

$$p_p = \frac{\Delta Q}{\Delta F}.$$

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:

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

Юқорида кўриб ўтилганларга асосланиб кучланишни қуйидагича таърифлаймиз:

кесим юзасидаги нуқтага тўғри келган ички куч кучланиш дейилади.

кучланиш халқаро ўлчов бирликлари системасида $\frac{H}{cm^2}$; $\frac{H}{mm^2}$; Па. ларда, МКГСЕ ўлчов бирликлар системасида $\frac{кг}{cm^2}$; $\frac{кг}{mm^2}$; $\frac{Г}{m^2}$ ларда ўлчанади.

Ички кучнинг вектор йўналиши (7-шакл, в) кесим текислигига α бурчак остида йўналган ΔQ кучни текислик бўйлаб йўналган ΔT уриима 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 тула кучланиш дейилади. Тула кучланишнинг σ ва τ тузувчиларининг билган ҳолда ρ кучланишни геометрик қўшиш йўли билан аниқлаш мумкин:

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

σ кучланиш жисм заррачаларининг бир-бирига нисбатан нормал бўйлаб силжишига қаршилик курсатади. τ кучланиш эса заррачаларнинг кесим текислиги бўйлаб силжишига қаршилик курсатадиган ички кучдир.

7-§. ДЕФОРМАЦИЯ ТУРЛАРИ

Деформация хилларини аниқлаш учун кривошип-ползушли механизмнинг ташқи куч таъсир этгандаги ҳолини анализ қилиб кўрайлик. Шатун N куч таъсирида вазиятга қараб кўп ёки кам, сиқилишга ёки чўзилишга мажбур бўнади. Агар

қарши куч таъсирида бўлса, сиқилиш ёки чўзилиш деформацияси содир бўлади (9-шакл, а). A ва B шарнирларда шарнир ўқи қарама-қарши, бир чизикда ётмаган кундаланг куч таъсиридадир.

Қарама-қарши куч таъсирида парчинмих силжиши ва қирқилиши мумкин (8-шакл, а, б). Агар

бруснинг кесим юзасига уринма куч ёки уринма ҳолда бир текисликда ётмаган қарама-қарши йўналишдаги иккита куч таъсир этса, силжиш деформацияси содир бўлади (9-шакл, б). Кривошип

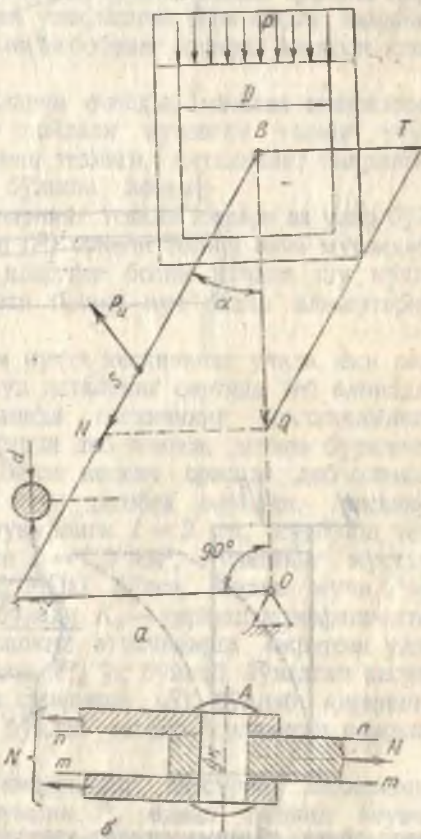
айланттирувчи P_N куч таъсиридан, шатун эса ҳаракатдан ҳосил бўлган P_n инерция кучи ва M_n инерция кучи моменти таъсиридан эгилиши мумкин. Бунда A ,

B ва O шарнирлар таянч вазифаларини бажарали (8-шакл, а). Икки таянчга тиралган ёки бир

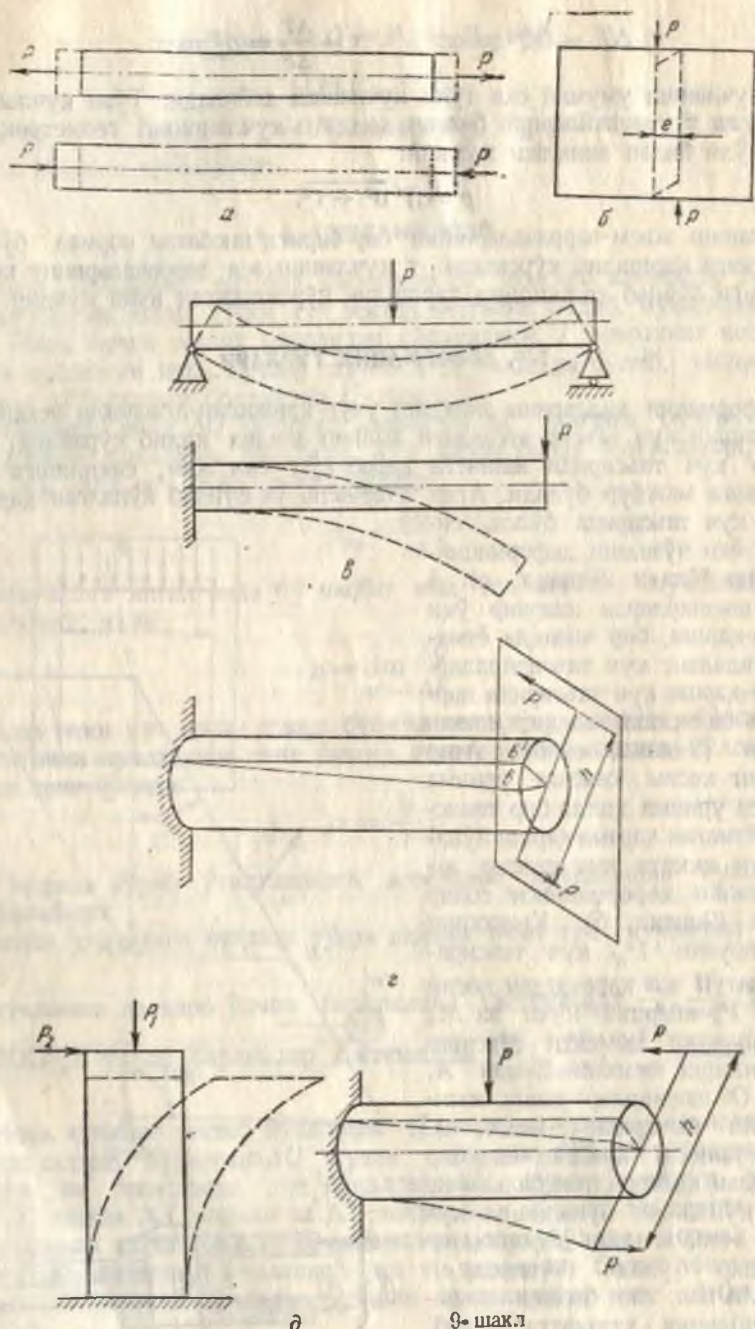
учи билан қистирилган балканинг ўқига кўндаланг йўналишда куч таъсир этса, эгилиш деформацияси содир бўлади (9-шакл, в).

Тирсакли вал газ босими таъсиридан айланма ҳаракатга келиб, у плаший муфтаси ва қардан вал

орқали машинанинг кейинги фил-



8-шакл



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, ж).



9-шакл. е.

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. д). Сиқилиш ва эгилиш, бурилиш ва қийшиқ эгилиш, яъни икки текисликда эгилиш мураккаб қаршилик деформациясига мисол бўла олади.

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

Бунда ишланаётган материал асбобнинг сурилишига 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 ниҳоят $P = 0$ 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 бикрлиги, қирқиш кучи ва йўналиши маълум бўлиши лозим.

Қирқиш кучини кескич ва деталларнинг теккан юзлари ва улар бўйлаб потекис 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 буралишга 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 $S = 0,5$ айл/мин, қирқиш юзаси $f = 1,5$ мм², пўлатнинг мустаҳкамлик чегараси $\sigma_b = 0,61$ ГПа (610 МПа) бўлса, кесиш 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 металлни кескич сурилиши (S) бўйлаб қирқишга қаршилик кўрсатиш кучи ва шу ўқ бўйлаб таъсир қиладиган ишқаланиш кучига тенг.

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

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

Механизмнинг шатунни юқориги вазиятга келганда газ босими 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 бўл қўйилади. Бу хатоликларга барҳам бериш ва халқаро ўлчов бирлигига ўтиш мақсадида 1960 йилда ўлчамлар бўйича Халқаро XI Бош Конференция чақирилди. 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- мат
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	9,81·10 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

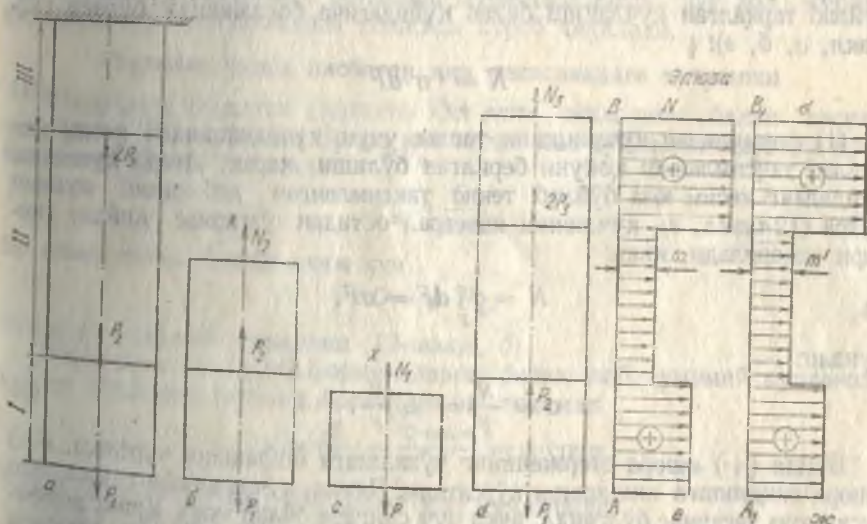
йўналишдаги ички кучлар — қўзиланган йўналишдаги кучлар, эгувчи ва буровчи моментлар нолга тенг деб олинади (10-шакл).

Чўзилишга ишлайётган стержень билан сиқилишга ишлайётган стержень бир хилда ҳисобланади. Стерженьнинг чўзилишга ёки сиқилишга ишлайётганини аниқлаш учун кучларни қуйидагича белгилаймиз. Деформация чўзувчи кучлар таъсирида ҳосил бўлса, мусбат, сиқувчи кучлар таъсирида ҳосил бўлса, манфий ишорада олинади.

Стержень кесим юзасида ҳосил бўладиган ички кучни топиш учун кесим 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 қирқилади. 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, д):



11-шакл

$$A \cup A = A$$

$$P_{q1} = P_{q2} - P_{q3}$$

4-инт. раск. 1981-да тасвирла-
тиг бўлмайд.

булманди.
кўрсатадиган
ейилади. Ички
стига параллел
атка белгилари-
иинати мусбат
омонига участ-
ашибта қўйи-

ни ку топилади:

157

; **люри.** -шу кучни элю-

максимал ички булади.

ТНВІАНШ

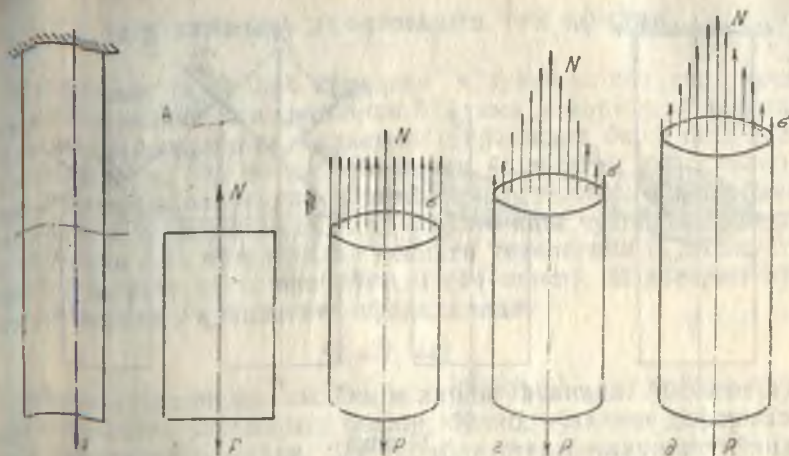
кучларнинг тенг
N кесим юзаси
бўлади (12-

(1)

Агар кучланиш қараш мумкин
ўзгариш қиймат син-

(2)

күрчатса, (—)
күчланишнинг ўзгариши
экан. Унинг эпюра-
ниги ички куч эпюраси
долинада ва күчланиш-



12-шакл

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

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

бунда $\sigma_2 = V_2/F$ — II участкага тўғри келган кучланиш; m' — кучланишнинг зорага қўйиладиган вектор қиймати.

Максимум кучланиш тўғри келган кесимга ҳавфли кесим дейилади.

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

Стержень ўқиға нисбатан қия текисликдаги кучланиш

Юқоридаги берилган стержень қия «пл» текислиги билан кесилган бўлса (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

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

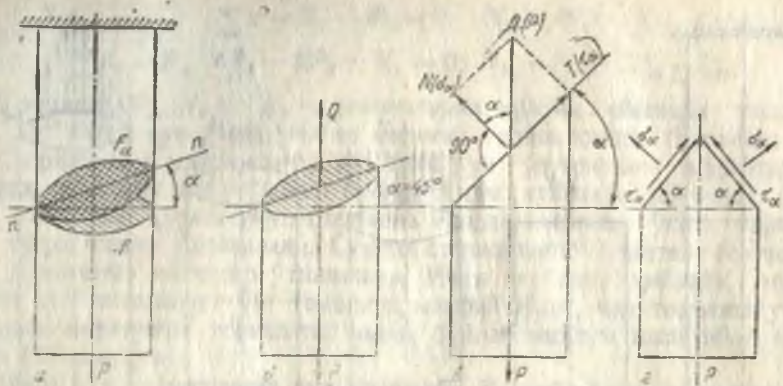
бунда p — умий кучланиш (13-шакл, б).

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

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

бунда Q — σ нормал кўндаланг юза кучланиши.

Демак, умумий кучланиш (p) қия текислиқнинг горизонтал билан ҳосил қилинган бурчагига боғлиқ экан.



13-шакл

Агар Q ички кучни N ва T ташкил этувчиларга ажратсак (13-шакл, а) N ва T учун қуйдаги 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 қуйдагича топилади:

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

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

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

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

Қия текисликда олинган нормал ва уринма кучланишлар қўндаланг 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 нолга 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 ишлайётган стерженлар бир хилда ҳисобланганлиги учун, биз фақат чўзилишга ишлайётган стерженларнинггина 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 нисбий бўйлама деформация орқали белгиланади. Абсолют чўзилишнинг стерженнинг дастлабки узунлигига бўлган нисбатига нисбий бўйлама деформация дейилади ва у ϵ ҳарфи билан белгиланади:

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

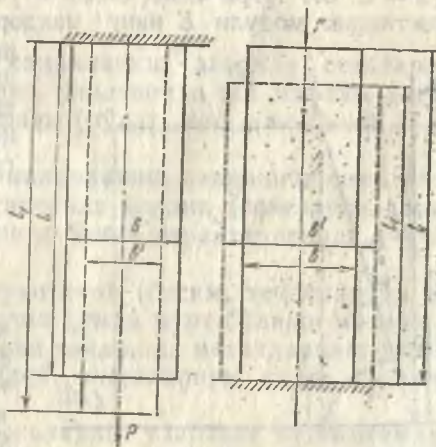
Нисбий бўйлама деформация ўлчамсиз миқдордир.

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

Ҳар хил материаллар билан ўтказилган тажрибалардан кўринадикки, 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 — пропорционаллик коэффициентини ёки эластиклик модули. У Юнг модули ҳам дейилади. Юнг модули нисбий деформация бирга тенг бўлгандаги, яъни чўзилаётган намунанинг 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 чузилишга ёки сиқилишга қаршилиқ кўрсата олиш хусусиятини билдиради. EF кўпайтма стержень *кесим юзасининг бикрлиги* дейилади.

Юқоридаги формуладан кўринадики, EF бикрлик қанча катта бўлса, абсолют бўйлама деформация шунча кичик, стерженьнинг 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:

$$\sigma = E\epsilon.$$

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

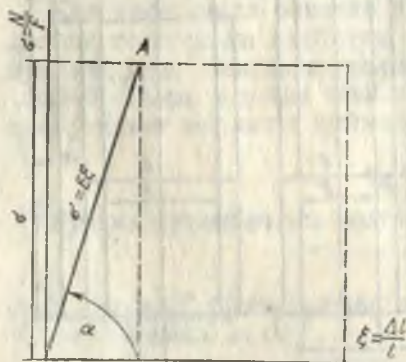
Абсолют ва нисбий бўйлама деформация формулаларини инглиз олими Роберт Гук исботлаган. Шу сабабли пропорционаллик қонунини *Гук қонуни* деб номланади.

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

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

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

$\operatorname{tg} \alpha = E$. OA тўғри чизик 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-§. КUNДАЛАНГ ДЕФОРМАЦИЯ. ПУАССОН КОЭФФИЦИЕНТИ

Ҳар қандай стержень бўлиға чузилса, энига тораяди, ёки аксинча, бўйға қисқарса, энига кенгаяди (14-шакл). Стержень кўндаланг кесим ўлчамларининг ўзгариши *кўндаланг деформация* дейилади. Агар геометрик ўқ бўй-

лаб чузилаётган призматик стерженнинг деформациядан олдинги эинини ϵ ва деформациядан кейинги ўлчамини ϵ_1 деб олсак, кўндаланг деформация (нисбий кўндаланг деформация) қуйидагича топилади:

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

Тажрибалар курсатаднки, 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 коэффициентни 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 деформацияларининг абсолют қийматлари нисбатига тенг:

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

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

12-§. МАТЕРИАЛЛАРНИНГ ХОССАЛАРИ ВА УЛАРНИНГ КЛАССИФИКАЦИЯСИ

Машина ва иншоот қисмлари учун ишлатиладиган материаллар асосан икки гурппага 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 ўзилиши ёки синганда қолдиқ (сезиларли даражада эмас) деформация бўлмаслиги билан характерланади (чўян, бетон, ғишт, 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 киради.

Физик хоссаларига эса иссиқликдаги кенгаювчанлиги, зичлиги,

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

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

Металларнинг мустаҳкамлигига баҳо беришда уларнинг солиштирма мустаҳкамлиги ҳисобга олинади. Мустаҳкамлик чегарасининг зичликка бўлган нисбати солиштирма мустаҳкамлик дейилади.

Қаттиқлик жисмларнинг бир-бирига ботиш даражаси билан аниқланадиган қиймат бўлиб, бир жисмнинг иккинчи жисмни ботишига қаршилиқ кўрсатиш хусусиятидир.

Қовушоқлик жисмни ташқи зарбий (динамик) кучларга қаршилиқ кўрсатиш хусусиятидир.

Электр ўтказувчанлик металларнинг электр оқимига қаршилиқ кўрсатиш даражаси бўлиб, электр қаршилиги кам бўлган металлар (мис, алюминий) электр машинасозлигида, электр қаршилиги юқори бўлган қотишмалар (константин, нихром) деформация натижасида қаршилиқларнинг ўзгаришига асосланган ўлчов асбобларида (датчикларда) фойдаланилади.

Емирилиш машина қисмларининг бир-бирига доимий тегиб ишлаши давомида пужудга келиб, у ёки бу деталларнинг ўлчамлари кичиклашиб ёки думалоқ кесим юза эллипс шаклига келиб қолиши мумкин. Бу кўп жиҳатдан тегиб турувчи юзаларнинг мойланиб туриши 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. Мустаҳкамлиги катта бўлган материалларни қўллаш йўли билан емирилиш камайтириш ёки йўқотиш мумкин. Емирилиш машиналарининг иш режимини бузади ва маҳсулдорлигини, тезлигини камайтиради. Масалан, пахта териш машинаси шпинделининг остки таянчларининг емирилиши пахта териш сифатини камайтиради, пахтанинг тўкилиб кетишига олиб келади.

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

Материаллар қаршилиги фашида асосан материалларнинг мустаҳкамлик, пластиклик ва эластиклик (эластиклик модули ва Пуассон коэффициентни) характеристикалари ўрганилади. Буларни аниқлаш, механик характеристикасини аниқлаш талаб этилган материалдан намунча тайёрлаб, унн чўзишга ёки сиқишга текшириш йўли билан олиб борилади. Чўзилиш ва сиқилишга текшириш ўзининг соддалиги билан бошқа ҳилдаги текширишларга қараганда кенг тарқалган.

13-§. ЧҶУЗИЛИШНИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТЕКШИРИШ

Бунинг учун цилиндрик ёки призматик шаклда намуна тайёрланади. Намунанинг узунлиги диаметр билан қуйидагича боғланишда бўлиши керак: $l = 10d$ ёки $l = 5d \cdot l = 100 \div 200$ 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 доиравий намуна кўндаланг кесимининг диаметри қуйидагича аниқланади:

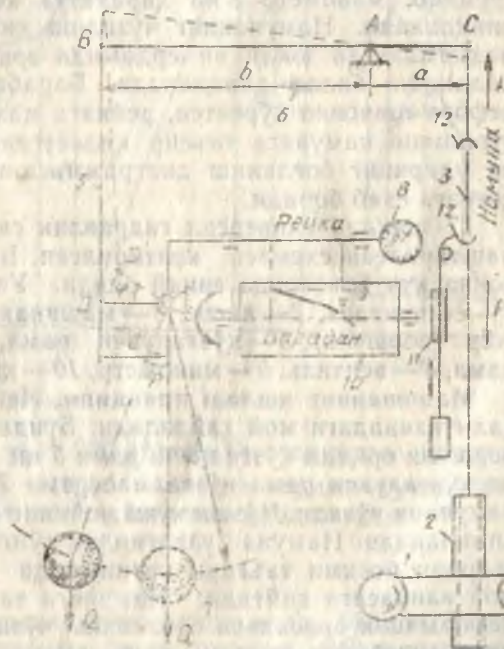
$$F = \frac{\pi d^2}{4}, \quad d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}.$$

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

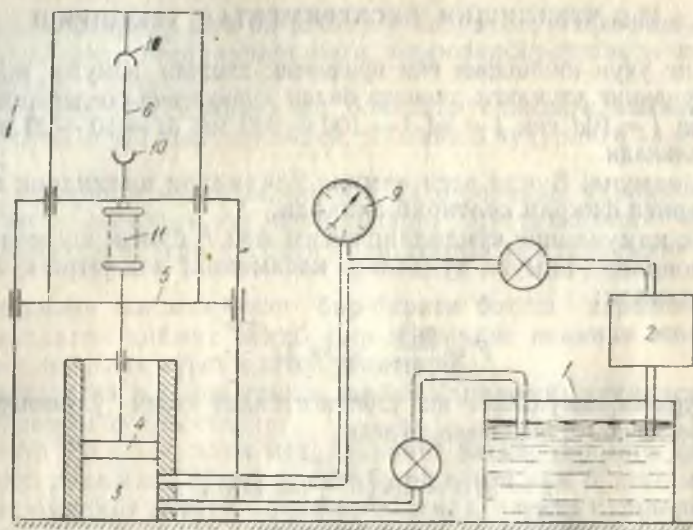
$$l = 10d = 10 \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 11,3 \sqrt{F}.$$

Материалларнинг чўзилишини экспериментал текшириш универсал узувчи машиналарда бажарилади. Ҳозирги замон конструкторлари бундай синаш ишларини олиб бориш учун кам қувватли машиналардан (мактаб гидравлик пресси) тўғри кўп қувватли (100 тоннага қадар) ричагли ва гидравлик машиналарга эга. Оддий 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 — стрелка қалам, 10 — диаграмма чизиш барабани, 11 — барабанин чўзилиш деформациясига пропорционал равишда айлантирувчи блок, 12 — пастки ва юқори қисқичлар.

Намунани синаш. Намуна 3 пастки ва юқори қисқичларга 12 қислиб, 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. Намунанинг чўзилиш қиймати эса пастки қисқичга маҳкамланган юкли ил ёрдамида эркин барабан блоки 11 нинг айланиши билан аниқланади. Барабанининг 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.

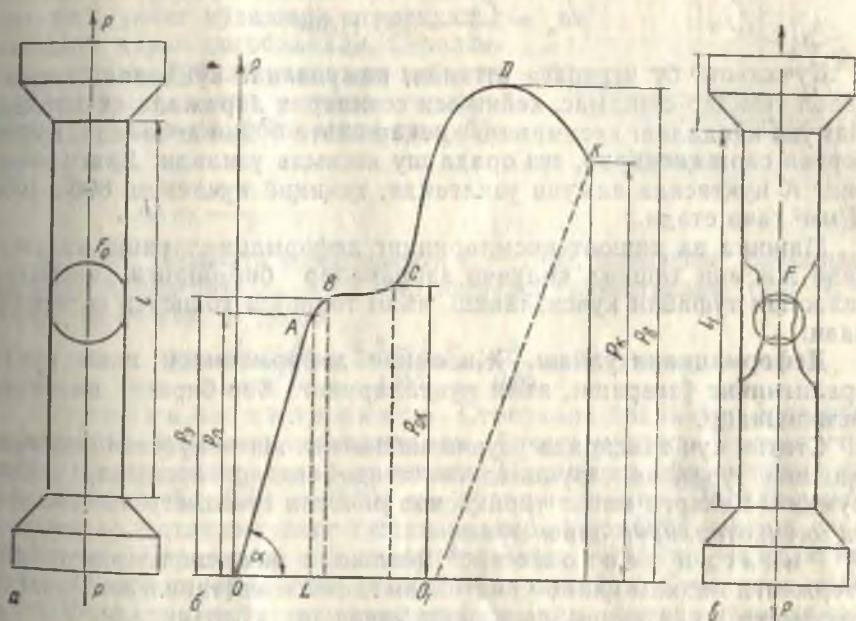
17-шаклда универсал гидравлик синаш машинасининг содда-лаштирилган схемаси келтирилган. Бу машина намуналарни 100 тонна куч таъсирида синай олади. Унинг тузилиши қуйидагича: 1— ёғ ваннаси, 2— насос, 3— машинанинг иш цилиндри, 4— плунжер (поршень), 5— қўзғалувчи рама, 6— намуна, 7— қўзғалмас рама, 8—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

лади. Бу графикнинг шартли диаграмма дейилишига 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. А 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:

$$\sigma_3 = \frac{P_3}{F}$$

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

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

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

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 қаршилиги 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 $800 \div 1000 \text{ Н/мм}^2$ гача етади.

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

Деформацияни ўлчаш. Жисмнинг 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 индикаторлари* 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 (1) ташкил қилиб, қўшимча (схемада кўрсатилмаган) мослама ёрдамида маҳкамланади. База-си $l = 20 \text{ мм}$ 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 тортқин борқали 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 нинг ўлчамлари билан бир неча марта катталаштирилади. Тензометр шкаласи мм да берилган. Шкалада олинган силжишининг оёқчалари оралиғининг ўзгаришига

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

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

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

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

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

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

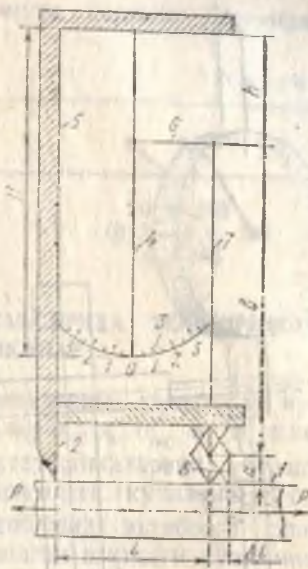
Стрелкали индикатор. Стрелкали индикатор ёрдамида чизикли ва бурчакли силжишларни ўлчаш мумкин. Бунинг учун махсус мосламалар талаб қилинади. Индикатор шкаласининг даражаланиши 0,1, 0,01 ва 0,001 мм бўлиши мумкин. Даражаланиш индикатор механизмининг тишли ғилдиракларининг узатиш сонига боғлиқ. Стрелкали индикатор ёрдамида топилган чизикли 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;

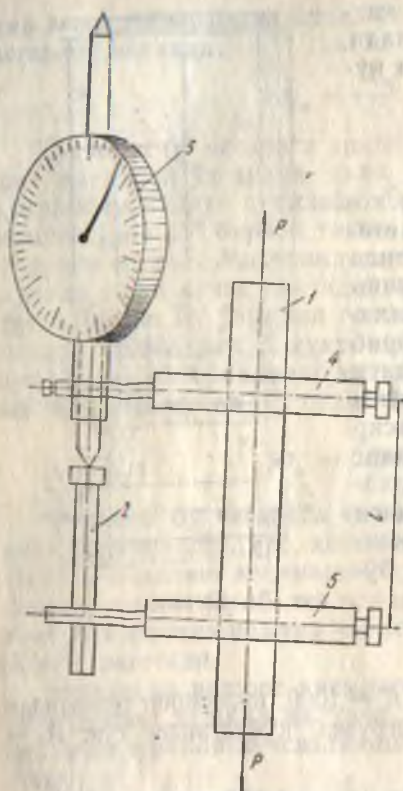
3— стрелкали индикатор;

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. Индикаторининг иш стержени (шток) стойкага, иш стержень пружинасини сиқиб, тираб қўйилади. Индикатор стрелкасини «0» га келтириб, сўнгра текширилиши



19-шакл



20- шакл

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

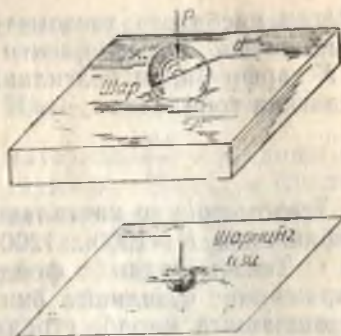
$$\sigma_b = C_b HB \text{ ёки } \sigma_b = C_R HRC$$

боғланиш бoғлиги 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 шарти 2-жадвалдан олинади.

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

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



21- шакл

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

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

Бунда P — босим кучи; F — шарчани намуна сиртига боғгандаги қолдирган изи юзаси.

2-жадвал

Материалнинг номи	σ_s
Прокатланган ва болғаланган пўлат	0,36 НВ
Қуйма пўлат	(0,3 — 0,4) НВ
Қул ранг чуян	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 σ_n ; σ_s ; $\sigma_{ок}$; σ_a ; σ_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_k) 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:

$$\sigma_n = \frac{P_n}{F}; \quad \sigma_{ок} = \frac{P_{ок}}{F}; \quad \sigma_s = \frac{P_a}{F}.$$

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.

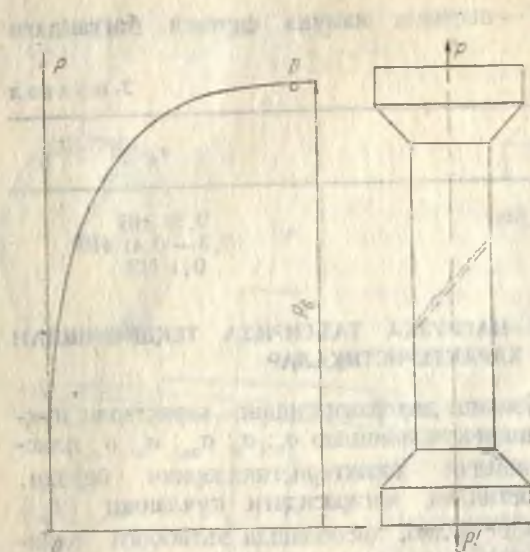
Нисбий кўндаланг қолдиқ деформация қуйидагича ифодаланади:

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

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 пропорционалик 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 (синиш машинасида олинали).

Демак, эластиклик модули:

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

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

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

Нисбий бўйлама ϵ ва кўндаланг ϵ' деформациялар орақали Пуассон коэффициентини μ аниқланади:

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

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

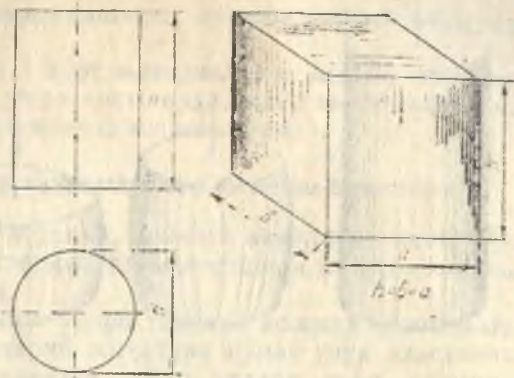
Мўрт материалнинг мустаҳкамлик чегараси вақтли қаршилик кўчланиши билан белгиланади:

$$\sigma_R = \frac{P_R}{F}.$$

Мўрт материалларда пластик материаллардаги каби пластиклик ва эластиклик характеристикалари бўлмайди.

15-§. СИҚИЛИШНИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТЕКШИРИШ

Материалларнинг сиқилишдаги механик характеристикаларини аниқлаш учун уларнинг соф сиқилишнинг таъминлайдиган ўлчамларда цилинрик, 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 цилинрик намунанинг диаметри $d = 20 \div 25$ мм, узунлиги $h = 50 \div 60$ мм атрофида олинади.

Егоч 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 ($40 \times 40 \times 60$).

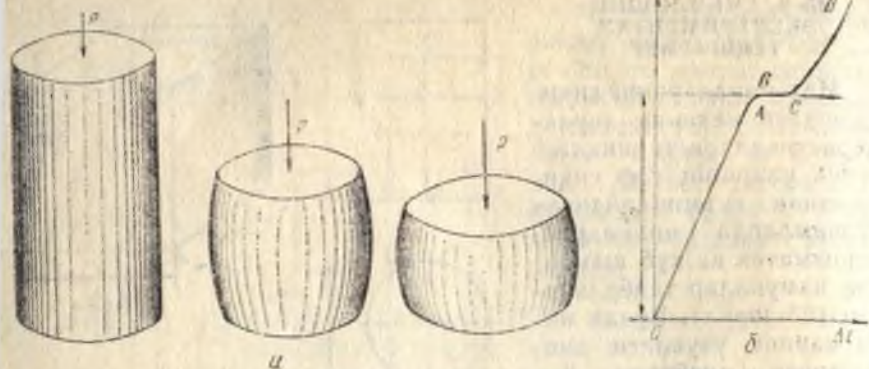
Намуналарни сиқилишга текшириш ҳам юқорида кўриб ўтилган узувчи машиналарда олиб борилади. Бунинг учун машина намунани сиқилишга текшириш учун мўлжалланган мосламалар билан жиҳозланади (17-шакл). Шунинг учун ҳам синаш машиналари универсал синаш машиналари дейилади.

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

Сиқилиш диаграммаси

Пластик материалларнинг сиқилиш характери ва диаграммаси 24-шаклда берилган. Пластик материал статик куч таъсирида секип-аста қисқариб, олдин бочка шаклга, сўнг 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 оқини чегараларига эга эканлигини кўрамиз. Чунки пластик материал эластиклик деформацияси чегарасида чўзилишга ҳам, сиқилишга ҳам бир хил ишлайди. Диаграмма С нуқтадан сўнг, (оқини чегараси тугагандан сўнг) юқорига қараб куч ўқига



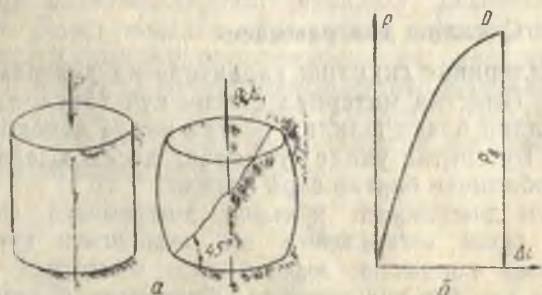
24- шакл.

(P) параллел бўлишга иштилади. Мустаҳкамлик чегараси (D нуқта) чексизликка иштилади. D нуқтанинг чексизликда бўлиши пачоқланган намунанинг яна юк кўтариши мумкинлигини кўрсатади. Пластик материалларнинг мустаҳкамлик (σ_n ; $\sigma_{ок}$), 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-билинемас 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:

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

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 чиқадики, 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 баравар юқоридир. Назарий мустаҳкамликка яқинлашнинг икки йўли бор:

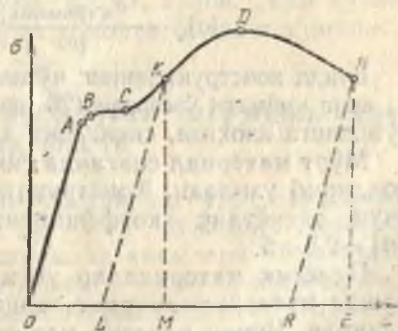
1. Соф кристалл панжарали, бегона аралашмалари бўлмаган, материал олиш йўли билан. Ҳозирги вақтда ипсимон кристалли чўян ва бошқа металллар олинган бўлиб, уларнинг таркибиде кўндалмаalar йўқ. Бундай чўянларнинг мустаҳкамлик чегараси 15 ГПа гача етади.

2. Бу усул металллар таркибидеги кристаллар структурасининг бузилишига асосланган бўлиб, улар металллар микроструктурасининг пластик деформацияланиши ва термик ишлов беришнинг бири-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 таоммила ўзининг дастлабки вазиятига 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, оқини чегарасидан ўтиб кетса) масалан, бирон K нуқтага борганда юк олиб ташланса, (27-шакл) у вақтда диаграмма KL — AQ 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 қолдиги LR га тенг бўлади. 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. МУСТАҲКАМЛИКНИ 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 коэффиценти (мустаҳкамликни таъминлаш коэффиценти) дейилади. У $[n]$ ҳарфи билан белгиланади.

Демак, мўрт материаллар учун рухсат этилган кучланиш қуйидагича ифодаланади:

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

Бунда конструкциянинг чўзилишга ёки сиқилишга ишлашига қараб $\sigma_{\text{в}}$ 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 коэффиценти 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:

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

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

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

Пластик материал учун олинган эҳтиётлик коэффициентни 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 $\sigma_{\text{ок}}$ ва σ_a таъсир этувчи нагрузкани аниқ ўлчаш мумкин эмаслигини қабул қилинган ҳисоблаш усуллариининг ноаниқлигини (гипотезалар); детални тайёрлашда йўл қўйилган хатоликларни ва бошқаларни ҳисобга олади.

Рухсат этилган кучланишлар $[\sigma]$ Давлат стандартларида белгиланади ҳамда лойиҳаларининг 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 таъминланган ҳолда намуна енгил, арзон, кам қувват сарфланадиган ҳамда вазифасига кўра тезюрар бўлиши мумкин.

17-§. ҶУЗИЛИШГА ВА СИҚИЛИШГА ИШЛАЕТГАН СТЕРЖЕНЛАРНИНГ МУСТАҲКАМЛИК ШАРТИ

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

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

Бу қўзилишга мустақкамлик (ҳисоблаш) формуласидир. Мустақкамлик шартидан қуйидаги учта масалани ҳал қилиш мумкин.

1. Мустақкамликни 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:

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

3. Конструкция қисмларининг юк кўтариш қобилиятини аниқлаш:

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

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

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

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

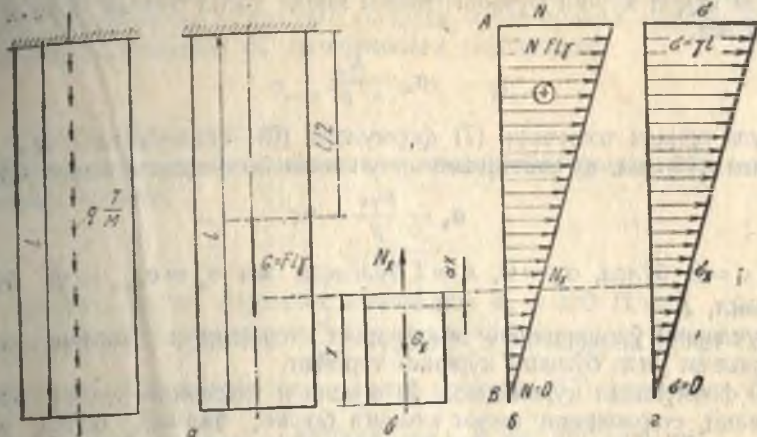
Кучланишни камайтиришнинг энг яхши усулларидан бири деталларни секин совитиш ва деталлар конструкциясini тузишда ўткир бурчаклар бўлмаслигини ва кесимларнинг кескин ўзгаришига йўл қўймасликни таъминлашдан иборат.

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

18-§. ҚУЗИЛИШГА ЕКИ СИҚИЛИШГА ИШЛАЕТГАН СТЕРЖЕНЛАРНИ ХИСОБЛАШДА 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 устуллари, қалин девор, маховик ва шкивларнинг тўғиллари ва бошқалар)



28- шакл.

ни лойиҳалашда уларнинг ўз оғирликларини ҳисобга олиш шарт. Стерженнинг ўз оғирлиги унинг узунлиги бўйлаб ҳамма кесим 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 кесим юзасида ҳосил бўладиган ички куч ва кучланишни топиш учун юқоридаги сингари кесин усулидан фойдаланамиз. Масалан, юқори учи билан қистирилган узунлиги l солиштирма оғирлиги γ кесим юзаси F бўлган стержень берилган бўлсин (28- шакл, а). Стерженнинг пастки, эркин учидан x масофадаги кесим юзасида ҳосил бўладиган ички кучни ва кучланишни топиш учун шу масофада кесамиз ва юқори қисминини ташлаб юбориб, пастки қисмининг мувозанат ҳолатини текшираемиз (27- шакл, б). Унинг тенгламаси қуйидагича ёзилади:

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

Бунда $G_x = F\gamma x$ мувозанатлиги текшириляётган қисмининг ўз оғирлиги. Демак ички куч

$$N_x = G_x = F\gamma x,$$

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

Агар $x = 0$ бўлса, $N_x = 0$.

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

эга бўлади. Бунн 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, г).

Кучланиш ўзгаришининг эпюрасидан стерженнинг хавфли кесими қистирилган учда бўлиши кўриниб турибди.

(8) формуладан кўринадики, ўз оғирлиги таъсирида ҳосил бўлган кучланиш, стерженнинг кесим юзасига боғлиқ бўлмай, балки унинг материалига ва узунлигига боғлиқ экан. Стерженнинг 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 биноан қуйидагича ҳисобланади:

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

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

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

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

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

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

бунда $[\sigma]$ рухсат этилган кучланиш.

(11) формуладан стерженнинг ўз оғирлигидан мустаҳкамлигини таъминловчи рухсат этилган узунликини топиш мумкин:

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

Агар стержень ўз оғирлиги таъсиридан узилган булса, бу ҳолга

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

$$\sigma_{\max} = \sigma_x = \sigma_b = \gamma l_k, \quad (12)$$

σ_x — критик кучланишдир.

(12) формуладан фойдаланиб стерженларнинг критик узунликларини аниқлаш мумкин:

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

Масалан, вақтли қаршилик кучланиши $\sigma_b = 380 \text{ Н/мм}^2$, 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, сўнгга 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 мувозият тенгламасини ёзамиз:

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

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

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

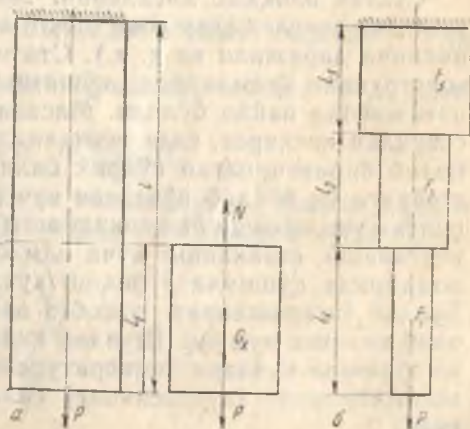
Бунда кучланиш стерженнинг узунлиги x га боғлиқ ҳолда қуйидагича ўзгаради: ($0 \leq x \leq l$).

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

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

Стерженнинг мустаҳкамлик шарти

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



29-шакл.

Стерженнинг кесим юзаси қуйидагича 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 поғона-ларининг кесим юзалари қуйидагича 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 абсо-лют узайиши эса Гук қонунига биноан алоҳида нагрузка таъсиридан ва алоҳида ўз оғирлигидан аниқланиб, сўнгра алгебраик қўшилади:

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

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

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

19-§. ЧУЗИЛИШ ВА СИҚИЛИШДАГИ СТАТИК АНИҚМАС МАСАЛАЛАР

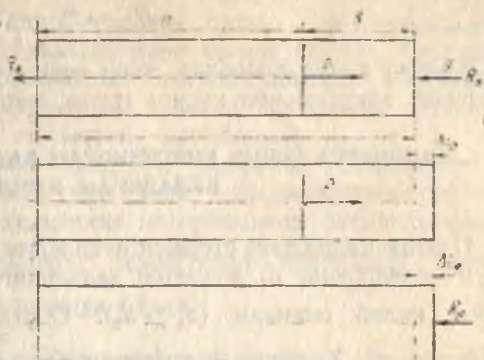
Биз юқорида машина қисмларида ҳосил бўладиган ички куч ва кучланишларни статиканинг мувозанат тенгламаси ёрдамида аниқ-ладик. Бундай масалалар *статик аниқ масала* дейилади. Баъзида шундай масалалар учрайдики, уларни ечиш учун статиканинг муво-занат тенгламаси етарли бўлмайди, системанинг деформациялани-шини 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 қисти-рилган учи кўчиши ёки сиқилиши (пачоқланиши) керак. Рельснинг кенгайиши, стойканинг кўча олмаслик сабаблари уларнинг кесим юзаларида қўшимча зўриқиш кучларининг пайдо бўлишидандир. Бундай ўзгаришларни ҳисобга олмаслик кўнгилсиз оқибатларга олиб келиши мумкин. Шундай қилиб, система қисмларида қўшим-ча зўриқиш кучлари температуранинг ўзгариши, таянч ва шарнир кесимларининг (нуқтасининг) силжиши натижасида содир бўлар экан.

Статик аниқмас системани ечишда асосий масала қўшимча зў-риқишдан 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 масалани ечиш учун статиканинг мувозанатлик шартидан фойдаланамиз, яъни $\sum y = 0$. xy координата системасининг y ўқига нисбатан ҳамма кучларнинг проекцияларининг йиғиндисини оламиз:



30-шакл.

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

(14) тенгламадан кўринадики, масала статик аниқ эмас (иккита номаълум). Бу тенгламани ечиш учун қўшимча тенглама тузиш керак. Қўшимча тенглама тузиш учун P кучнинг таъсиридан деформацияланиши мумкин 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:

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

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

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 тенгласидир. 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 қийматини (14) га қўйсак, R_A ни топамиз:

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

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

20-§. ЦИЛИНДРГА СИҚИБ КИЙГИЗИЛГАН ҲАЛҚА КЕСИМ ЮЗАСИДА ҲОСИЛ БУЛАДИГАН КУЧЛАНИШ

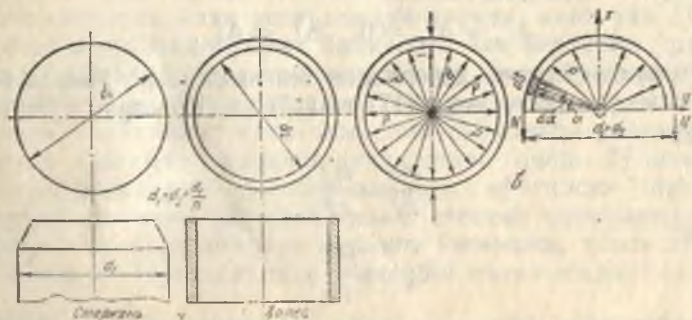
Одатда цилиндрик стерженга ҳалқани қўзғалмас қилиб кийгизиш учун цилиндрнинг d_1 диаметри ҳалқанинг ички диаметри d_2 дан каттароқ қилиб олинади ($d_1 > d_2$). Одатда бу фарқ $\frac{d_1}{n} = \frac{d_1}{1000}$ бўлади (31-шакл, а). Ҳалқани цилиндрга кийгизиш учун, у цилиндрга сиғадиган даражада қиздирилади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

Бундан:

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

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 қўндаланг 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

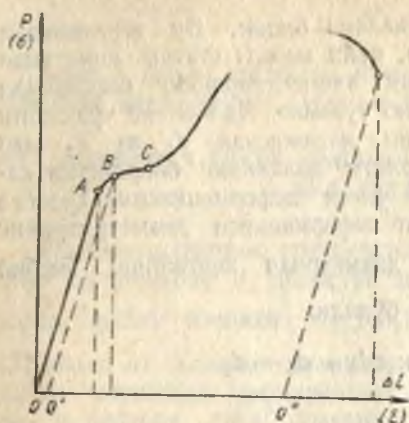
$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{E}{n}.$$

Ҳалқа пулатдан ясалган бўлса, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ бўлиб, кесимдаги кучланиш $\sigma = \frac{200\,000}{1000} = 200 \text{ Н/мм}^2$ га тенг бўлади.

Чўзилишда ташқи куч бажарган иш.

Деформациянинг потенциал энергияси

Намунани чўзилишга ва сиқишга 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, *ОАВСДКО* диаграмманинг тўла юзи ташқи чузувчи кучларнинг намунави чўзишда бажарган ишини кўрсатади.

Агар диаграмма бўйича кучланиш *В* нуқтага етганда, яъни эластиклик чегарасида, намунадан нагрузка аста-секин олинса, намуна қисқаради, лекин ўзининг дастлабки ўлчамларига тўла қайта олмайди. Демак намунави чўзишга сарфланган иш материалдан тўла қайтмайди, яъни ташқи кучлар бажарган ишининг бир қисми қолдиқ узайиш ҳосил қи-

лишга сарф бўлади, яъни энергия бир турдан иккинчи бир турга (кинетик энергияга айланади).

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

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

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 оққали 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 (*А* 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 стерженьга 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 солиш-тирма потенциал энергияни беради.

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

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

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

$$U = (\sigma_1\epsilon_1 + \sigma_2\epsilon_2 + \sigma_3\epsilon_3)/2.$$

Чўзилиш ва сиқилиш деформациясига оид масалалар ечиш тартиби

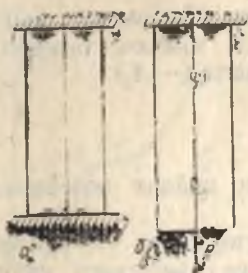
Чўзилиш ва сиқилишга берилган масалаларда асосан уч ҳол бўлади:

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

Бу масалаларда асосан ички кучлар, кучланишлар (уларнинг эпюралари қурилади), стерженьларнинг 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 стерженьни 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 ўқида 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 ўқиға параллел олинган $A'B'$ чизиги атрофида кучланиш эпюраси маълум масштабда қурилади. Ички куч ва кучланиш эпюраларининг масштаби қуйидагича топилади:

$K_N = \frac{N}{m} \left[\frac{H}{\text{мм}} \right]; K_\sigma = \frac{\sigma}{m'} \left[\frac{H/\text{мм}^2}{\text{мм}} \right] \cdot m$, 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 стерженьнинг 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 огирлиги ёки ўқ бўйлаб йўналган таъсиридан) 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 огирлигидан абсолют чўзилиш

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

Ўқ бўйлаб чўзувчи куч таъсирида абсолют чўзилиш

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

бунда α — чизикли кенгайиш коэффициенти, Δt — ҳароратнинг ўзгариши, G — стерженьнинг огирлиги. Бу чўзилишлар масаланинг шартига биноан сиқувчи реакция кучи таъсиридан абсолют қисқаришга (сиқилишга) тенг бўлади, яъни:

$$\Delta l_R = \Delta l_t; \Delta l_R = \Delta l_G; \Delta l_R = \Delta l_P.$$

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 мустаҳкамлиги текширилади. Бунинг учун справочникдан берилган материал учун оқин чегарасидаги кучланиш ёки вақтли қаршилик кучланиши танлаб олинади. Сўнгра стерженнинг ишлаш шароитига қараб эҳтиётлик коэффициенти n чўзилишга ишлаётган стержень учун $2 \div 2.5$ оралиғида (сиқилишга $1.5 \div 2$) танлаб олинади. Мўрт материаллар учун $n = 3 \div 5$ оралиғида олинади. Масалан, Ст. 3 маркали пўлат стержень учун $\sigma_{ок} = 240 \text{ Н/мм}^2$ бўлганда, эҳтиётлик коэффициенти $n = 2$ 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. Ўқ бўйлаб йўналган, юк таъсиридаги металл стерженнинг (34-шаклга қаранг):

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

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

3. Стержень хавфли кесим юзасининг мустаҳкамлиги текширилсин.

4. Мустаҳкамлик шартидан фойдаланиб —5 фонзгача 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 кесим 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 — I кесим:

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

II участка, 2 — II кесим (32-шакл, в).

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

Бўлган учун II участкада стержень чўзилишга ишлайди. Топилган N_1 ва N_2 ларининг 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 ихтиёрий 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 чизикқа перпендикуляр ҳолда ўтказилган чизик устида ўлчаб олинади. Ўлчаб олинган векторларнинг учлари туташтирилиб, ички куч эпюраси ҳосил қилинади (34- шакл, $г$).

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

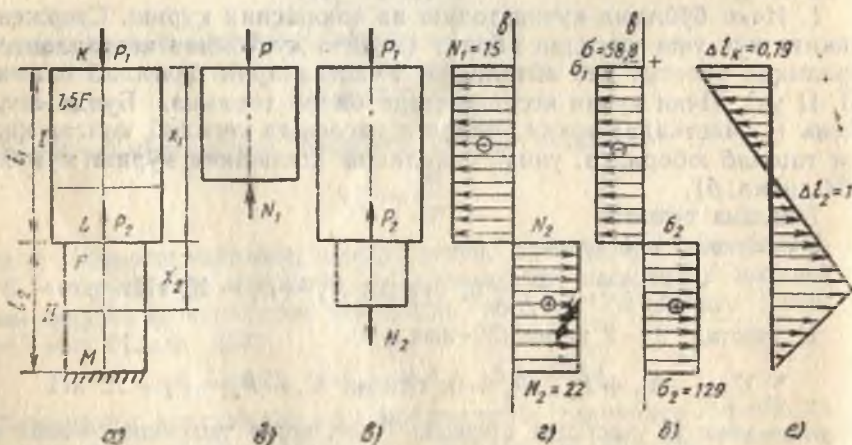
2. Кучланишни топиш ва эпюрасини қуриш.

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

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

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

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 ҳўзилиши ёки қисқаришини Гук қонунига асосан топамиз, яъни I участкада K нуқта (K — кесим юза) Δl_K га силжийди.

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

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

$$\Delta l_L = \frac{N_2 L_2}{EF} = \frac{22000 \cdot 1500}{2 \cdot 10^5 \cdot 170} = \frac{330}{340} \approx 1 \text{ мм}.$$

II участканинг қистирилгн 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 масштабни 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 қийматини топиб ($\Delta l_L = 10$ мм), ички куч, кучланиш эпюралари сингари, уларнинг ёнидан стержень ўқиға параллел бўлган ab чизиги олиб, унинг устиға стержень поғоналаридаги характерли кесимлардан чиққан горизонтал чизик устиға ўлчаб қўйиб топилган нуқталарни туташтирсак, стержень кесим юзаларининг силжиш эпюраси ($\lambda = f(x)$) қурилган бўлади (34-шакл, е). $\lambda = f(x)$ эпюрадан стерженьларнинг бикрлигини ҳисоблашда фойдаланилади. Стерженьларнинг умумий силжиши, участкалар силжишларининг йиғиндисига тенг бўлади:

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

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

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

Демак, $129 \leq 130$ тенгламанинг шарти 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:

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

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 топилади.

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

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

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

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

га тенг бўлиши керак.

2- масала.

Икки учи билан қистирилган поғонали стержень (35- шакл) геометрик ўқ бўйлаб йўналган куч таъсирида; стерженни девор оралиғига 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 табдирлари кўрилсин.

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

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

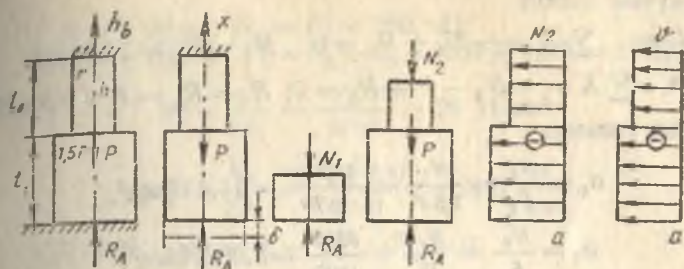
Е ч и ш: 1. Берилган стерженни маълум масштабда чизиб оламиз (35- шакл, а).

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 (х) 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. Натижада 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 ораллигига қистирилган стерженнинг узулиги 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:

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

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

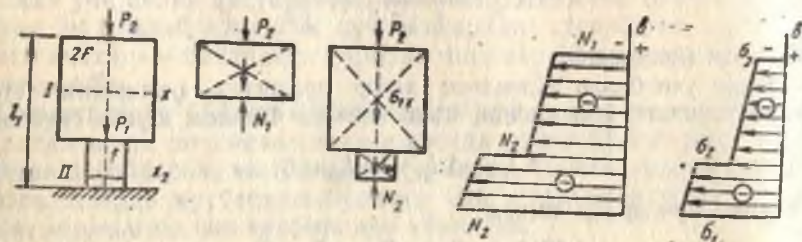
Мустаҳкамликни текшириш ва керакли кесимни танлаш.

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

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

3- масала.

Поғонали стерженьни сиқилишга ҳисоблаганда ўз огирлиги ҳам эътиборга олинган ҳолда (36- шакл) ички куч, кучланиш ва абсолют қисқариши топилсин. Эпюралари қурилсин. Хавфли қирқимнинг мустаҳкамлиги 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:

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

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

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

Ички куч ва кучланишни кесиш методидан фойдаланиб топамиз:

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

$$G_1 = F \cdot l_1 \cdot \gamma = 4000 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 7,8 \cdot 10^{-5} = 18,7 \text{ кН}.$$

$$G_1 = Fx \gamma.$$

$x = 0$ бўлса, $N_1 = P_2 = 160$ кН;
 $x = l_1$ бўлса, $N_1' = P_2 + G_1 = 160 + 18,7 = 178,7$ кН.

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

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

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

$$N_2 = P_1 + G_1 + P_2 + F_2 x_1 \gamma_2 \quad (0 \leq x_2 \leq l_2) \quad (2)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

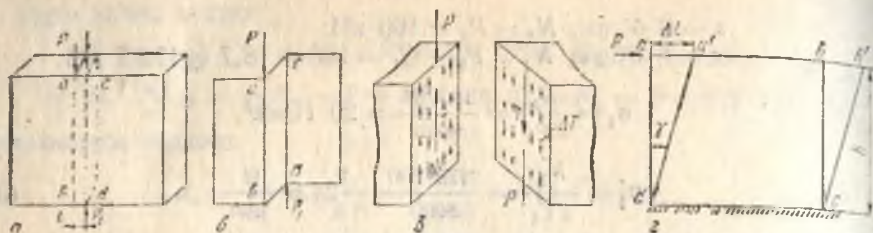
$$\Delta l_6 = \frac{P_2 \cdot l_1}{2 E \cdot F} = \frac{16 \cdot 10^4 \cdot 6 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 4 \cdot 10^3} = -4,3 \text{ мм}.$$

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

III б о б. Силжиш

21-§. Силжиш деформациясининг ҳосил бўлиши 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 нисбатан 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 михларининг кесилишга ишлаши бунга мисол бўла олади. Мўрт материалларни оддий сиқилишга текширишда намуна ўқи билан 45° бурчак ҳосил қилган кесим бўйича таъсир этувчи уринма кучланиши ($\tau_{\max}$) таъсирида ёрилиши ҳам бунга мисол бўла олади. Қесилган 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 ($T = \sum \Delta T$) умумий юзага бўлган нисбатига 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 кучланишларини 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).

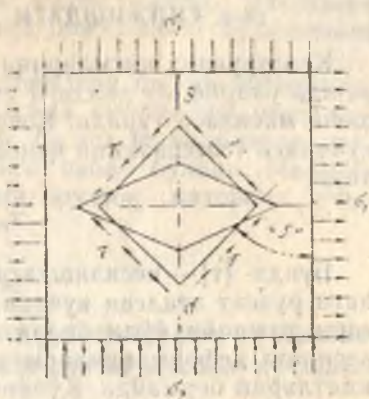
Шундай қилиб a $в$ c d элементнинг юзасида фақат уринма кучланишлар қолади. Шундай кучланиш ҳолатидаги a $в$ c d элементнинг шакл ўзгариши соф силжиш дейилади. Фақат уринма кучланиш таъсир қилаётган юзага соф силжиш юзаси дейилади. Соф силжишга ишлаётган қирра куч таъсирида ўз шаклини ўзгартиради. Масалан, 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.

38- шакл.

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

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

буида $1/G$ — пропорционаллик коэффиценти; G — силжишдаги эластиклик модули; GF — юза бикрлиги.

Силжишдаги эластиклик модули G материалнинг кўндаланг силжишга қаршилик кўрсатиш қобилиятини 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 боғланишда 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 коэффиценти (Пуассон коэффиценти) 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.

23-§. СИЛЖИШДАГИ РУХСАТ ЭТИЛГАН КУЧЛАНИШ

Конструкция қисмларини силжиш, кесилиш ва ёрилишга ҳисоблашда уларни шу ҳилдаги 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 йули 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:

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

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

2. Иккинчи мустаҳкамлик назариясига асосан:

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

Рухсат учун $\mu = 0,3$ эканини 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 подшпиннигининг (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:

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

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

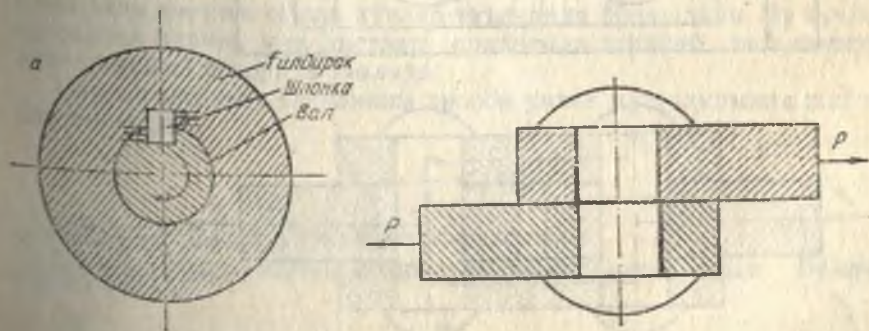
$$[\sigma]_{\Sigma} = (2 \div 2,5) [\sigma],$$

(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 ораллиғидаги 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.

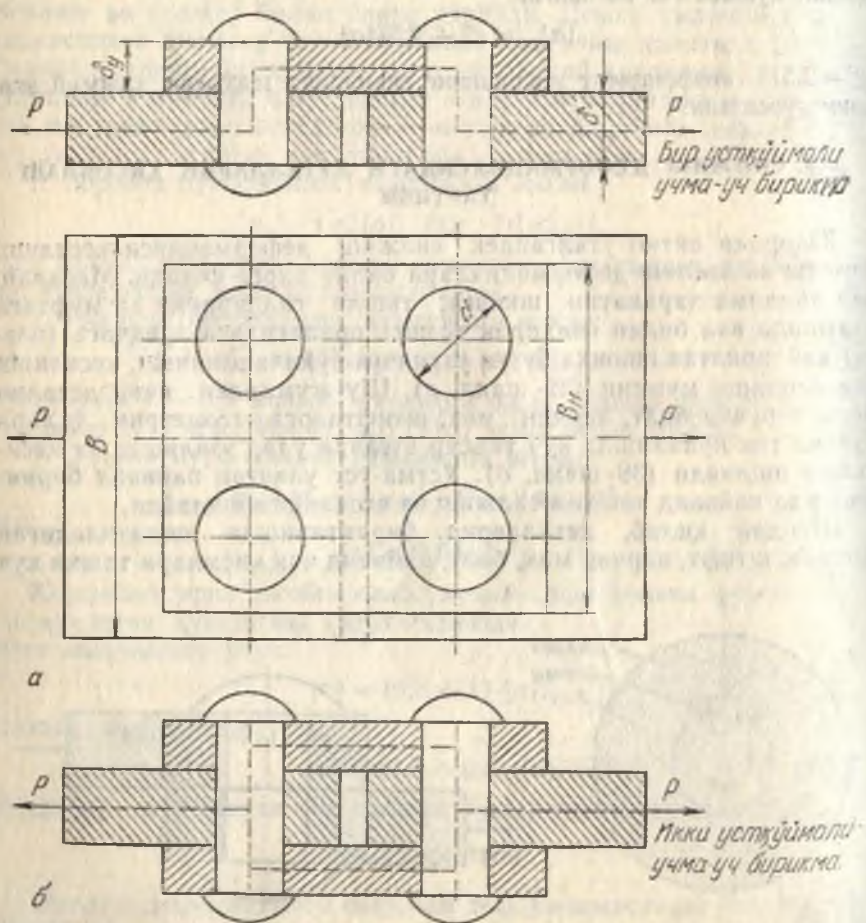
таъсирида силжнш деформациясига ишлар экан. Биз қуйида парчин михли ва пайванд бирикмаларни ҳисоблаш билан танишамиз. Бирикмаларни ҳисоблаш деганда уларнинг мустаҳкамлигини таъминлаш, ўлчамларини аниқлаш ва юк кўтара олиш қобилиятини топиш тушунилади.

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

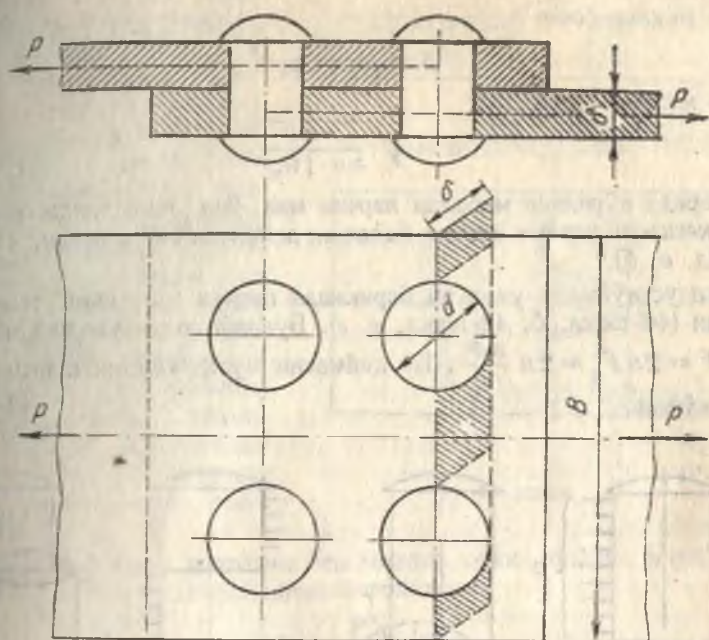
26-§. ПАРЧИН МИХЛИ БИРИКМАЛАРНИ ҲИСОБЛАШ

Парчин михли бирикмалар икки хил бўлади:

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



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 мих ўқига тик йўналишда, бирикмага чузувчи ёки сиқувчи кучлар таъсир этиши мумкин. Бу кучларнинг бир листдан иккинчи листга ўтиш схемаси пунктирли чизиқлар билан кўрсатилган. Куч таъсир чизиқларидан кўриниб турибдики, парчин мих бир-бирига жуда яқин қарама-қарши кучлар таъсирида бўлар экан. Бу кучлар таъсирида парчин мих листлар оралиғида кесилиб, лист тешигининг тегишган деворида эзилади.

Парчин михнинг кесилишга ҳисоби унинг мустаҳкамлик шартидан топилади.

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

бунда $F = n F_k$ — умумий кесилиш юзаси.

$F_k = \pi d^2/4$ — битта парчин михнинг кўндаланг кесим юзаси. Буларни ўринга қўйсак

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

Парчин михлар сон:

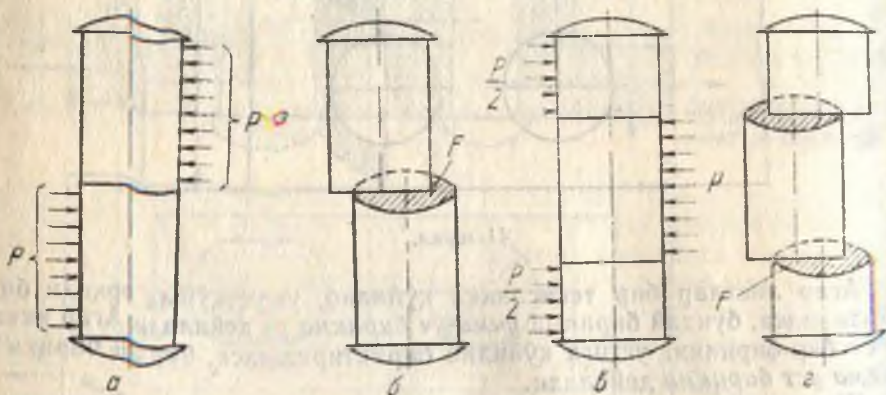
$$n = \frac{4P}{[\tau]_K \cdot \pi d^2}$$

Парчин михнинг диаметри:

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

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 уст-уймалли учма-уч бирикмада парчин мих икки текисликда кесилади (40-шакл, в, 42-шакл, в, г). Бундай ҳолда умумий кесилма юзаси $F = 2n \cdot F_K = 2n \cdot \frac{\pi d^2}{4}$. Бу қийматни мустақкамлик шарты формуласига қўйиб:



42-шакл.

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

Парчин михлар сони

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

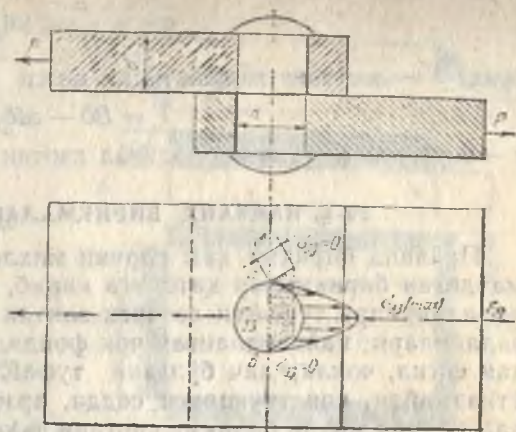
Парчин мих диаметри

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

17-§. ПАРЧИН МИХНИ ЭЗИЛИШГА ҲИСОБЛАШ

Парчин михнинг диаметри лист тешигининг диаметрига қараганда кичик бўлади. Шунинг учун 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 миҳ 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 кучланишининг ўртача қиймати-га тўғри келадиган, тахминан тешик диаметридан ўтувчи текислик юзасида қабул қилиш мумкин, яъни $F_{\text{эз}} = d \delta$.



43- шакл.

Парчин миҳнинг диаметри ёки миҳлар сони эзилиш учун мустаҳкамлик формуласидан фойдаланиб топилади:

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

бунда $F = nF_{\text{эз}} = nd\delta$ — умумий эзилиш юзаси; $F_{\text{эз}} = d\delta$ — битта парчин миҳнинг эзилиш юзаси қалинлиги кичик бўлган лист учун ҳисобланади, n — парчин миҳлар сони. Демак, $\frac{P}{nd\delta_{\text{min}}} \leq [\sigma]_{33}$, бундан

$$n = \frac{P}{d\delta_{\text{min}} \cdot [\sigma]_{33}}.$$

28- §. ПАРЧИН МИХЛИ БИРИКМАНИ ҲИСОБЛАШ СХЕМАСИ

Ҳисоблаш қуйидаги тартибда олиб борилади:

1. Бирикманнинг мустаҳкамлигини таъминлай оладиган парчин миҳлар сони (агар диаметри берилган бўлса) ёки диаметри (агар миҳлар сони берилган бўлса) топилади.

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

3. Парчин миҳларнинг сони ва диаметри топилгандан сўнг, унинг мустаҳкамлиги кесилишга ва эзилишга текширилади.

4. Парчин миҳли бирикмада миҳлар учун листларда тешиклар тешилади, бу тешиклар лист мустаҳкамлигини камайтириши мумкин (38-шаклда пунктир билан кўрсатилган юза). Ўз навбатида бу хавфли кесимларининг мустаҳкамлиги чўзилиш ва сиқилишга текширилади:

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

бунда F — листнинг хавфли кесим юзаси

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

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

29-§. ПАЙВАНД БИРИКМАЛАРНИ ҲИСОБЛАШ

Пайванд бирикма ҳам парчин миҳли бирикма сингари, ажрал-майдиған 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, оралик-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 ораликда 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 қўйидаги формула ёрдамида текширилади:

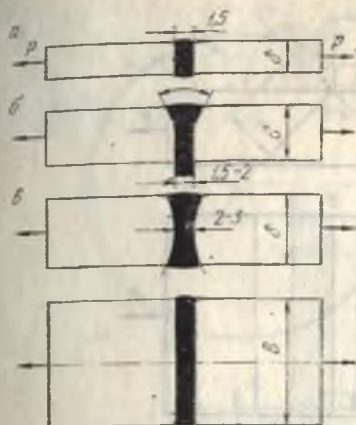
$$\sigma' = \frac{P}{F} \leq [\sigma'],$$

бунда σ' — чок кесим юзасида ҳосил бўладиган ҳақиқий кучланиш; $[\sigma']$ — чок материали учун рухсат этилган кучланиш. У лист материалнинг рухсат этилган кучланиши орқали қўйидагича олинади: чўзилишга ишлайётган чок учун $[\sigma]_q = (0,6 \div 0,8)[\sigma]$; сиқилишга ишлайётган 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:

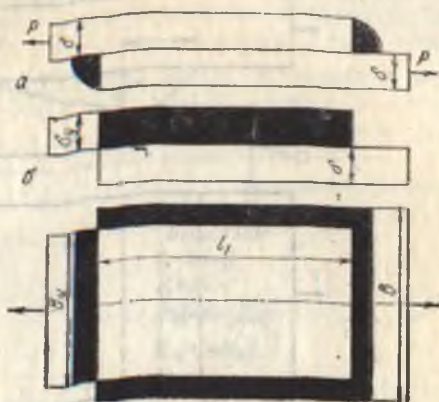
$$P_1 \leq F[\sigma]_q = \delta l \cdot [\sigma]_q.$$

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 таъсирида чузилади (44-шакл). Рухсат этилган кучланиш $[\sigma]_q = 150 \text{ Н/мм}^2$ бўлса, шу юкни кутаре оладиган бирикма лойиҳалансин.

Ечиш: 1. Пайванд чок учун рухсат этилган кучланиши 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:

$$l = \frac{P}{\delta [\sigma]'_q} = \frac{60\,000}{6 \cdot 105} = 95 \text{ мм.}$$

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

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

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

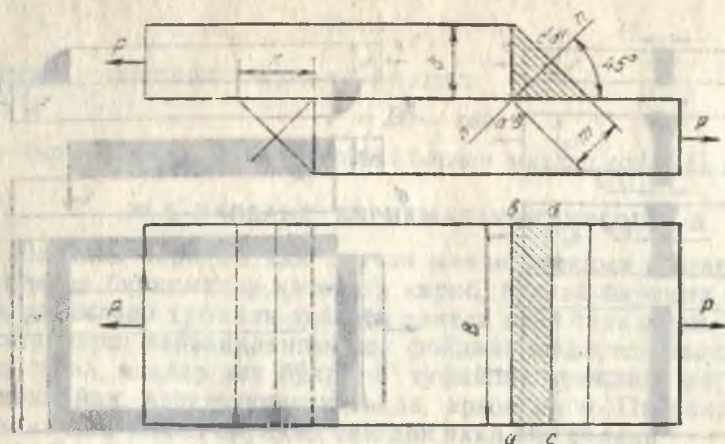
бунда $[\tau]'_k$ — чокнинг кесилиш учун рухсат этилган кучлавлари. У бирикма листларнинг чузилишга рухсат этилган кучланиши оқали қуйидагича қабул қилинади:

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

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 юзанинг
қийматини мустаҳкамлик формуласига қўйсақ, қуйидаги келиб чиқади:

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

Бунда пайванл чокнинг узунлигини топиш мумкин:

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

Силжиш деформациясига оид масалаларни ечиш

1- масала. Кривошип-ползунли механизмда шатун кривошип би-
лап шарнирли бирикади. Агар бу бирикниш 47- шаклда кўрсатилга-
нидек бўлиб чекка вазиятда бўлса, берилган нагрузкада кесилиш
ва эзилишга чидай оладиган бармоқнинг диаметри топилсин
(II бобдаги 1- масалага қаранг).

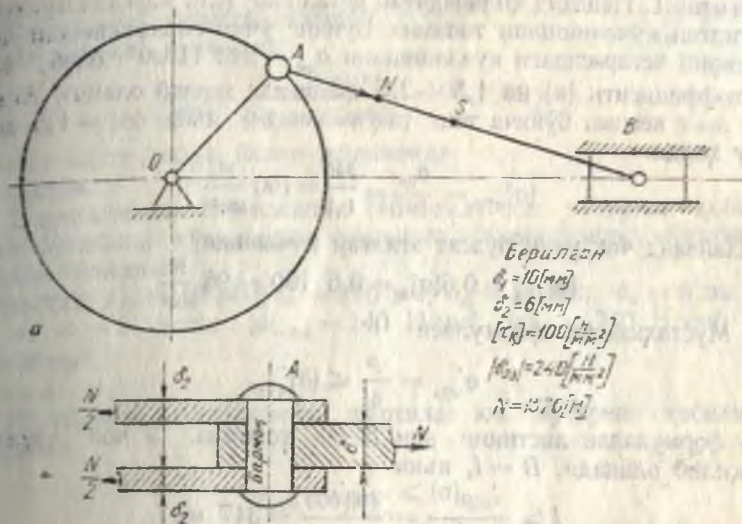
Е ч и ш. 1. Бармоқнинг диаметри кесилиш учун мустаҳкамлик
шарти формуласи ёрдамида топилиши мумкин:

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

бунда F — бармоқнинг кесим юзаси; 2 — бармоқнинг икки кесимда кес-
илишини кўрсатувчи сон.

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

бунда



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 шатуи ҳалқаларининг бармоқ билан биргаликда тегишган юзаларининг эзлишнинг эътиборга олиб, эзлиш учун мустаҳкамлик шarti формуласи ёрдамида бармоқ диаметрини топамиз. Бунда $2\delta_a > \delta_1$ бўлиб ички ҳалқа кўпроқ эзлиши мумкин, яъни хавфли ҳисобланади:

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

бунда $F_{zs} = d\delta_1$ — минимал эзлиш юзаси.

Демак,

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

бунда

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

Кесилиш ва эзлишдаги мустаҳкамлик шartiда бармоқ диаметрининг иккита қиймати топилади. Булардан каттаси мустаҳкамликни таъминлаши мумкин. Шунинг учун $d = 3,2$ мм деб қабул қилинади. Топилган диаметри яхлитлаб ($d = 4$ мм) оламиз.

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

Е чиш: 1. Пайванд қилинадиган деталнинг (Ст3 маркали пўлат) рухсат этилган кучланишини топамиз. Бунинг учун справочникдан пўлатнинг оқиш чегарасидаги кучланишини $\sigma_{оқ} = 240 \text{ Н/мм}^2$ олиб, эҳтиётлик коэффициенти $[n]$ ни $1,5 \div 2,5$ оралиғида тандаб оламиз. Агар, юк бутун лист кесими бўйича тенг тақсимланади, яъни $[n] = 1,5$ деб оласак, у ҳолда:

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

2. Пайванд чок учун рухсат этилган кучланиш:

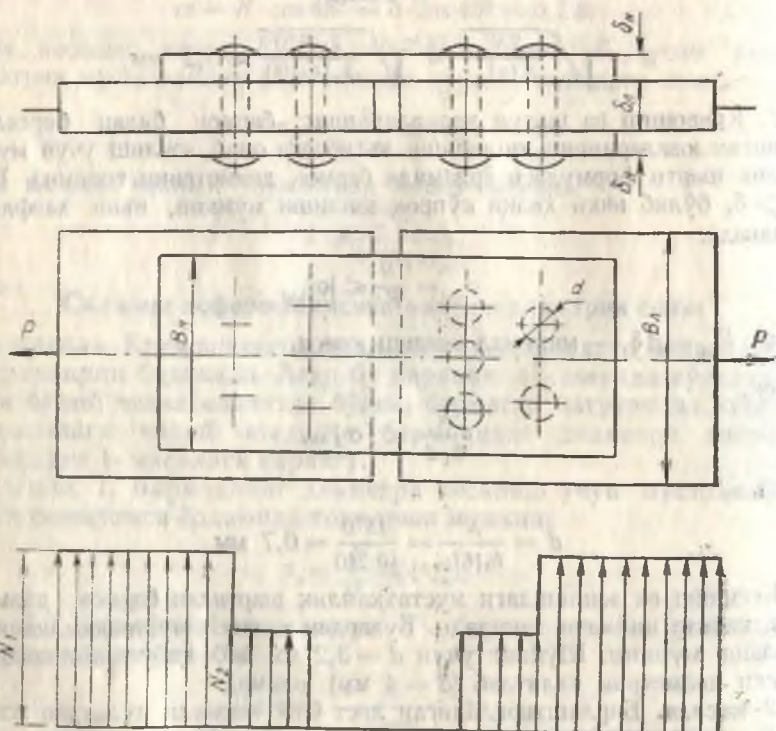
$$[\sigma]_{қўз}' = 0,6[\sigma]_q = 0,6 \cdot 160 = 96 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

3. Мустаҳкамлик формуласи:

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

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

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



48-шакл.

$l = 350$ мм қилиб яхлитлаб оламиз.
Листдаги ҳақиқий кучланиш:

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

яъни лист катта захира билан ишламоқда.

3-масала.

1. Парчин миخلي бирикманинг (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; $[\sigma]_{\text{чз}} = 140$ Н/мм²; $[\sigma]_{\text{зз}} = 240$ Н/мм²; $[\tau]_к = 100$ Н/мм².

Е ч и ш:

1. Чўзилишга мустаҳкамлик шартидан юк кўтариш қобилиятини текшираимиз.

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

$F_{\min}$ — лист (F_l) ёки устқўйма (F_n) нинг заифлашган юзаси.

$$P = [\sigma]_{\text{чз}} \cdot F_{\min};$$

$$F_l = B_l \cdot \delta_l - 3d \delta_l = \delta_l \cdot (B_l - 3d) = 13 \cdot (240 - 3 \cdot 19) = 13 \cdot 183 = 2376 \text{ мм}^2;$$

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

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

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

$$\sigma_{\text{зз}} = P / n F_{\text{зз}} \cdot [\sigma_{\text{зз}}].$$

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

$F_{\text{зз}}$ — парчин миخينинг эзилиш юзаси.

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

III. Парчин миخينинг 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 миخينинг қирқилиш юзаси,

m — қирқилишлар сон.

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

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

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

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

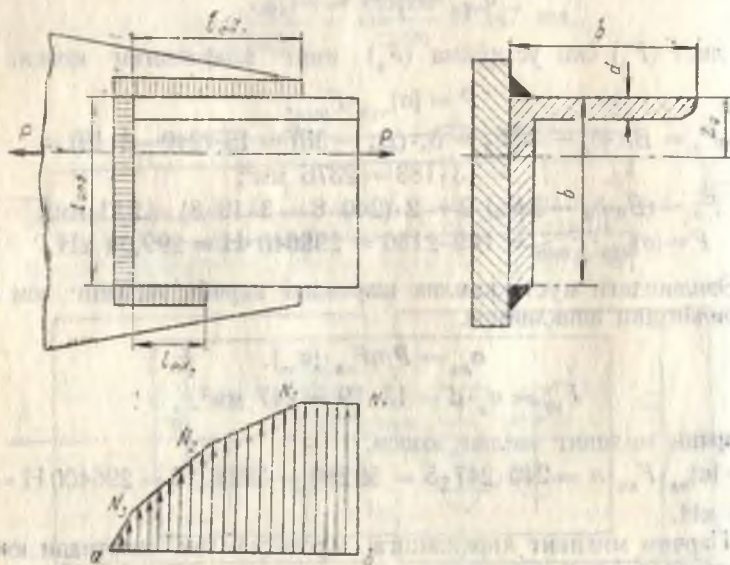
$$N_2 = P - \frac{2P}{n} = \frac{3P}{5} = \frac{3 \cdot 283000}{5} = 169800 \text{ Н.}$$

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

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

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

1. Бурчаклик қўзилишга ишлаганини ҳисобга олиб, мустаҳкамлик шартидан юк кўтариш қобилиятини топамиз.



49-шакл.

$$\sigma_{\text{чз}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{\text{чз}}$$

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

2. Пайванд чокнинг узунлигини қирқилишга мустаҳкамлик шартидан топамиз.

$$\tau_{\text{кз}} = \frac{P}{F_{\text{кз}}} \leq [\tau]_{\text{кз}}$$

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

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

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 чизиги — b баландлигининг ўртасидан ўтмайди.

3. $l_{олд} = b = 32$ мм — олд чок узунлиги, « b » 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.

$$l_{ён_1} = l_{ён} \cdot \frac{b - z_0}{b} = 141,6 \cdot \frac{32 - 9,4}{32} = 99,12 \text{ мм.}$$

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 келган ички кучни топамиз ва эпюрасини 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 бўлагининг узунлиги.

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

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

IV б о б. Буралиш

30-§. БУРАЛИШ ДЕФОРМАЦИЯСИ ҲАҚИДА ТУШУНЧА

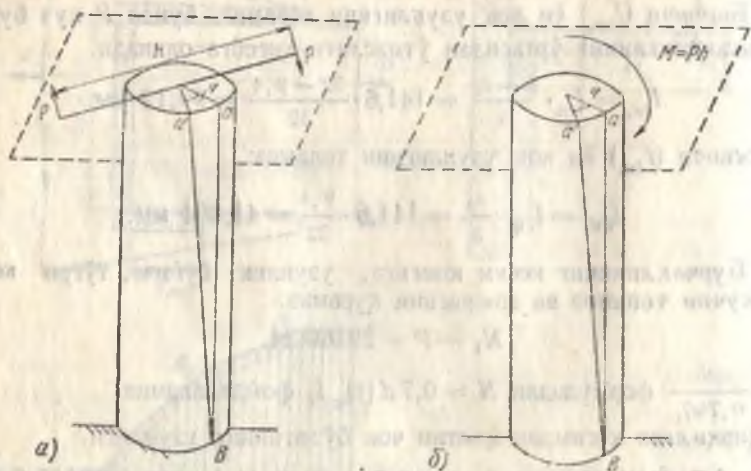
Агар бир учи билан қистирилган цилиндрик стерженнинг иккинчи эркин учига стерженнинг геометрик ўқиға тик текисликда ётувчи жуфт куч таъсир эттирилса, стерженнинг эркин учи қистирилган учига нисбатан буралади. Демак, буралиш деформацияси содир

бўлади (50- шакл, а, б). Стержень сиртида олинган стержень ўқиға параллел а в чизиқ буралиш натижасида а' б вазиятни олиб эркин учининг ф бурчакка буралганини кўрсатади. ф бурчак буралиш бурчаги дейилади.

Мисол тариқасида гайкаға резъба очишни келтириш мумкин. Метчик воротокка тик ҳолда ўрнатилиб, резъба очилганда резъба тишининг воротокка кўрсатган қаршилиги ва бу қаршилиқни 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:

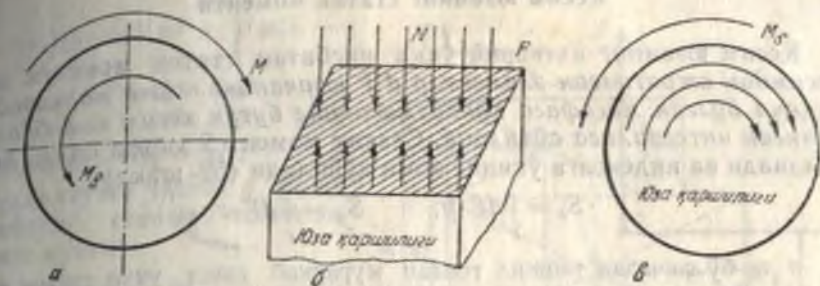
$$M = P \cdot h.$$

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



50- шакл.

Буралиш деформациясида ҳам, сиқилиш ва чўзилиш деформациясидаги сингари ички кучнинг кучланиши ва деформация қийматлари кесиниш методи ва Гук қонуни асосида аниқланади. Стерженьнинг деформацияси материалларнинг эластиклик чегарасида текширилади. Буралиш деформациясига ишлайдиган цилиндрик стерженьга 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 қаршилиқ кўрсатувчи юзага *буралишдаги қаршилиқ моменти* дейилади. Демак, бу ҳилдаги юзаларни билмасдан туриб, буралиш деформациясини ўрганиш қийин. Қуйида биз шунга ўхшаш текисликларнинг баъзи бир геометрик характеристикалари билан танишамиз.

31-§. ТЕКИС КЕСИМ ЮЗАЛАРИНИНГ ГЕОМЕТРИК ХАРАКТЕРИСТИКАЛАРИ

Юқориди кўрганимиздек, чўзилиш ва сиқилиш, кесилиш деформацияларида стерженларнинг мустаҳкамлиги, бикрлиги ва уларда ҳосил бўладиган кучлапиш асосан кўндаланг кесим юза F га боғлиқдир. Буралиш, эгилиш ва мураккаб қаршилиқ деформацияларига ишлатган 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 қаршилиқ моментларидир. Юқориди 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

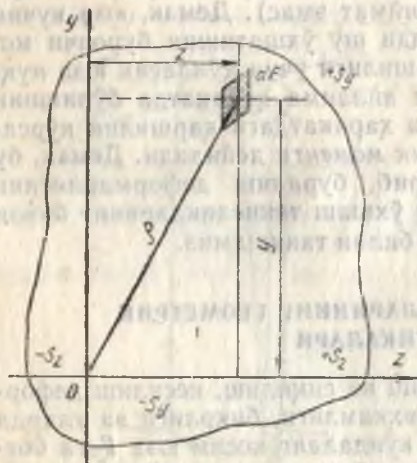
Кесим юзанинг ихтиёрий ўққа нисбатан статик моменти деб, кесимдан ажратилган элементар dF юзачанинг юзача марказидан ўқчага бўлган масофага кўпайтмасининг бутун кесим юза бўйича олинган интегралига айтилади. Статик момент S ҳарфи билан белгиланади ва индексига ўқнинг номи қўйилади (52-шакл):

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

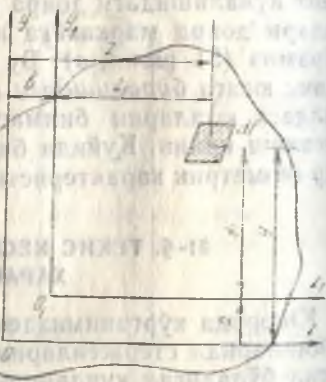
n та бўлакчадан ташкил топган мураккаб шакл учун статик момент қуйидагича ёзилади:

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

буида 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 иккита параллел ўқларга нисбатан статик моментларини олиб, улар орасидаги боғланишни 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 $y_1 = y - a$ эканлини эътиборга олиб (1) тенгламага қўямиз:

$$S'_{x_1} = \int_F (y - a) \cdot dF = \int_F y dF - a \int_F dF = S_{x_1} - aF.$$

Демек, $S_{x_1} = S_{x_1} - aF$.

Худди шунга ўхшаш y ўқига нисбатан статик моментни ёзиш мумкин:

$$S'_{y_1} = S_{y_1} - bF. \quad (2)$$

Статик моментларнинг қиймати z ўқидан юқоридаги юза учун мусбат, пастки қисми учун эса манфий бўлиб, марказий ўқларга нисбатан нолга тенг бўлади. Марказий ўқлар кесимнинг нуқта кесим юзанинг огирлик марказини беради.

Агар (2) тенгламанинг ўнг томониини нолга тенгласак, марказий ўқларнинг ҳолатини ва уларнинг кесимнинг нуқтасида эса кесимнинг огирлик марказини топади:

$$S_{x_1} = S_{x_1} - aF = 0;$$

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

Булардан $a = S_{x_1}/F$ ва $b = \frac{S_{y_1}}{F}$.

(3)

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

$$y_c = \frac{S_{x_1}}{F}; \quad z_c = \frac{S_{y_1}}{F} \quad (4)$$

Мураккаб шакл учун:

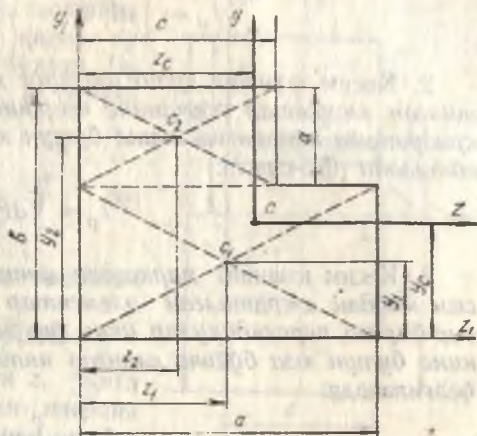
$$y_c = \frac{\sum S_{x_1}^i}{\sum F_i} = \frac{F_1 y_{c1} + F_2 y_{c2}}{F_1 + F_2}; \quad z_c = \frac{\sum S_{y_1}^i}{\sum F_i} = \frac{F_1 z_{c1} + F_2 z_{c2}}{F_1 + F_2}.$$

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

$$S_{x_1} = y_c \cdot F; \quad S_{y_1} = z_c \cdot F.$$

Кесим юзанинг инерция моментлари

1. Ёнор ўққа нисбатан кесим юзанинг инерция моменти деб, шу кесимдан ажратилган элементар юзачанинг ўқга бўлган масофанинг квадратига кўпаймасининг бутун кесим юза бўйича олинган интегралга 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 бошигача бўлган оралик крaдратига кўпайтмасининг бутун юза бўйича олинган интегрaлига 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 кўпайтмасининг бутун юза бўйича олинган интегрaлига 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 кўринишда бўлади:

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

$$I_{zy_1} = I_{yz} + abF.$$

Демак, текис кесим юзанинг марказий ўқларига параллел йўналган ўқларга нисбатан инерция моментлари, шу юзадан марказий ўқларга нисбатан олинган инерция моментлари билан ўқлар оралиги квадрaтининг кесим юзасига кўпайтмасининг йиғиндисига тенг (48-шакл). Марказий ўқларга нисбатан инерция моментларининг йиғиндис:

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

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

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

32-§. БАЎЗИ ОДДИЙ КЕСИМЛАРНИНГ ИНЕРЦИЯ ВА ҚАРШИЛИК 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 энига тенг қилиб dy қалинликда олсак, $dF = b \cdot dy$ 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 ўқиға нисбатан инерция моменти эса $I_y = \frac{hb^3}{3}$ бўлади.

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

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

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

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

z ўққа нисбатан тўғри тўртбурчак юзанинг қаршилиқ моменти:

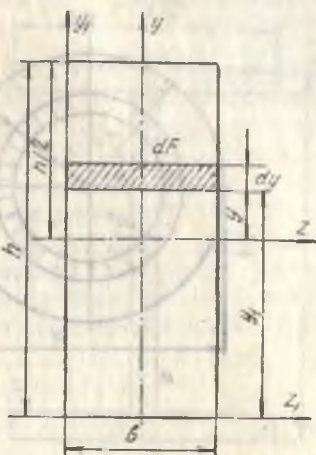
$$W_z = \frac{I_z}{Y_{\max}} = \frac{bh^3}{12h/2} = \frac{bh^2}{6};$$

$$W_y = \frac{I_y}{Z_{\max}} = \frac{hb^2}{6}. \quad (8)$$

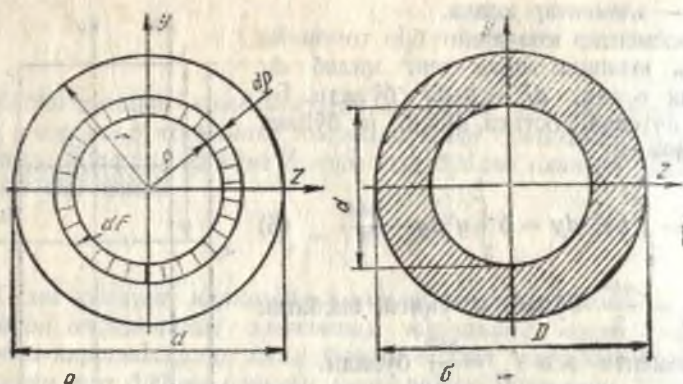
3. Доира шаклидаги кесим юзанинг қутб инерция моменти ва қаршилиқ моменти. Доира шаклидаги кесим юзанинг қутб инерция моменти^{ни} ҳисоблаш учун доира марказидан ρ масофада $d\rho$ қалинликда (56-шакл, а) элементар ҳалқасимон юзача dF ажратамиз ва қутб инерция моменти тенгламасини ёзамиз:

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

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



55-шакл.



56-шакл.

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

$r = \frac{d}{2}$ эканини эътиборга олжак:

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

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

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

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:

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

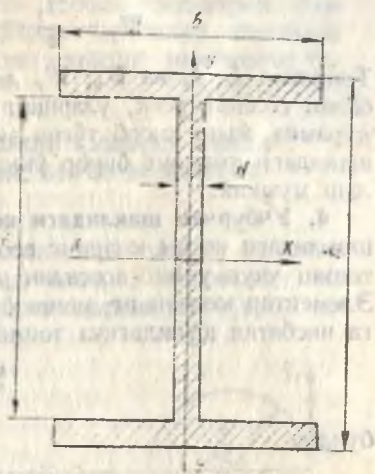
3. Ҳалқасимон кесим юзанинг инерция ва қаршилик momenti. Ҳалқасимон кесим юзанинг (51-шакл, б) қутб инерция momenti (9) формулага биноан ташқи ва ички диаметрларга нисбатан олинган инерция моментларининг айирмасига тенг бўлади:

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

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

Халқасимон кесим юзанинг қутб қаршиллик моменти қутб инерция моменти билан таърифланган нисбатига тенг (ташқи ва ички диаметрлар асосида топилган қаршиллик моментларининг айирмаси тарзида олиш мумкин эмас):

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



57-шакл.

Масала: Қўш таврли 30-номерли юзанинг марказий ўққа нисбатан инерция моменти ва қаршиллик моментларини топиш. Натижалар ГОСТ жадвалидаги сон кийматлари 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.

Еъиш: Қўш таврли кесим юзани тўғри тўртбурчак $h \times b$ га фикран келтирамиз (57-шаклда пунктир билан тўлдирилган юза), унинг x ўқига нисбатан, сўнгга фикран тўлдирилган юза $h_1 \times b_1 = (b - d) \cdot h_1$ учун юқорида кўриб ўтилган ўққа нисбатан инерция моментларини олиб уларнинг айирмаси сифатида инерция моментларини 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 моменти 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 моменти тўла тўртбурчак юзанинг инерция моменти билан фикран тўлдирилган юзанинг инерция моментлари орасидаги айрма сифатида олинади:

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

Қаршиллик моменти 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 сойматлари билан солиштирсак, уларнинг сой қийматлари бир хил эканлигини кўрамиз, яъни ҳисоб тўғри экан. Шу мисолга асосланиб, ҳар қандай шаклдаги юзанинг бирор ўққа нисбатан инерция моментини ҳисоблаш мумкин.

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

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

бундан

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

Элементар юзача қуйидагича ифодаланади:

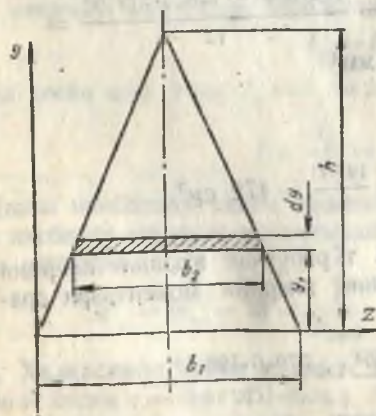
$$dF = b_y \cdot y = \frac{h-y_1}{h} \cdot b \cdot dy.$$

Ўққа нисбатан инерция моменти

$$I_z = \int_F y^2 \cdot dF = \int_0^h y^2 b \cdot \frac{h-y_1}{h} \cdot dy_1 = \frac{b}{h} \int_0^h y^2 \cdot (h-y_1) dy_1 =$$

$$= \frac{b}{h} \left(\frac{y^2 h}{3} - \frac{y^4}{4} \right) \Big|_0^h = \frac{bh^3}{12}.$$

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



58-шакл.

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

$$I_z = I_{z_1} - dF.$$

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

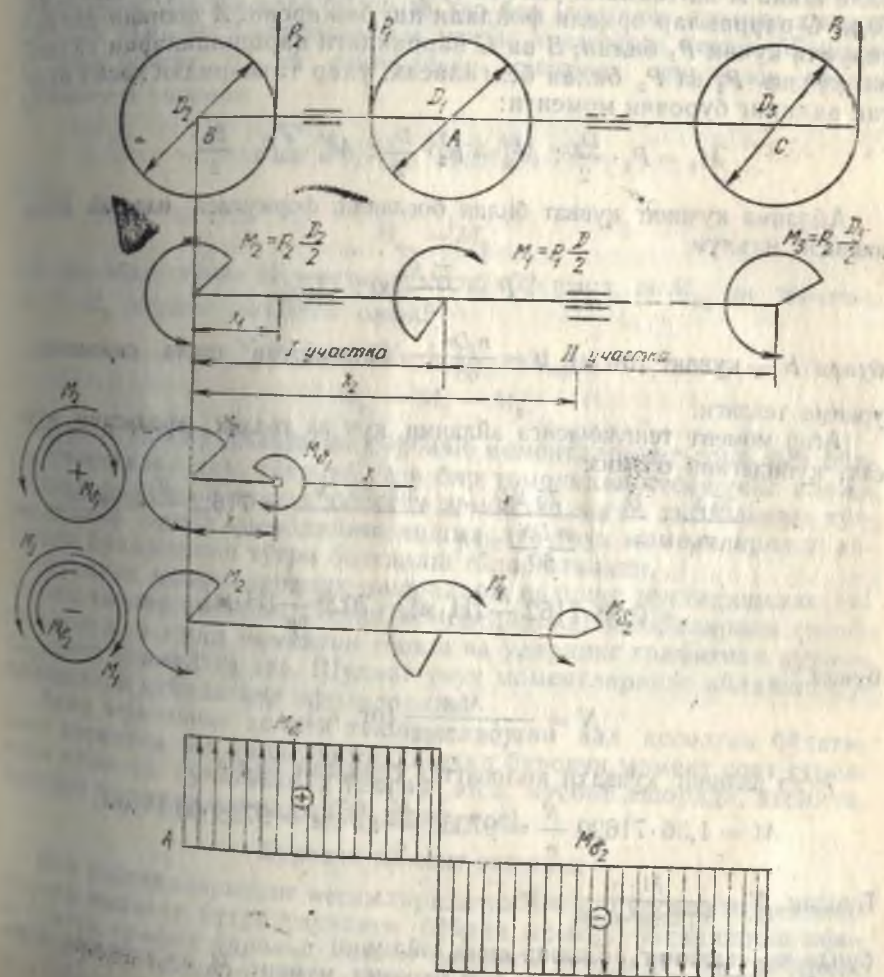
$$I_z = I_{z_1} - \left(\frac{h}{3} \right)^2 \cdot F = \frac{bh^3}{12} - \frac{bh^3}{18} = \frac{bh^3}{36}.$$

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

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

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

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



59-шакл.

ақли ҳаракатга айлантириш билан маълум операцияни бажаришга асосланган бўлади.

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

Масалан, пахта териш машинасида пахтани бункерға тортиш вентилляторининг валини олсак, у трактор кардан валидан тасмали узатгич орқали айланма ҳаракатни олиб, валининг икки учида жойлашган вентиллятор парракларини айлантиради.

Машина ва станокларни ҳаракатга келтирувчи валларининг кучи асосан қувватларда N (от кучи ёки килонатларда), бир минутдаги айланишлар сонига (n , айл/мин) берилади. Масалан, вентиллятор вали шкив A ва тасмали узатма орқали ҳаракат олиб (59-шакл, а) B ва C парраклар орқали фойдали иш бажарсин. A шкивни айлантирувчи кучни P_1 билан, B ва C парракдаги қаршиликларни айланма кучлар P_2 ва P_3 билан белгиласак, улар таъсиридан ҳосил бўлган валининг буровчи моменти:

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

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 тенгласига 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

$$N = \frac{M n}{0,98 \cdot 7162} [\text{от. к.}].$$

Агар валининг қуввати кловаттда берилган бўлса:

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

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

бунда n — валининг айланиш сони (айл/мин)

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

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

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

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

N — вал узатаётган қувват Ватт да олинади.

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

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

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

Сунда

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

Шу тартибда вални II участкада кесиб (52-шакл, з) M_{σ_2} ни топамиз. $M_1 > M_2$ эканини 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 томонидан кесишнинг иложи бўлмай қолади. У ҳолда иккинчи томондан кесиб ҳисоблашга тўғри келади. Бунда ҳисобдан янглишмаслик учун моментларнинг айланиш 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 айланиш йўналишлари қуйидагича ифодаланади.

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

Буровчи момент эпюраси

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

ишораси мусбат бўлса) ёки таъига (агар ишораси манфий бўлса) маълум масштабда чизиққа тик равишда ўлчаб қўямиз ва учларини туташтириб ёпиқ кўпбурчак ҳолидаги графикни ҳосил қиламиз (59- шакл, δ). Қурилган эпюрадан кўринадики, моментларнинг қиймати ҳар бир участка учун ўзгармас бўлиб, ташқи момент қўйилган кесимда нўғонали 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 (стакчи) вал ўрта-сига келтириб, унинг икки томонида 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

Буралишга ишлётган стерженларнинг ҳисоби тажриба йўли билан олинган қуйидаги гипотезаларга асосланади:

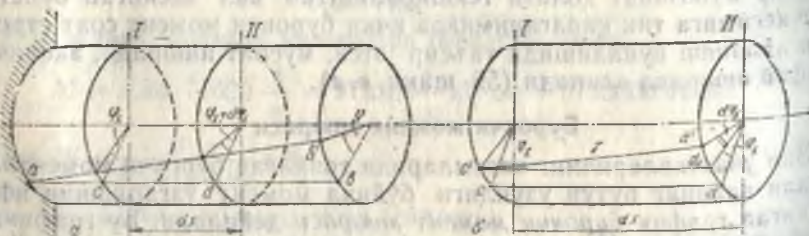
1. Стерженнинг деформациягача бўлган текис думалоқ кўндаланг кесим юзаси деформациядан кейин ҳам текис ва думалоқлигича қолади.

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 буралсин. Стержень сиртида олинган ab тўғри



60-шакл.

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

Буралиш бурчагини топиш ва уни оралиққа пропорционал эканини
исбот қилиш учун I ва II кесимлар билан ажратилган элементар бў-
лакчанинг деформацияланиш ҳолатини текшираемиз (60-шакл, б). c' нуқ-
тадан $c'd_1 \parallel cd$ чизик ўтказсак, II кесимнинг I кесимга нисбатан бура-
лиши $d\varphi_x$ экани ўз-ўзидан кўринади. Бунда dd_1 ёй қаршисида ётган
 φ_x марказий бурчак cc' ёйи қаршисида ётган φ_x бурчакка тенгдир.
 II кесимдаги $d\varphi_x$ бурчак ёки 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 чизик $c'd_1$ горизонтал чизик билан ҳосил қилган γ бурчак
 II кесимнинг I кесимга нисбатан нисбий силжишини беради. 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 ёз-
сак:

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

Бундан:

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

Бунда $d\varphi_x/dx$ — ўзгармас қийматли бурувчи момент таъсирида бурал-
ган доғравий кесимли стержень учун нисбий ўзгармас миқдор бўлиб,
стерженнинг узунлик бирлигига тўғри келган буралиш бурчагидир.
Нисбий буралиш бурчаги Θ ҳарфи билан белгиланади:

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

Қўндаланг кесим ўлчови ўзгармас вал учун:

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

(12) формула нисбий буралиш бурчаги орқали қуйидагича ёзилади:

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

(13) формуладан кўринадики, цилиндрик стерженнинг буралишидан ҳо-
сил бўладиган нисбий силжиш шу стержень кесим юзасининг радиуси-



61-шакл.

га пропорционалдир. (13) формулани кесим юзанинг ρ радиусига жойлашган элементар юзачанинг нисбий силжиши учун ёзамиз:

$$\gamma_\rho = \rho \cdot \Theta.$$

Стержень буралганда унинг кўпчи кесимлари бир-бирига нисбатан силжиганлигидан унинг кесимларида τ уринма

қилишлар ҳосил бўлади. Ҳосил бўлган кучланишни тоғичи учун Авогашидаги Гук қонунидан фойдаланамиз:

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

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

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

(15) формуладан кўринадикки, уринма кучланиш нисбий силжиш нисбати радиус ρ га пропорционал ва у марказдан ўтувчи тўғри чизиқ бўлиб тасвирланади (61-шакл, а).

Думалоқ кесим юзали стержень буралганда цилиндрнинг ясовчи эллипслари бир-бирига параллел ҳолатда қолганлиги учун бутун айланма бўйича бир хилда кучланиш ҳосил бўлади. Бу буралтиш жуфт куч таъсирида содир бўлади. Буларни ҳисобга олиб, кучланиш ўзгаришининг марказдан қарама-қарши томонга ўтувчи тўғри чизиқ билан кўрсатилган. Кучланишнинг кесим юза бўйича ўзгаришини кўрсатувчи график равишдаги мувозанат эпюраси дейилади (61-шакл, а). Элементар юзача тўғри келган (ρ масофадаги) зўриқиш кучи

$$\tau_\rho = \frac{dT}{dF}, \text{ бундан } dT = \tau_\rho \cdot dF.$$

Т куч кесим радиусига тик йўналган (61-шакл, б), чунки жуфт куч таъсирида кучланишлар ҳам тик йўналган. Силжиш ҳам шу йўналишда содир бўлади. Текширилатган қисм элементар куч ва ташқи кучлар (момент) таъсирида мувозанатда бўлади. Мувозанат тенгламаси (стержень, уқига нисбатан олинган момент) куйидагича ёзилади:

$$\sum M_x = \int_F dT \cdot \rho - M = 0.$$

Бунда $\int_F dT \cdot \rho$ ички буровчи момент ва $M = \int_F dM = \int_F dT \cdot \rho = \int_F \tau_\rho \cdot dF \cdot \rho = \int_F G \rho^2 \cdot dF$.

Текширилатган стержень буралган ҳолда эди. Бундай ҳолдаги стерженьнинг мувозанати ички моментларнинг йиғиндисидан ташқи моментга тенг бўлиши, юқорида кўриб ўтилган эди. Демак,

$$M = \int_F dM_\sigma = \int_F G \Theta \rho^2 dF$$

$$M_\sigma = G \Theta \int_F \rho^2 dF, \quad (16)$$

буанда $\int_F \rho^2 dF = I_p$ — кесим юзанинг кутб инерция моменти. Демак, (16) формулани қўидагича ёзиш мумкин:

$$M_\sigma = G \Theta I_p.$$

Бундан нисбий бураллиш бурчаги:

$$\Theta = \frac{M_\sigma}{G I_p}. \quad (17)$$

буанда $G I_p$ — буралган стерженнинг бикрлиги бўлиб, вал материалнинг физик хоссаси ва кундаланг кесим ўлчамлари бураллишга қаршилиқ кўрсатишнинг характерлайди. (12) формуладан фойдаланиб валнинг бураллиш бурчагини, яъни бураллиш деформациясини топамиз:

$$\varphi = \Theta l = \frac{M_\sigma l}{G I_p} [\text{рад}]. \quad (18)$$

Уринма кучланишнинг топиш учун (15) формулага Θ нинг қиймати-ни (17) дан олиб қўямиз:

$$\tau_p = G \Theta \rho = G \rho \frac{M_\sigma}{G I_p} = \frac{M_\sigma \cdot \rho}{I_p}.$$

Бундан кучланишнинг (τ_p) радиус (ρ) га боғлиқлиги кўрилади. ρ нинг максимал қийматида кучланиш ҳам ўзининг максимал қийматига эришади, яъни вал сиртида олtingан ($\rho_{\text{max}} = r$) нуқталарда кучланиш максимал булар экан (61-шакл, а).

Кутб инерция моментининг энг катта радиусга нисбаги думалоқ кесим юзанинг қаршилиқ моментини беради. Бунн эътиборга олсак

$$\tau_p = M_\sigma \rho_{\text{max}} / I_p$$

$$\text{ёки } I_p / \rho_{\text{max}} = W_p$$

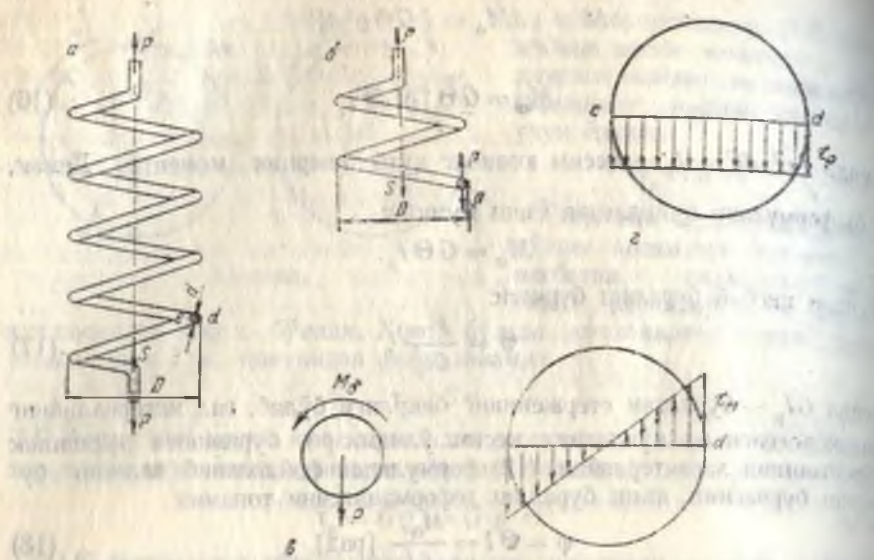
$$\text{бўлиб, } \tau_{\text{max}} = M_\sigma / W_p$$

ёпили келиб чиқади. Стерженнинг бураллишга мустаҳкамлик шарти қўидагича ёзилади:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_\sigma}{W_p} \leq [\tau].$$

35-§. ҚАДАМИ КИЧИК ВИНТ ПРУЖИНАЛАРИДА КУЧЛАНИШ ВА ДЕФОРМАЦИЯ

Валон, автомобиль рессорларида, асбобсозликда, кулачокли ва бошқа механизмларда қўзувчи 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 бўйинга 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 чизиғи билан сиқиб ўралган бўлсин. Винт чизиғининг 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, а). Пружина ўрамлари ҳосил қилган цилиндрнинг ўқидан ўтувчи текислик билан унинг ўрамларидан бирини кееиб пружинани икки қисмга ажратамиз ва бир қисмини, масалан, юқоридаги қисмининг мувозанатини текширамыз (62- шакл, б). Бу

қисмига 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. Чўзилган 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, в). $P_2 = P$ куч таъсирида ҳосил бўлган уринма кучланиш пастга қараб йўналган бўлиб, кесим юзгага тенг тарқалган деб оламиз (55-шакл, г).

$$\tau_p = \frac{P_2}{F} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4P}{\pi d^2}.$$

Ўрам кесим юзасида момент M_σ таъсирида кучланиш τ_m ҳосил бўлади. Бу кучланишнинг миқдори:

$$\tau_m = \frac{M_\sigma}{W_p} = \frac{M_\sigma P}{J_p} = \frac{PD}{\frac{\pi d^4}{32}} \cdot \rho = \frac{16PD}{\pi d^4} \cdot \rho,$$

унинг йўналиши M_σ йўналишида айланага уринма бўйлаб йўналган бўлади (62-шакл, д).

Буровчи момент таъсиридан ҳосил бўлган кучланишнинг энг катта қиймати $\rho = \frac{d}{2}$, яъни ўрам сиртидадир. Демак, $\tau_{m(\max)} = 16PD \cdot$

$\frac{d}{2} / 2\pi d^4 = \frac{8PD}{\pi d^3}$. 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 эпюраларидан (62-шакл, д) кўринадики, чивик кўндаланг кесим юзасининг s нуқтасидаги кучланишлар бир хил йўналишда бўлади. Уларни қўшиб, қуйидаги тула максимал тангенциал кучланиш $\tau_{\max}$ ни ҳосил қиламиз. Бундан кўринадики, пружина ёрилса (ишдан чиқса) фақат ички қисмидан ёрилар экан.

$$\tau_{\max} = \tau_m + \tau_p = \frac{8PD}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} \cdot \left(\frac{2Dd}{2Dd} \right) = \frac{8Pd}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D} \right).$$

Одатда пружина $D/d = 5:10$ нисбатда тайёрланади. У ҳолда $\frac{d}{2D} = 0,05:0,1$ га тенг бўлиб, буралишдан ҳосил бўлган кучланишнинг $5:10$ процентини ҳосил қилади, холос. Шунинг учун $1 + \frac{d}{2D}$ 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 тенг-масини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\text{максимал кучланиш } \tau_{\max} = \frac{8PD}{\pi d^3};$$

$$\text{мустваҳкамлик шарти: } \tau_{\max} = \frac{8PD}{\pi d^3} \leq [\tau].$$

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 кесмани ажратамиз (63-шакл, а). Ажратилган кесма чексиз кичик бўлганлиги учун, унинг деформациягача горизонтал текисликда ётувчи тенг ёшли $\triangle CAB$ учбурчак деб қараш мумкин. Пружинанинг деформацияланиши натижасида

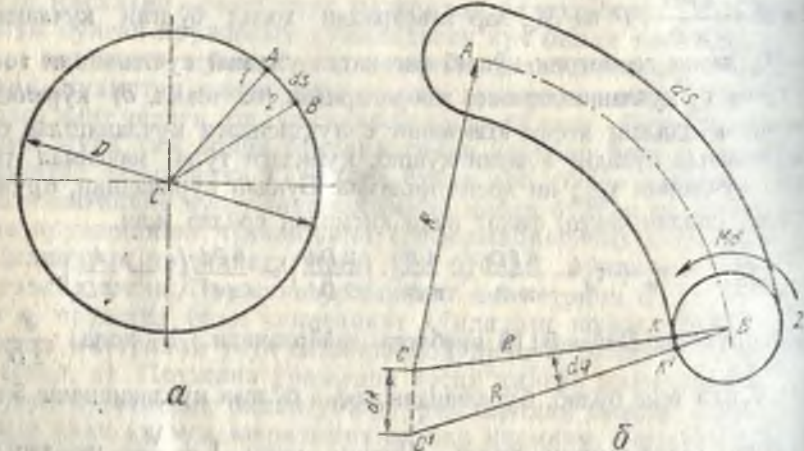
2- кесим 1- кесимга нисбатан ds давомида $d\varphi = \frac{M_{\sigma} \cdot ds}{GI_p}$ бурчакка бурилади

(63- шакл, б). Шу билан бирга BC радиус AC га нисбатан $d\varphi$ бурчакка оғадди, ва C нуқта C' га қўчади. Бунинг натижасида пружинанинг уч $d\lambda = R d\varphi = R \frac{M_{\sigma} \cdot ds}{GI_p}$ масофага силжийди. Пружинанинг ds каби барча

элементларининг шу тарзда деформацияланишини қўзда тутсак, ластки учининг тўла силжийи 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 чибиғининг тўла узунлиги $l = \pi Dn$, $\frac{M_{\sigma} l}{GI_p} = \varphi$ пружина чи-



63- ШАКЛ.

Вінні тўғриланганда учларининг бир-бирига нисбатан буралиш бурчаги. Демак, абсолют чўзилиш:

$$\lambda = \frac{M_{\sigma} \cdot R}{G l_p} \cdot l = \frac{M_{\sigma} D}{2 G l_p} \cdot \pi D n = \frac{8 P D^3 n}{G d^4}$$

Пружинанинг бикрлиги

$$\frac{G d^4}{8 D^3 n} = c.$$

Шундай қилиб, абсолют чўзи-
лиш формуласини қуйидагича ёзиш
мумкин:

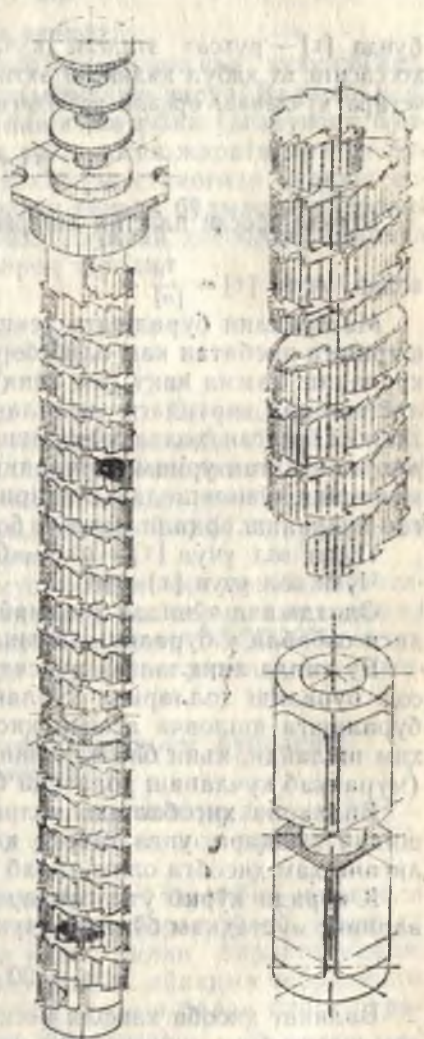
$$\lambda = \frac{P}{c}.$$

Юқоридаги формулалардан кўри-
надики, пружина ўрам сони n нинг
кўпайиши (а) пропорционал равиш-
да деформация λ ни оширади, шу
билан бирга бикрликни камайтира-
ди (б). Пружина чивиги диаметри-
нинг ошиши, пружина бикрлигини
оширади (б). Пружина диаметри D
нинг ошиши эса бикрликни камай-
тиради (б).

а) формуладан фойдаланиб, сил-
жиш модули G ни эксперимент йў-
ли билан аниқлаш мумкин. Ўрам-
ларнинг сони ва ҳамма геометрик
ўлчамлари маълум бўлган пружина
синов машинасида сиқилса, сиқувчи
 P куч билан пружинанинг чўкиши
 λ ни машинага ўрнатилган шкала-
дан аниқлаб, G ни қуйидагича ҳи-
соблаш формуласи орқали топиш
мумкин:

$$G = 8 P D^3 n / \lambda d^4.$$

Пружина тайёрлашда эластик-
лик chegarasi юқори бўлган тоблан-
ган пулатлар ишлатилади. Бундай
пулат стержень учун рухсат этил-
ган кучланиш $[\tau] = 350 - 500$
Н/мм² гача боради. Пружинага қў-
йиладиган юк ўзгарувчан бўлса,
рухсат этилган кучланиш $30 \div 65$
процентга камайтирилади. Пружина
асосан нагрузка ўзгарувчан учас-
таларда ишлатилади.



64- шакл.

36- §. БУРАЛИШГА ИШЛАЁТГАН ДУМАЛОҚ КЕСИМ ЮЗАЛИ СТЕРЖЕННИ МУСТАҲКАМЛИККА ВА БИКРЛИККА ҲИСОБЛАШ

Буралаётган стержень кесим юзасида ҳосил бўлган максимал тангенциал кучланиш $\tau_{\max}$ мустаҳкамлик шартига биноан, тегишли рухсат этилган кучланиш $[\tau]$ дан ошмаслиги, яъни қуйидаги тенгсизлиқни 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:

$$[\tau] = \frac{\tau_{\text{чегара}}}{[n]}.$$

Шунга асосан пластик материаллар учун $[\tau] = \frac{\tau_0}{[n]}$. Мўрт материаллар учун $[\tau] = \frac{\tau_B}{[n]}$.

Материални буралишга текшириш, чузилиш 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 чузилиши эътиборга олиниб, буралишдаги рухсат этилган уришма кучланишнинг вал материалдан ясалган намунанинг чузилишидан 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 чўядан ясалмайди. Чунки у мўрт материал бўлганлиги сабабли у буралиш, эгилиш деформацияларига чидамайди.

Бу хилда 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 ишловидан ташқари, унга таъсир қиладиган нагрузканинг ўзгарувчанлигини ҳам ҳисобга олиш талаб қилинади.

Юқорида кўриб ўтилганларни ҳисобга олиб, пўлатдан ясалган валнинг мустаҳкам бўлиши учун рухсат этилган кучланиш

$$[\tau] = 20 - 40 \text{ Н/мм}^2.$$

Валнинг ҳисоби хавфли кесим учун олиб борилади. Бир хил кесим юзали брус учун хавфли кесим, бурувчи моментнинг энг катта абсолют қиймати тўғри келган кесимдир.

Буралаётган брусни мустаҳкамликка ҳисоблашда (бошқа хил-

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 нагрукани танлаш:

$$[M_{\sigma}] = [\tau] \cdot W_p.$$

бунда $[M_{\sigma}]$ — рухсат этилган буровчи момент.

Валнинг ўлчовлари мустаҳкамлик шартидангина аниқлаинмай, балки бикрлик шартини ҳам қапоатлантириши зарур. Валнинг ҳаддан ташқари катта бурчакка буралиши нагрукка ўзгарувчан бўлганда жуда хавфлидир. Бу айниқса, техпологиқ жараёнларнинг бузилишига олиб келади. Масалан, токарлик станогида қирқиш асбобининг, юргизиш винтининг бикрлиги етарли бўлмаса, тайёрланган деталь аниқлиги бузилади (брак). Бундай ҳисоблаш кўпинча мустаҳкамлик шартидан кўра афзалроқ туради.

Бруснинг бикрлик шартини:

$$\theta_{\max} = \frac{M_{\sigma}}{GJ_p} \leq [\theta].$$

бунда θ — энг катта нисбий буралиш бурчаги; $[\theta]$ — валнинг рухсат этилган нисбий буралиш бурчаги. У қуйидагича олинади $[\theta] = 0,15^{\circ} - 2^{\circ}$.

Буралиш 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 буралиш деформацияси таъсирида бўлади.

Масалан, пахта териш машиналарининг таркибий шпиндели махсус спираль шаклидаги тишли лентадан иборат бўлиб, у металл стерженга ўралади ва фақат юқори қисм билан бириктирилади. Натижада шпиндель иш даврида чизиқли ва айланма тебранишга эга бўлиб, кўндаланг кесим юзаларида эгилиш билан бирга буралиш деформацияси ҳам содир бўлади (64-шакл).

Буралишга ишлаётган кўндаланг кесими доиравий бўлмаган

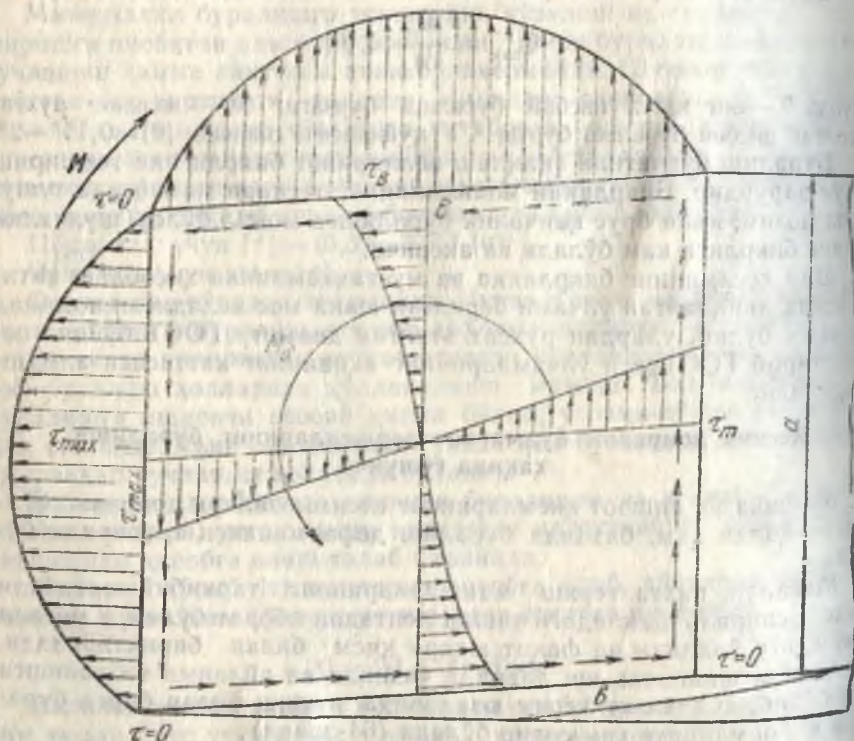
стержень ҳисоби думалоқ кесим юзали стержень ҳисобиға татбиқ этилган гипотезаларға асослана олмайди, чунки кесим юзаси текислигича қолмасдан, балки қийшайди. Буралиш бурчаги ҳам кесим юза томонлари бўйлаб ўзгарувчан бўлади. Демак, кесим юзада ҳосил бўлаётган уринма кучланишлар ҳам нотекис тақсимланади. Бундай кучланишлар эластиклик назарияси асосида тақсимланади. Бўлаб эмас, балки кесимнинг катта ва кичик ўлчамларини кўрсатувчи x ва y масофаларға боғлаб топилади.

Кесим юзада ҳосил бўлган кучланиш ташиқи контурға яқин нуктада контурға уринма бўйлаб ўтган чизиқ ўстида ётади. Тўғри тўртбурчак кесимнинг қирраларида уринма кучланиш нолға тенг бўлиб, энг катта кучланиш кўндаланг кесимнинг узун томонни ўртасида ҳосил бўлади (65-шакл). Тўғри тўртбурчак кесим юзанинг буралишидан ҳосил бўлган энг катта кучланиш $\tau_{\max}$ ва кесимнинг буралиш бурчаги φ ни топиш формуласини қуйида исботсиз келтирамыз:

$$\tau_{\max} = M_{\sigma} / W_{\sigma} \leq [\tau].$$

Кичик томоннинг B нуктасида кучланиш $\tau_B = \eta \tau_{\max}$. Буралиш бурчаги эса $\varphi = M_{\sigma} / G I_{\sigma}$.

Бундан:



65-шакл.

$$W_{\sigma} = \alpha a \cdot b^2; \quad I_{\sigma} = \beta a \cdot b^3.$$

Бунда «а» ва «б» тўртбурчакнинг катта ва кичик томонлари; η , α ва β ҳар 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 буралиши натижасида ҳосил бўладиган кучланишнинг тақсимланиш эпюраси келтирилган.

Буралиш деформациясига оид масалалар

1-масала. 1,5 кН·м буровчи момент узатаётган пўлат валининг диаметри топилиши. Рухсат этилган кучланиш $[\tau] = 70 \text{ Н/мм}^2$.

Ечилиш: буралиш учун мустаҳкамлик формуласидан қаршилик 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 валининг диаметрини топамиз:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,2}} = \sqrt[3]{\frac{21430}{0,2}} \approx 46 \text{ [мм]}.$$

Демак, $d = 46 \text{ мм}$ бўлиб, ГОСТ 6636 — 60 га биноан $[d] = 50 \text{ мм}$ қабул қилинади.

2-масала. 300 ай./мин тезликда 450 от кучи қувватини узатаётган валининг диаметри топилиши. 2 м узунликдаги вал учун буралиш бурчаги $\varphi = 1^\circ$ дан ошмасин. Энг катта уринма кучланиш 40 Н/мм^2 ; эластиклик модули $G = 8,10^4 \text{ Н/мм}^2$.

Ечилиш: 1. Буралиш моментини буралишнинг 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. Буралиш бурчаги формуласидан кесим юзанинг қутб инерция моментини топамиз: $\varphi = M_{\sigma}/G I_p$.

$$\varphi = 1^\circ = 0,0175 \text{ [рад]}.$$

$$I_p = \frac{M_{\sigma} l}{G \varphi} = \frac{108 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 0,0175} = 154 \cdot 10^5 \text{ [мм}^4\text{]}.$$

3. Буралишдаги энг катта кучланишнинг топиш формуласидан стерженнинг радиусини топамиз:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\sigma}}{W_p} = \frac{M_{\sigma} r}{I_p}$$

Бундан $W_p = I_p/r_{\max} = I_p/r$ экани эътиборга олинади.

$$r = \frac{\tau_{\max} \cdot I_p}{M_{\sigma}} = \frac{40 \cdot 154 \cdot 10^5}{108 \cdot 10^5} = 57 \text{ [мм]}.$$

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 1 шкив орқали қувват олиб, 2, 3, 4 ва 5 шкивлар орқали қувватни фойдаланиш 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 боровчи моментлар топилиши ва эпюраси қурилсин $[M = f(x)]$.

2. Валнинг диаметри бутун узунлиги бўйича бир хил деб, муштаҳкамлик ва бикрлик шартларидан топилисин.

3. Валнинг диаметри поғонали деб, ҳар бир участка учун алоҳида топилисин. Натижада вал материални иқтисод қилиш мумкинлиги таҳлил қилинсин. Буралиш бурчаклари поғонали вал учун топилисин ва эпюраси қурилсин $[\varphi = f(x)]$.

Ечпиш: 1. Валга шкивлар орқали таъсир этаётган участка моментларини топамиз:

$$M_1 = 9,55 \cdot \frac{N_1}{n} = 9,55 \cdot \frac{20 \cdot 10^3}{100} = 1947,2 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1947200 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_2 = 9,55 \cdot \frac{10^3 \cdot N_2}{n} = 973600 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_3 = 9,55 \cdot \frac{N_3 \cdot 10^3}{n} = 292800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_4 = 9,55 \cdot \frac{N_4 \cdot 10^3}{n} = 292800 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_5 = 9,55 \cdot \frac{N_5 \cdot 10^3}{n} = 389400 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

2. Валнинг буралишга мувозанат ҳолатини текширамыз:

$$\sum M(x) = M_1 - M_2 - M_3 - M_4 - M_5 = 0$$

$$1947200 - 973600 - 2 \cdot 292800 - 389400 = 0$$

3. Вални участкаларга бўлимиз (участка номерларини чап ёки ўнг томондан бошлаш мумкин). Биз номерлашни чап томондан ўнгга қараб белгиладик, вал 6 та участкадан иборат.

Ички боровчи момент кесилиш методи ёрдамида топилади.

I участка (чапдан)

$$\sum M_x = M_{c1} = 0. \quad \text{Демак, } M_{c1} = 0$$

II участка учун: $0 \leq x \leq 21$ (чапдан)

$$\sum M_x = -M_1 + M_{c2} = 0. \quad \text{Демак, } M_{c2} = M_1 = 1947200 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

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

$$K_M = \frac{M_{62}}{m_2} [\text{Н} \cdot \text{м}/\text{мм}]; m_2 = \frac{M_{63}}{K_M} [\text{мм}]$$

вал остидан унинг ўқига параллел олинган ва чизигига ўтказилган тиклар устига қўйиб чиқсак ва уларнинг учларини туташтирсак, буровчи момент эпюраси $M = f(x)$ ҳосил бўлади (66-шакл, в).

Эпюрадан энг катта буровчи моментини топамиз:

$$M_{6(\max)} = 1947200 \text{ Н} \cdot \text{мм} \text{ (II участкада)}$$

4. Валнинг диаметрини мустаҳкамлик шarti формуласидан топамиз:

$$\tau = \frac{M_{6(\max)}}{W_p} \leq [\tau]; W_p \geq \frac{M_{6(\max)}}{[\tau]}; \frac{\pi d^3}{16} \geq \frac{M_{6(\max)}}{[\tau]}.$$

бундан:

$$d \geq 56 \text{ мм.}$$

5. Валнинг диаметрини бикрлик шartидан фойдаланиб топамиз:

$$\theta_{\max} = \frac{M_{6(\max)}}{I_p \cdot G} \leq [\theta].$$

Бунда нисбий буралаш бурчагини градусдан радианга айлантираимиз:

$$[\theta] = 0,2 \frac{\pi}{180} = 0,0034 \text{ рад.}$$

$$I_p = \frac{M_{6(\max)}}{G(\theta)} = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4.$$

Бундан

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{M_{62}(\max)}{G[\theta] \cdot 0,1}} = \sqrt[4]{\frac{1947200}{8000 \cdot 0,0034 \cdot 0,1}} = 29 \text{ мм}; d_2 = 29 \text{ мм}.$$

Рухсат этилган диаметр деб $[d] = 56$ мм ни оламиз ва ГОСТ 1654 даги маълумотларга қараб яхлитлаймиз.

Демак, валнинг диаметри $[d] = 60$ мм. Ҳар бир участка учун вал диаметрини топамиз.

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 валнинг чизмасини чизсак, (66-шакл) вал поғонали бўлганлиги учун валнинг 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. Валнинг ҳар бир участкадаги буралиш бурчагини топамиз. Бунда вал диаметрини ўзгармас $d = 60$ мм деб оламиз. Вал II, III, IV, V участкаларда буралади.

II участкада:

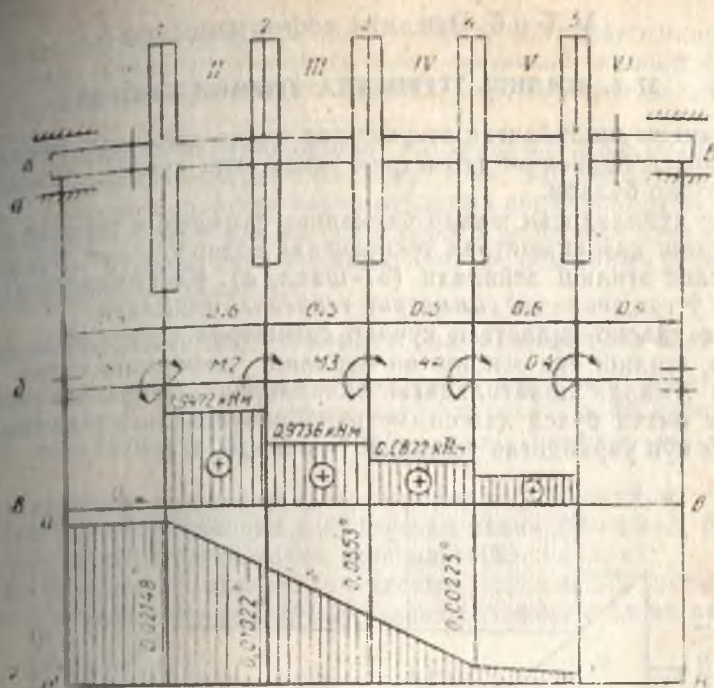
$$\varphi_{12} = \frac{M_{62} \cdot l_{12}}{G \cdot I_p} = \frac{1947200 \cdot 600}{80000 \cdot 0,1 \cdot 60^4} = 0,011^\circ.$$

III участкада:

$$\varphi_{23} = \frac{M_{63} \cdot l_{23}}{G \cdot I_p} = \frac{9736000 \cdot 500}{80000 \cdot 12960000} = 0,0047^\circ$$

IV участкада:

$$\varphi_{34} = \frac{M_{64} \cdot l_{34}}{G \cdot I_p} = \frac{682200 \cdot 500}{10368} = 0,0033^\circ.$$



66- шакл.

V участкада:

$$\varphi_{45} = \frac{M_{65} \cdot l_{45}}{G \cdot I_p} = \frac{3,894 \cdot 600}{10368} = 0,0023^\circ.$$

8. Буралиш бурчаги эпюрасини $\varphi = f(x)$ қуриш учун вал остида вал ўқиға параллел ab чизиги чизилади ва шкив 5 ўрнатилган кесимнинг буралишини буралиш боши деб ҳисоблаб, ҳар бир шкив ўрнатилган кесимнинг буралиш бурчагини қуйидагича аниқлаймиз:

$$\varphi_5 = 0;$$

$$\varphi_4 = \varphi_{45} = 0,00225^\circ;$$

$$\varphi_3 = \varphi_{45} + \varphi_{34} = 0,00553^\circ;$$

$$\varphi_2 = \varphi_{45} + \varphi_{34} + \varphi_{23} = 0,01022^\circ;$$

$$\varphi_1 = \varphi_{45} + \varphi_{34} + \varphi_{23} + \varphi_{12} = 0,02148^\circ;$$

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ва φ_4 ларнинг қийматига асосланиб, маълум масштабда

$$K_{\alpha} = \frac{\varphi}{S} \text{ град/мм}; \quad S = \frac{\varphi_5}{K_{\alpha}} \cdot \text{мм}$$

буралиш бурчак эпюрасини қурамиз. Эпюрани қуришда вални бикрликка ҳисоблашдан фойдаланилади.

9. Кучланиш кесим юза бўйича тақсимланиш эпюрасини қурамиз.

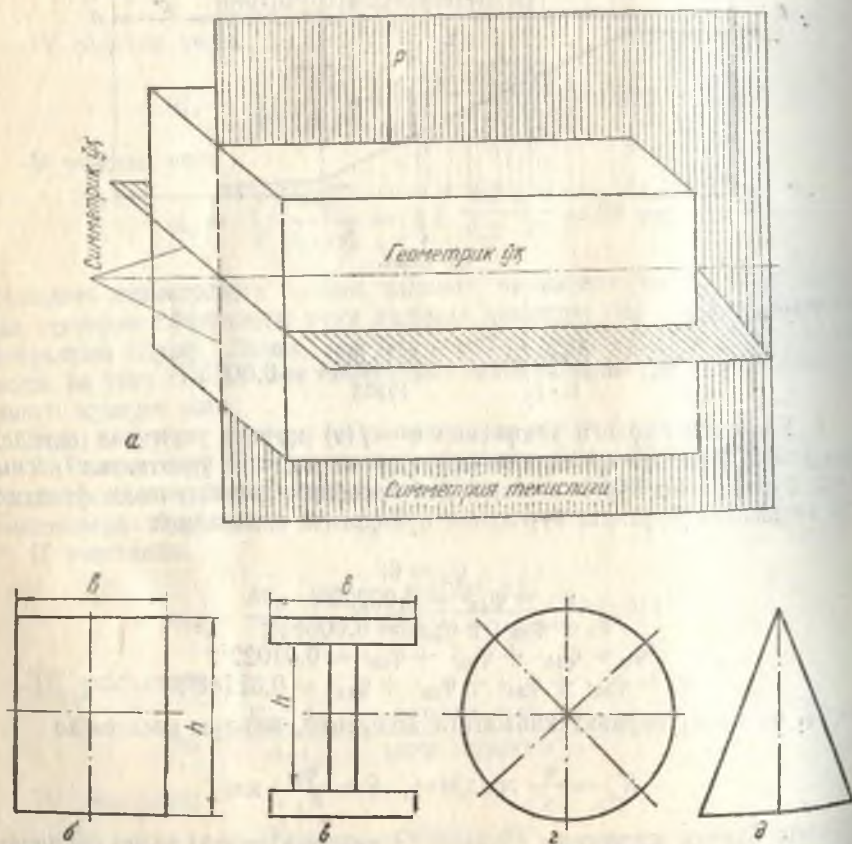
Ү б о б. Эгилиш деформацияси

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. Бундай 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 кўпдаланг кесимида камида 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 ҳолларинигина текшира-
рамыз ҳолос. Қийшиқ эгилишдаги балка мураккаб қаршилиқ дефор-
мацияси ҳолатида бўлганлиги сабабли уни алоҳида кейинги бобда
кўрамыз.

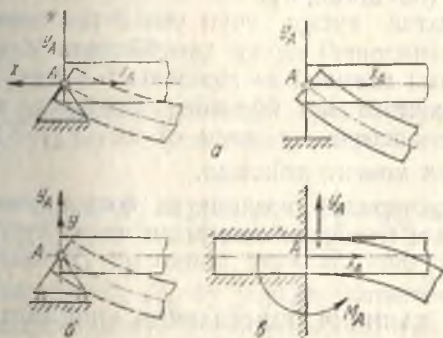
Текис эгилишдаги балкаларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш ва
уларнинг деформацияларини аниқлаш учун, энг аввал уларга қў-
йилган ва таъсир қилаётган барча кучларни аниқлаш лозим. Таянч-
даги реакция кучлари ҳам балкага таъсир қилаётган кучлар қато-
рига киради. Шунинг учун балкаларнинг ҳисоби таянч реакцияла-
рини аниқлашдан бошланади.

38-§. ТАЯНЧЛАРНИНГ ХИЛЛАРИ ВА РЕАКЦИЯ КУЧЛАРИ

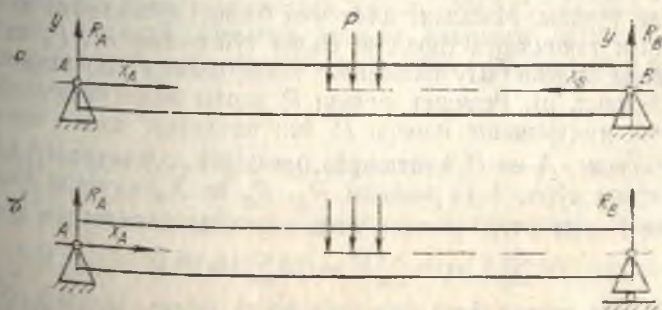
Балка мувозанатда бўлиши учун унинг икки учи таянчга тира-
лади. Таянч деб, балкани мувозанат ҳолатида ушлаб туриш учун
хизмат қиладиган ёстиқчаларга айтилади. Таянчлар уч хил бў-
лади:

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 U_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 чизикли 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 филдиракка ўрнатилади (69-шакл, б). Натижада 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 кифоя. Демак, шарнирли қўзғалувчан таянч фақат битта вертикал йўналишдаги реакция кучини берар экан (68-шакл, б).

Балкани мувозанатда тутиш учун уни 2 та таянчга тирамасдан фақат битта таянчга қистириб тираса ҳам бўлади. У ҳолда балканинг қистирилган уч кесими айланиш ва горизонтал ҳамда вертикал йўналишда кўчиш имкониятига эга бўлмайди (68-шакл, в). Бу ҳилдаги бирикмада реакция кучларининг сони 3 та: U_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 тагига 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:

$$\sum X = 0; \sum Y = 0; \sum M_0 = 0. \quad (1)$$

(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 қуйидаги 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 кўринадики, балканинг мувозанат шартига биноан $X_a = 0$. R_A ни

(3) тенгламадан фойдаланмасдан ҳам топиш мумкин. У ҳолда ҳамма кучларнинг У ўқидаги прсекцияларининг йиғиндиси $\sum Y = 0$ ни олиш кифоя

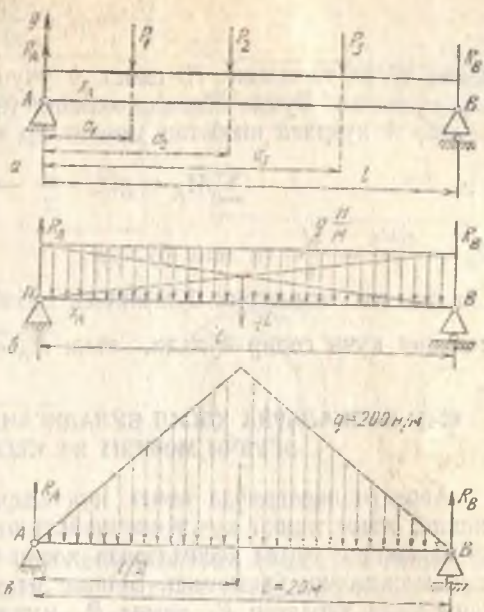
$$\sum Y = R_A - P_1 - P_2 - P_3 + R_B = 0. \quad (4)$$

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, уни сезиш қийин бўлиб, масала тўғри ечилмаслиги 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 оғирлиги оғирлик марказига қўйилган деб қараб, юқоридаги тенгламалар ёрдамида масала ечилади. 70-шакл, б учун

$$M_A = ql \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot l = 0, \text{ бундан } R_B = \frac{ql \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{ql}{2};$$

В шарнир марказига нисбатан моментлар тенгламасини тузасак, $M_B = -ql \cdot \frac{l}{2} + R_A \cdot l = 0$ бўлиб, $R_A = \frac{ql}{2}$ экани келиб чиқади. Сўнгра $\sum Y = 0$ тенглама орқали R_A ва R_B реакция кучларининг тўғрилигини текшираимиз.



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 ғаянчада ҳам R_B га тенг реакция кучи содир бўлади, яъни $R_A = \frac{gl}{4}$.

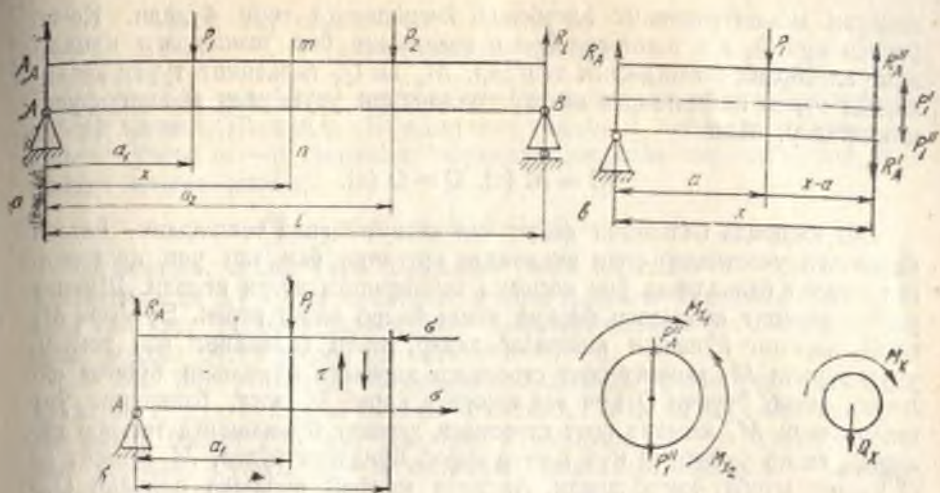
40-§. БАЛКАЛАРДА ҲОСИЛ БЎЛАДИГАН КУЧЛАНИШЛАР ХАРАКТЕРИ. ЭГУВЧИ МОМЕНТ ВА КЕСИБ ЎТУВЧИ КУЧ

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, а).

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 қўзилиш ва сиқилиш деформациясидаги сингари ташлаб юборилган қисmini таъсир кучи билан алмаштирамиз (71-шакл, б).

Кўндаланг кесимнинг ҳар бир нуқтасига, умумий ҳолда нормал (σ) ва уризма (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 мувозанатлашган фазовий кучлар системасини ташкил қилади.

Фазовий кучлар системаси учун статика олтита 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 кучланишларни аниқлайдиган умумий формулаларни келтириб чиқариш керак. Бунинг учун текшириляётган қисмига таъсир этувчи ташқи ва ички кучларни маълум бир кўринишга келтириш лозим. Бунда қўзилиш ва сиқилиш деформа-



71- шакл.

циясида аниқланган ички куч текшириладиган қисмдаги ташқи кучларнинг алгебраик йиғиндисига тенглигини эътиборга олиб, текшириладиган қисмга қўйилган кучларни кесим марказига кўчириб келтирамиз (71- шакл, в). У ҳолда кесим марказида, ташқи кучларга статик эквивалент бўлган битта бош вектор ва битта бош моментга эга бўламиз. Биз текширадиган 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 кўндаланг кесимнинг марказига кўчириб 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 $P'_1 P''_1 \propto 0$;

$$R_A = |R'_A| = |R''_A|; P_1 = |P'_1| = |P''_1|.$$

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:

$$Q_x = R_A - P_1 = R_A - P_1.$$

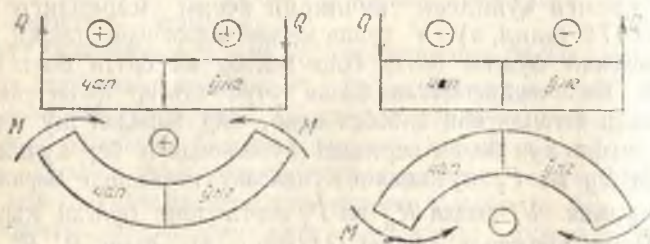
Шундай қилиб, балканинг кесилган кесимидан чап қисмига қўйилган R_A ва P кучларнинг ўрнига, кесилган кесимнинг марказига қўйилган Q_x куч билан, момент M_x га тенг бўлган жуфт кучни олдик (71-шакл, г).

Мана шу кесимда олинган M_x момент *эгувчи момент* ва Q_x *кўндаланг куч ёки кесиб ўтувчи куч* дейилади. Эгувчи момент текшириладиган кесимнинг бир томонидаги кучларнинг кесим марказига нисбатан

олинган моментларининг алгебраик йиғиндисига тенг бўлади. Кесиб ўтувчи куч Q_x эса текшириляётган 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 кесиминигина текширдик. Баъзан балкадаги участкалар сони иккитадан ортганда ёки чап учи қўстирилган консол балкаларда ўнг кесимни 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 айланиб, кесиб ўтувчи Q куч эса юқорига қараб йўналса, балканинг ўнг қисми учун M_x момент соат стрелкаси ҳаракат йўналишига тескари айланиб, кесиб ўтувчи Q куч пастга қараб йўналган бўлса, M момент ва Q кучлар мусбат ҳисобланади. Аксинча манфий ишорада олинади (72-шакл). Ишоралар шу тарзда танланса, балканинг ўнг ёки чап қисмини текширишдан қатъи назар M_x ва Q_x лар бир хил қийматларини оламир.



72-шакл.

M_x ва Q_x лар x нинг функцияси бўлганлиги сабабли балканинг ўқи бўйлаб уларнинг қиймати ўзгарувчан бўлади. Шу ўзгариш қонуний 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 мустаҳкамлигини текшириш учун бу кучланишларнинг энг катта қийматларини аниқлашимиз лозим. M_x ва Q_x лар максимал қийматларга эришган кесим *хавфли кесим* дейилади. Хавфли кесимларни излашда балканинг ўқи бўйлаб M_x ва Q_x ларнинг ўзгаришини тасвирловчи эпюра катта ёрдам беради.

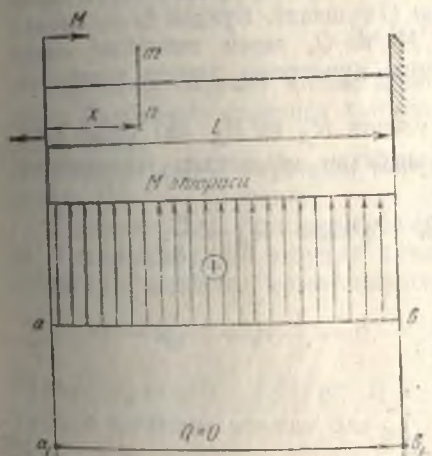
41-§. ЭНГ ОДДИЙ ҲОЛ УЧУН M_x ВА Q_x ЛАРНИНГ
ЭПЮРАЛАРИНИ ҚУЙИШ

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 кучдан момент оламиз:

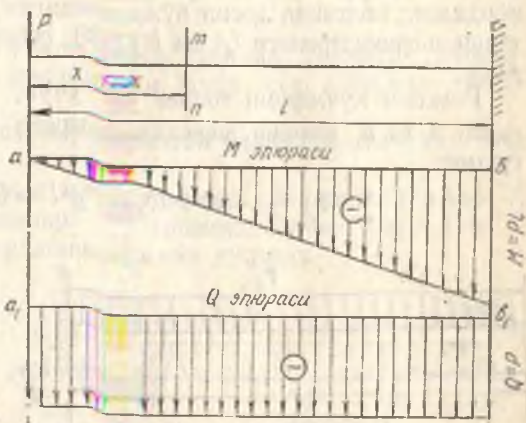
$$M_{m-n} = M_x = m; \quad 0 \leq x \leq l. \quad Q = 0.$$

M эпюрани чизиш учун балканинг ўқи ab га параллел ab тўғри чизиқ ўтказилади ва шу тўғри чизиқнинг юқори қисмига (ордината ўқи бўйлаб) ёки паст қисмига моментнинг қиймати маълум масштабда қўйиллади (мусбат бўлса юқори қисмига).

II ҳол. Бир учи билан қистирилган балканинг эркин учига вертикал ёйналган P куч қўйилган бўлсин (74-шакл). M_x ва Q_x ларнинг қийматларини топниш учун чап томондан x масофада $m-n$ текислиги билан кесамиз. Сўнгра $m-n$ кесимнинг марказига нисбатан P кучдан момент оламиз.



73-шакл.



74-шакл.

$$M_x = -P \cdot x; \quad 0 \leq x \leq l;$$

$$x = 0 \text{ да } M = 0;$$

$$x = l \text{ да } M = -P \cdot l = M_{\max}.$$

M_x нинг қийматлари учун эпюра қураб оламиз. Кесувчи куч $Q_x = P$ бўлади. Q_x эпюраси ҳам M_x эпюраси сингари қурилади.

III ҳол. Бир учи билан қистирилган балкага (консолга) ёйналган юк қўйилган бўлсин (75-шакл). Чап томондан x масофада кесиб, $m-n$ кесимнинг марказига нисбатан чап қисмидаги кучларни огирлик марказида деб қараб момент оламиз ҳамда кесиб ўтувчи кучни топамиз:

$$M_x = -qx \cdot \frac{x}{2} = -\frac{qx^2}{2}; Q_x = -qx.$$

Бунда x полдан l га қадар ўзгаради: $0 \leq x \leq l$.

Тенгламадан кўринадики, 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 қурсак, уни парабола эгри чизиги бўйлаб ўзгаришини кўраемиз. Кесувчи куч эса:

$$x = 0 \text{ да } Q_x = 0$$

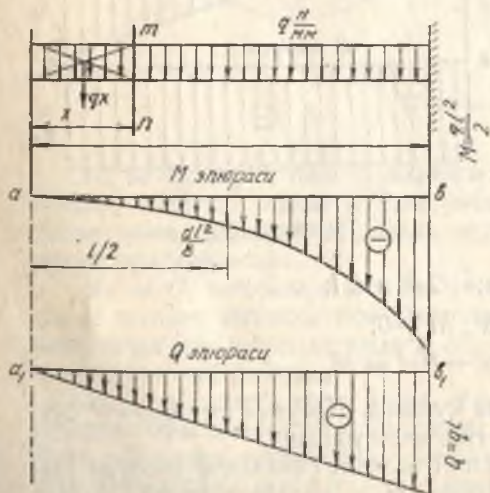
$$x = l \text{ да } Q_x = -ql.$$

Шундан сўнг Q_x нинг қиймати учун эпюра қураемиз.

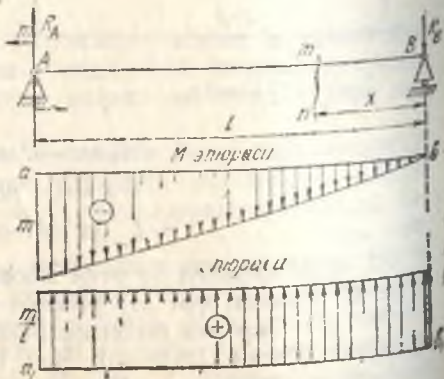
IV ҳол. Иккита шарнирли қўзғалгучи ва қўзғалмас таянчларга тиралган балка жуфт куч таъсирида бўлсин (76-шакл). Бундай балкаларнинг кўндаланг кесимида ҳосил бўладиган M_x ва Q_x ларни топишдан олдин таянч шарнирларидаги (A ва B) реакция кучларини топиш талаб этилади.

Реакция кучларини топиш учун, уларни R_A ва R_B лар билан белгилаб A ва B шарнир марказларига нисбатан моментлар тенгламасини тузамиз:

$$\sum M_A = -m + R_B \cdot l = 0; \text{ бундан } R_B = \frac{m}{l}.$$



75- шакл.



76- шакл.

B нуқтага 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 текшириладиган томондаги кучларнинг йиғиндисини ва моментларни оламиз:

$$Q_x = R_B; M_x = -R_B x.$$

Бунда x поль 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 ларнинг қийматларига эпюра қурамиз. Эпюрадан кўринадиги, балканинг эгилишга хавфли кесими жуфт куч қўйилган текисликда экан.

V ҳол. Иккита шарнирли таянчга тиралган балка ёйилган юк таъсирида бўлсин (77-шакл).

Ёйилган юкни, балканинг оғирлик марказига қўйилган деб қараб A ва B шарнирлардаги реакция кучларини топамиз. Бунинг учун A ва B нуқталарга нисбатан моментлар тенгламасини тузамиз:

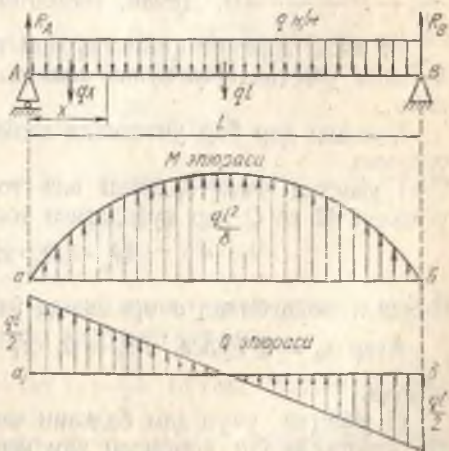
$$\sum M_A = -R_B \cdot l + ql \cdot \frac{l}{2} = 0.$$

Бундан $R_B = ql/2$. Сўнгга B нуқтага 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 текшириладиган томондаги кучлардан момент ва кучлар йиғиндисини 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 кўрнишида 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.

$$\sum M_A = P \cdot a - R_B \cdot l = 0; R_B = \frac{Pa}{l};$$

$$\sum M_B = -P \cdot b + R_A \cdot l = 0; R_A = Pbl/l.$$

Аниқланган реакция кучларининг тўғрилигини y ўқиға нисбатан кучларнинг проекция — йиғиндиларини олиб текширамыз:

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

Бу тенгламага R_A ва R_B ларнинг қийматларини қўйсак:

$$\frac{Pa}{l} - P + \frac{Pb}{l} = 0. \text{ Демак, топишган реакция кучлари тўғри экан.}$$

M ва Q ларнинг қийматларини топиш ва эпюраларини қуриш учун балкани участкаларга бўлиб оламыз. Икки куч оралиғиға *участка* дейилади.

Балкани ҳар бир участкада алоҳида-алоҳида кесиб M ва Q ларни топамиз.

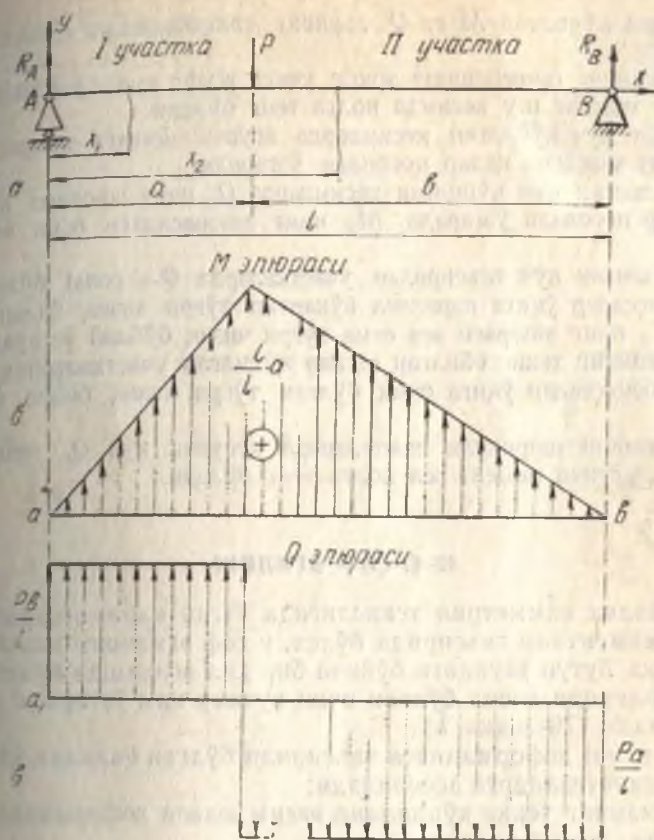
I участка учун балкани чап томонидан кесамиз (78-шакл, а, б); у ҳолда M ва Q лар қуйидагича топилади:

$$M_x = R_A \cdot x; Q_x = R_A.$$

Бунда x ноль билан a оралиғида ўзгаради.

Агар $x_1 = 0$ бўлса, $M_x = 0$; $x_1 = a$ бўлса, $M_x = \frac{Pb}{l} \cdot a$ ва $Q = \frac{Pb}{l}$ 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;

$$M_{x_2} = \frac{p \cdot b}{l} \cdot a - P (a - a) = \frac{p \cdot b}{l} \cdot a = 0.$$

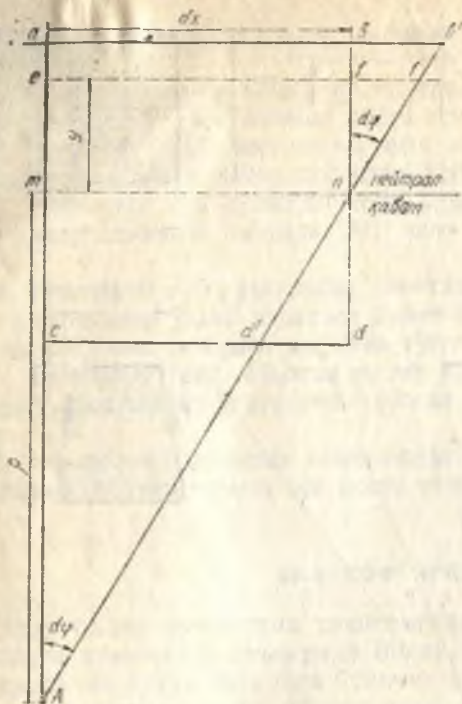
Демк, куч қўйилган кесимда $M_{x_1} = M_{x_2}$ бўлар экан. Агар $x_2 = l$ бўлса:

$$M_{x_2} = \frac{p \cdot b}{l} l - P (l - a) = p \cdot b - P \cdot b = 0.$$

Шундай қилиб, B таянч кесимида ҳам A таянч кесимидаги сингари эгувчи момент нолга тенг бўлар экан. Кесувчи куч эса;

$$Q_{x_2} = p \cdot b / l - P = P (b - l) / l = \frac{-P \cdot a}{l} \text{ га тенг бўлади.}$$

Энди M_{x_1} , M_{x_2} ва Q_{x_1} , Q_{x_2} қийматлар учун эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч эпюраларини қурамыз (78-шакл, б, в).



80- шакл.

Текшириляётган элементар бўлакчанинг деформацияланиш чизмасидан (80- шакл) учбурчак Anm ва бурчак nff' ларнинг ўхшашлиги қуйидаги боғланишларни беради:

$$ff'/y = mn/\rho \text{ ёки } ff'/mn = y/\rho.$$

$$\text{Бундан } ff' = \frac{y}{\rho} mn.$$

Нисбий деформация:

$$\epsilon = ff'/ef = \frac{y}{\rho} mn/ef = \frac{y}{\rho},$$

бунда $ef = mn$ — олинган қаватдаги толанинг деформацияланишидан олдинги узунлиги. Демак,

$$\epsilon = y/\rho. \quad (5)$$

Гук қонунига биноан чўзилиш ёки сиқилиш деформацияси натижасида ҳосил бўлган нисбий бўйлама деформация, материалларнинг эластиклик чегарасида нормал кучланиш билан қуйидагича боғланишига эга бўлади: $\sigma = E \epsilon$ ёки (5) формулага асосан

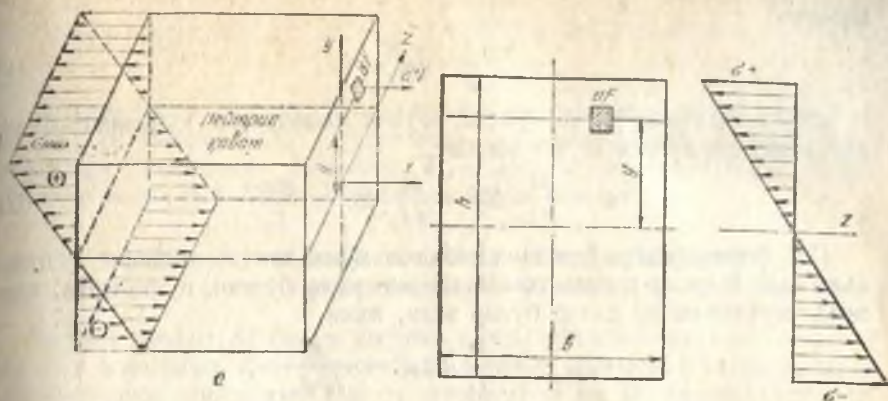
$$\sigma = Ey/\rho. \quad (6)$$

(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 кучланишнинг балка кесим юзасида оралиқ y га боғлиқ ўзгаришини кўрсатадиган график-эпюраси 81- шаклда келтирилган. Шаклга биноан нормал кучланиш формуласи қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma = \pm \frac{y}{\rho} E = \pm \frac{1}{\rho} Ey. \quad (7)$$

(7) формула, кучланишнинг 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, а, б).



81-ШЕКАЛ

Текширилаётган элементар бўлакча ташқи (M) момент ва ички dN кучлар таъсирида мувозанат ҳолатида бўлиши керак. Текширилаётган элементар бўлакчанинг мувозанат ҳолати учун статиканинг мувозанат тенгламасини тузамиз.

1. x ўқиға 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 шаклнинг нейтрал z ўқиға нисбатан статик моменти. 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) ўқиға 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) ўқиға нисбатан инерция моменти. Демак, (9) формула қуйидаги кўринишни олади:

$$M = \frac{E}{\rho} I_z.$$

Бундан

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI_z}. \quad (10)$$

(10) формулани (6) га қўйсақ, эгувчи моментнинг кучланиш билан боғланиш формуласи келиб чиқади:

$$\sigma = \frac{M}{EI_z} \cdot E y = \frac{M}{I_z} E y = \frac{M y}{I_z}. \quad (11)$$

(11) формуладан кўринадики, балка кўндаланг кесимининг нейтрал қаватидан (қарама-қарши томонида) энг узоқ бўлган нуқталарда: максимал кучланишлар содир бўлар экан, яъни

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M}{I_z} y_{\max} = \pm \frac{M}{I_z y_{\max}}.$$

бунда $y_{\max}$ — нейтрал қаватдан энг узоқдаги қават оралиғи. $I_z / y_{\max} = W_z$ — кесим юзанинг нейтрал ўққа нисбатан қаршилик 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 учта 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 қаршилик кўрсата оладиган кесим қуйидагича танланади:

а) Агар балка тўртбурчак кесим юзали бўлса, у ҳолда $W_z = \frac{bh^2}{6}$

бўлиб, $b/h = c$ нисбат берилган бўлиши керак. Буларни ўрнига қўйиб, балка кесим ўлчовлари топилади (81-шакл, а):

$$h = \sqrt[3]{\frac{6M_{\max}}{c[\sigma]}}.$$

б) Агар балка думалоқ кесим юзали бўлса, у ҳолда $W_z = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$ га тенг бўлиб,

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma]}}.$$

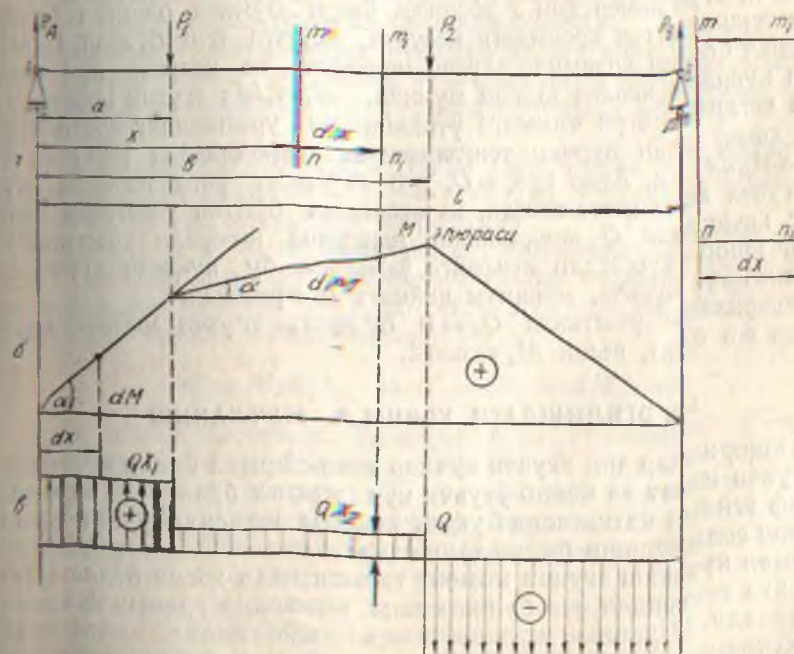
Агар балка қўштавр ёки швеллер кесим юзали бўлса, аниқланган W_z га биноан ГОСТ шартларидан қўштавр ёки швеллерларнинг номлари танланади. Масалан: $W_z = 159 \text{ см}^3$ га тенг бўлса № 18^а қўштавр балка ёки № 20^а швеллерли балка олинади.

43-§. Эгувчи момент ва кесувчи куч оралиғи дифференциал боғланиш

Эгувчи момент M билан кесувчи куч Q ўртасида қандай боғланиш бор? муносабатларни топиш балкаларнинг кўндаланг кесимларидаги зўрланишларни топишда у ёки бу эпюраларни анализ қилиш учун катта аҳамиятга эга.

Агар орасидаги боғланишни топиш учун тўпламлар билан юкланган, икки таянчга қўйилган балкани олайлик (82-шакл, а). Балка R_A реакция-кучлари ва P_1, P_2 кучлар таъсирида қозанатда бўлсин. Балканинг чап томонидан, А таянчдан x масофа иштиёрий m текис ва унга жуда яқин $x + dx$ масофада m_1 қисмлик ўтказиб, dx узунликдаги бир элементар бўлакчани ажратамиз (узунлик маълум бир участка оралиғида олинади).

Айрилган элемент m_1 ва $m_1 n_1$ кесимларининг m нисбатан



82-шакл.

чап томондаги кучлардан моментлар оламиз. mn кесимдаги эгувчи момент:

$$M_x = R_A x - P_1 (x - a). \quad (12)$$

$m_1 n_1$ кесимдаги эгувчи момент:

$$M_{x_1} = R_A (x + dx) - P_1 (x + dx - a). \quad (13)$$

(13) тенгламадан (12) тенгламани айириб, mn кесимдан $m_1 n_1$ кесимга ўтишдаги эгувчи моментнинг ўсишини топамиз:

$$\begin{aligned} dM_x = M_{x_1} - M_x &= R_A x + R_A dx - P_1 x - P_1 dx + P_1 a - R_A x + P_1 x - \\ &- P_1 a = R_A dx - P_1 dx = (R_A - P_1) \cdot dx. \end{aligned}$$

$$\text{Демак, } dM_x = (R_A - P_1) \cdot dx. \quad (14)$$

Энди mn 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 қўйсак, 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 биринчи ҳосила текшириладиган кесимдаги кесувчи кучга тенг бўлади. Бу дифференциал боғланиш ёрдамида эгувчи момент ва кесувчи куч эпюраларини қуйидагича анализ қилиш мумкин. dM_x/dx эгувчи момент эпюрасини чегараловчи эгри чизигига 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.

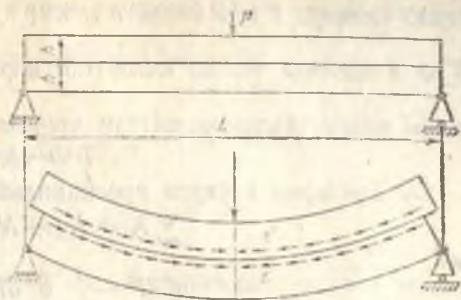
Текшириладиган участкада $Q_x = 0$ бўлса, эгувчи момент доимий қийматга эга бўлади, яъни: $M_x = \operatorname{const}$.

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 натижасида унинг кесим юзасида фақат нормал кучланиш содир бўлиши билан танишдик.

Нормал кучланиш эгувчи момент таъсирида ҳосил бўлади. Кўндаланг куч таъсиридан эса балка кесим юзасида уринма кучланиш ҳосил бўлади. Бу уринма кучланишлар кўндаланг кесим юзада ҳамда кучланишларнинг жуфтлик қондасига кўра балканинг узунлиги бўйлаб нейтрал қаватга параллел бўлган кесимларда содир

бўлишидан фойдаланиб топилади. Нейтрал қаватга параллел текисликда ҳосил бўладиган уринма кучланишни куриш учун, иккита бир хил ўлчовдаги мустақил балкани бир-бирининг устига қўйиб, икки таянчга тираб (83-шакл), кўндаланг куч таъсирида эгсак, уларнинг ён кесимларининг ўзгарганини кўрамыз, яъни балка узунлик бўйича нейтрал қаватга параллел текисликда сурилиб қолади. Агар бу сурилишни йўқ қилиб иккала балкани бир бутун қилиб олсак, сурилиш имкониятига эга бўлмаган қаватда уринма зўриқиш содир бўлишини кўриш қийин эмас. Бу ҳол кучланишнинг содир бўлишига, яъни ёғоч брус эгилишига текширилганда бўйига қараб қалинлик оралиғидан ёрилиб кетишига мисол бўла олади. Уринма кучланишнинг кўндаланг кесим юза бўйича тақсимланиш қонунини ва миқдорини топиш учун кўндаланг эгилишга ишлайётган тўғри тўртбурчак кесим юзали балкани қуйидаги иккита гипотезага асосланиб текширамыз:



83-шакл.

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).

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 ажратамыз.

Элементдан 1, 2, 3, 4 лар билан чегараланган бўлақчани нейтрал ўқдан z масофада оламыз. Бўлақчага таъсир қилаётган кучлар моментлар эпюрасидан маълум M_x ва $M_x + dM_x$ (85-шакл, a , b). Улардан ҳосил бўлган нормал кучланишлар:

$$\sigma' = M_x z / I_y \text{ ва } \sigma'' = (M_x + dM_x) z / I_y.$$

Бунда $\sigma' \rightarrow x$ 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 текшириляётган элементар 1, 2, 3, 4 бўлақчанинг юқорида эсланган кучлар таъсирида мувозанатда бўлиш шартини текшириб, уринма кучланишни топамиз. Бунинг учун элемент текисликларига таъсир қилаётган кучларни бел-

гил 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 ўқига проекциялаб, қуйидагини топамиз:

$$\sum X = N_1 - N_2 + T = 0$$

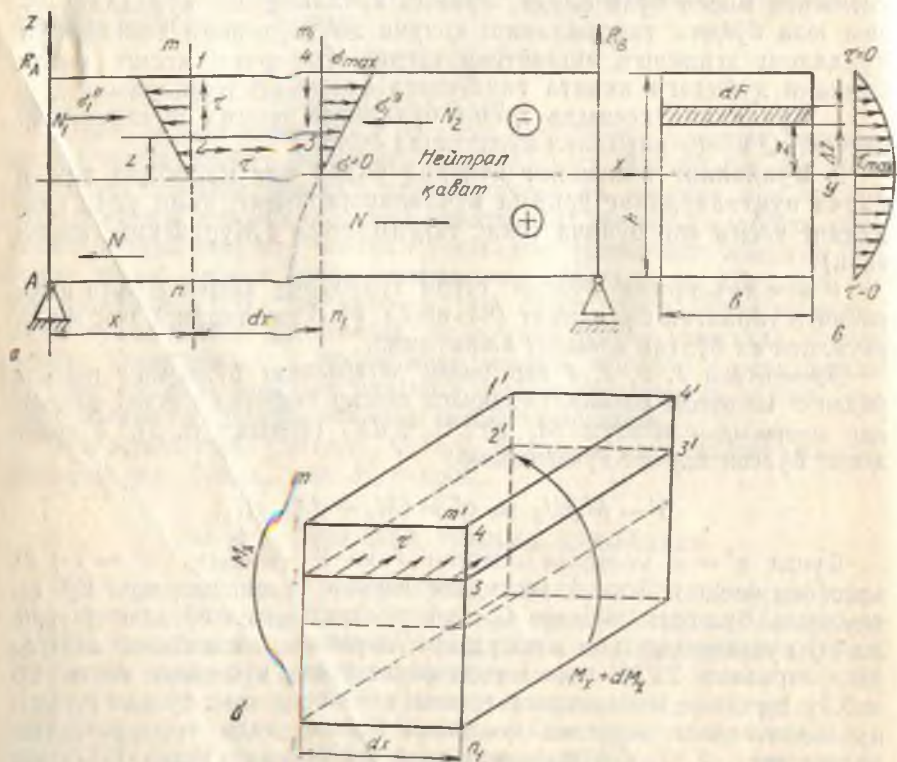
ёки

$$\int_{F_{1-2}} \sigma' dF - \int_{F_{3-4}} \sigma'' dF - \tau b dx = 0.$$

Бу тенгламадаги σ' ва σ'' ларнинг ўрнига қийматларини юқоридаги формулалардан келтириб қўямиз:

$$\int_{F_{1-2}} \frac{M_x}{I_y} z dF - \int_{F_{3-4}} \frac{M_x - dM_x}{I_y} z dF + \tau b dx = 0.$$

Бунда $\int z dF = S_x$ - кўндаланг кесимдан ажратилган 1, 2, 2, 1



84- шакл.

юзанинг нейтрал ўққа нисбатан статик моменти. Бунини эътиборга олсак:

$$\frac{S_y}{I_y} (M_x - M_x - dM_x) + \tau b dx = 0,$$

бундан

$$\tau b dx = dM_x S_y / I_y$$

ёкин

$$\tau = S_y dM_x / b I_y dx.$$

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 — текширилаётган кўндаланг кесимдаги кесувчи куч; S_y — кўндаланг кесимнинг нейтрал ўққа нисбатан статик моменти; b — уринма кучланиш топиладиган қатламдаги кесимнинг эни; I_y — кўндаланг кесимнинг y ўқиға нисбатан инерция моменти.

Уринма кучланишни топиш формуласини биринчи бўлиб рус олими Д. И. Журавский яратган. Шунинг учун бу формула унинг номи билан юритилади.

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. Сўнгра статик момент S_y ни шу элементар юзачанинг z бўйлаб ўзгариш қонунини аниқлаймиз, яъни

$$S_y = \int_F z dF = \int_z^{h/2} z b dz = \frac{b h^2}{8} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right).$$

бунда $dF = b dz$ экани шаклдан кўринади ва кесим юзанинг нейтрал ўққа нисбатан инерция моменти $I_y = b h^3 / 12$ экашни эътиборга олиб Журавский формуласини ёзамиз.

$$\tau = \frac{Q_x S_y}{b I_y} = \frac{Q (b h^2 / 8)}{b \cdot b h^3 / 12} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right) = 3Q / 2bh \cdot \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right),$$

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).

Қўштавр кесим юза учун уринма кучланиш. Қўштавр кесим юза учта алоҳида олинган тўғри оддий тўртбурчакдан тузилган бўлиб, паст-

ки ва юқориги токча ва уларни туташтириб турувчи девордан иборатдир (85-шакл, б). Шунинг учун кесим юзада ҳосил буладиган уринма кучланиш тўғри тўртбурчак кесим юзага чиқарилган уринма кучланиш формуласидан фойдаланиб, токча учун алоҳида ва

девор учун алоҳида топилади: $\tau = Q_x S_y / b I_y$. Бундан $S_y = \frac{h^2 b}{8} \left(1 - \frac{4z_\tau^2}{h^2} \right)$;

I_y — қўштавр кесим юзасининг y ўқига нисбатан инерция моменти.

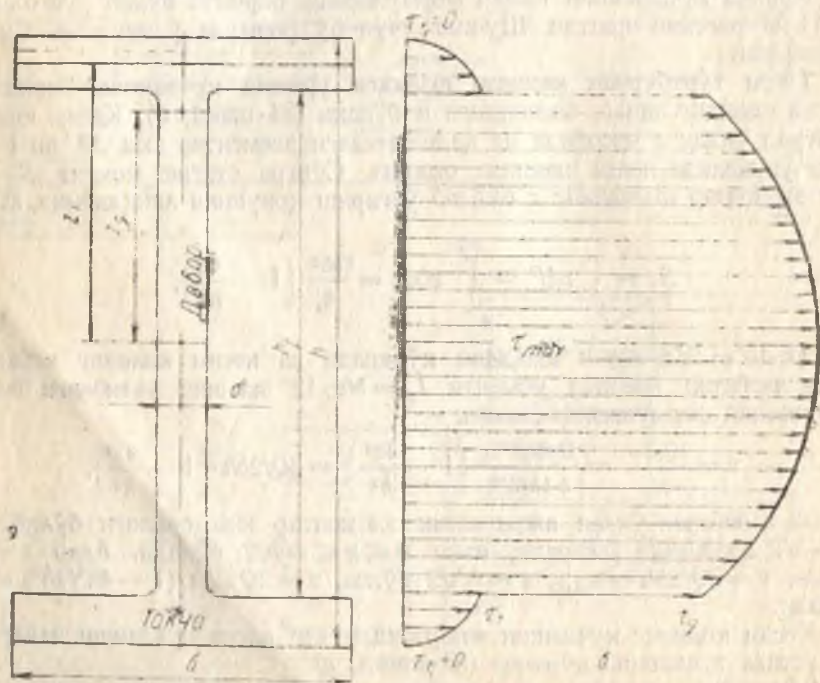
S_y нинг ўз ўрнига қийматини қўйсак, қўштавр токчаси учун қуйидаги қийматни оламиз: $\tau_\tau = \frac{Q h^2}{8 I_y} \left(1 - \frac{4z_\tau^2}{h^2} \right)$.

Буида: $h_1/2 \leq z_\tau \leq h/2$.

Агар $z_\tau = \pm h_1/2$ бўлса, $\tau_{\tau_1} = \frac{Q h^2}{8 I_y} \left(1 - \frac{4h_1^2}{4h^2} \right)$; $z_\tau = \pm \frac{h}{2}$ бўлса, $\tau_{\tau_1} = 0$ (а). Қўштавр девори учун: $\tau_g = Q h^2 b / 8 I_y \cdot \sigma \cdot (1 - 4z_g^2/h^2)$. Бунда

$0 \leq z_g \leq \pm h_1/2$. Агар $z_g = \pm h_1/2$ бўлса, $\tau_g = \frac{Q h^2 b}{8 I_y \delta} \left(1 - \frac{4h_1^2}{4h^2} \right)$ (б). (а) ва (б) формулалардан $\tau_z = \tau_\tau \cdot \frac{b}{\delta}$ ифодани ҳосил қиламиз. $z_g = 0$ бўлган-

да $\tau_g = \frac{Q h^2 b}{8 I_y \delta} = \tau_{\max}$ га эришадн.



85-шакл.

τ_r ва τ_x ларнинг қийматлари учун қурилган эпюралардан (85-шакл, б) максимал уринма кучланиш нейтрал ўқда ётган кесимга тўғри келишини кўра-миз.

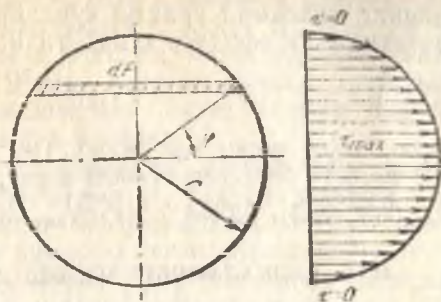
Айланма кесим юза учун уринма кучланиш қуйидагича топилади:

$$\tau = Qr^2 \sin \varphi / 3I_y,$$

бунда $I_y = \pi r^4 / 4$. Бурчак φ қуйидаги оралиқда ўзгаради: $0 \leq \varphi \leq \pi/2$. Агар

$$\varphi = 0 \text{ бўлса, } \tau = 0, \varphi = \pi/2 \text{ бўлса, } \tau = Qr^3 / 3 \pi r^4 / 4 = 4Q / 3 \pi r^2 = \frac{4Q}{3F}.$$

Айлана кесим юза учун эпюра қурсак, нейтрал ўқ текислигида эгилишда уринма кучланишнинг максимал қийматга эришганини кўра-миз (86-шакл).



86-шакл.

46-§. БАЛКАЛАРНИНГ МУСТАҲКАМЛИГИНИ НОРМАЛ ВА УРИНМА КУЧЛАНИШЛАР БУЙИЧА ТЕКШИРИШ

Биз юқорида балкаларнинг кесим юзаларида ҳосил бўладиган нормал ва уринма кучланишларга етарли қаршилиқ кўрсатиши учун, унинг кесим юзасида ҳосил бўладиган максимал нормал ва уринма кучланишлар балка материали учун рухсат этилган нормал ва уринма кучланишлардан ортиб кетмаслиги тўғрисида гап юритган эдик. Бу шарт эгилишга ва кесилишга мустаҳкамлик шарти деб номланади ва қуйидагича ифодалади:

$$\sigma_{\max} = M_{\max} / W \leq [\sigma]; \quad \tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_y}{b I_y} \leq [\tau]. \quad (16)$$

Бунда $M_{\max}$ — балка кесим юзасидаги энг катта эгувчи момент (моментлар эпюрасидан олинади), W — эгилишнинг нейтрал ўққа нисбатан қаршилиқ momenti, $Q_{\max}$ — балка кесим юзасидаги энг катта кўндаланг куч (кўндаланг 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.

Мустаҳкамлик шарти формуласидан балканинг мустаҳкамлигини таъминловчи кесим юза ўлчовлари топилади. Эгилишга мустаҳкамлик шартидан кесим ўлчовларини топиш методи билан балкани соф эгилишга текширганда танишган эдик. Энди балканинг кесилишга мустаҳкамлик шартидан тўғри тўртбурчак кесим юза ўлчовларини топиш билан танишамиз. Тўғри тўртбурчак кесим

юзанинг максимал урғима кучланиши бизга маълум бўлиб, унинг мустаҳкамлик ифодаси қуйидагича:

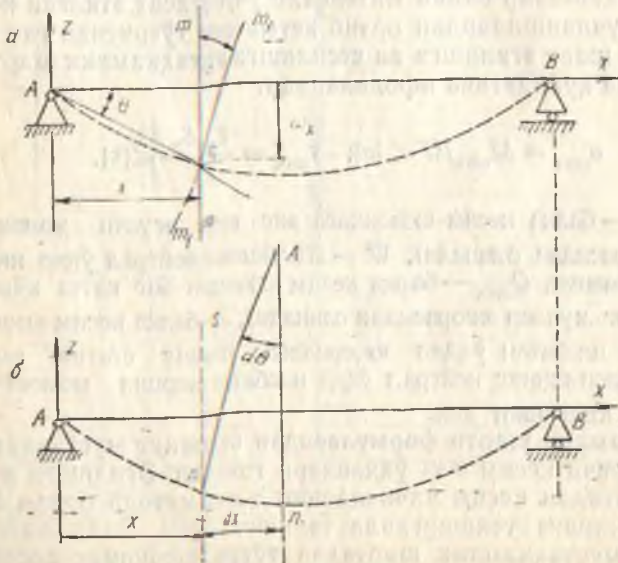
$$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2F} \leq [\tau],$$

бунда $F = bh$ кесим юз бўлиб, уни топиш 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 тўғри кўндаланг кесимларнинг айланишини ҳам ҳисобга олиш керак. Балкалар қўйилган юклар таъсиридан солқиланиши натижасида таянчлардан қўлаб кетиши, динамик юклар таъсиридан тебраниш ҳаддан ташқари куч бўлиши конструкция қисмларини тезда ишдан чиқаради. Буларни олдини олиш учун балкаларнинг солқиланишига чек қўйилади. Масалан, қўлаб балкалар учун максимал солқилик $\omega = l \left(\frac{1}{1600} + \frac{1}{250} \right)$ орасида бўлиши керак.

Балкага қўйилган кучлар бош симметрия текислигида ётса балканинг ўқи ҳам шу текисликда эгилиб, текис эгилиш ҳолатида бўлади. Фараз қилайлик балкада симметрия текислигида ётувчи ҳар хил юклар таъсирида бўлиб, унга A, B, C бўйлаб эгилсин (87-шакл, а). Эгилган ўқ баъзан эластик чизиқ деб ҳам юритилади, чунки эгувчи куч



87-шакл.

олиб ташланса, балка ўзининг олдинги ҳолига тамомилла 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 эгилиш 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 ҳосилга 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 ҳосилга 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:

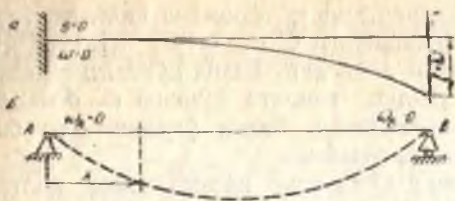
$$1/\rho = M_x/EI, \quad (18)$$

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 чизигига ўтказилган нормаллар кесишган 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 чизиги нейтрал қаватда ётгани учун $ds = dx$



88- шакл.

деб олишимиз мумкин (17) формулани эътиборга олajak эластик чизикнинг эгрилиги $(1/\rho)$ учун қуйидаги тенгламани оламиз:

$$1/\rho = d^2\omega/dx^2. \quad (20)$$

(20) тенгламадаги $1/\rho$ ning қийматини (17) га қўйсак қуйидаги тақрибий деформация 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 интегралли (ҳар бир хусусий ҳол учун) балка эластик чизигининг тенгламаси $\omega = \int x$ ни беради.

Бир учи билан қистирилган балка учун (21) тенгламадаги $M = \text{const}$ бўлиб, уни икки марта интеграллаб, $\omega_{\text{max}} = f$ солқиликни 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

$$z' = \theta = \frac{d\omega}{dx} = \frac{M_x}{EI} + C_1 = (M_x \cdot x + C_1) \cdot \frac{1}{EI}.$$

$$z = \omega = Mx^2/2EI + C_1X + C_2.$$

Бунда C_1 ва C_2 ихтиёрий ўзгармаслар бўлиб, балка учларининг тирилиш шартларидан аниқланади. Биз текшираётган консолли балка учун $X=0$ бўлганда, кесим қистирилиб тиралган учга тўғри келиб, унинг айланиши ва солқиланиши 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 интеграл-
дасэк:

$$z' = \theta = \frac{d\omega}{dx} = \frac{M_x}{EI} + C_1 = \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{3} \right) + C_1 \text{ ва}$$

$$z = \omega = \frac{ql^3}{24EI} \left(\frac{lx^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + C_1 x + C_2 \text{ ларни оламир.}$$

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.

$$C_2 = 0 \text{ бўлса, } \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + C_1 x = 0,$$

$$\text{бундан } x=l \text{ бўлганда } C_1 = -\frac{ql^3}{24EI}.$$

Бунинг юқоридаги тенгламага қўйиб, θ ва ω учун қуйидаги ифода-
ни оламир:

$$z' = \theta = \frac{d\omega}{dx} = \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{3} \right) + \frac{ql^3}{24EI} \cdot \left(1 - \frac{6x^3}{l^3} - \frac{4x^4}{l^4} \right);$$

$$z = \omega = \frac{q}{2EI} \left(\frac{lx^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + \left(-\frac{ql^3}{24EI} \right) \cdot x = -\frac{ql^3 x}{24EI} \left(1 - \frac{2x^2}{l^2} + \frac{x^3}{l^3} \right).$$

Максимал солқилик бу ҳолда балканинг ўртасида бўлади, яъни:

$$x = \frac{1}{2} l; \quad \frac{x}{l} = \frac{1}{2}; \quad \omega_{\max} = f = \frac{5ql^4}{384EI}.$$

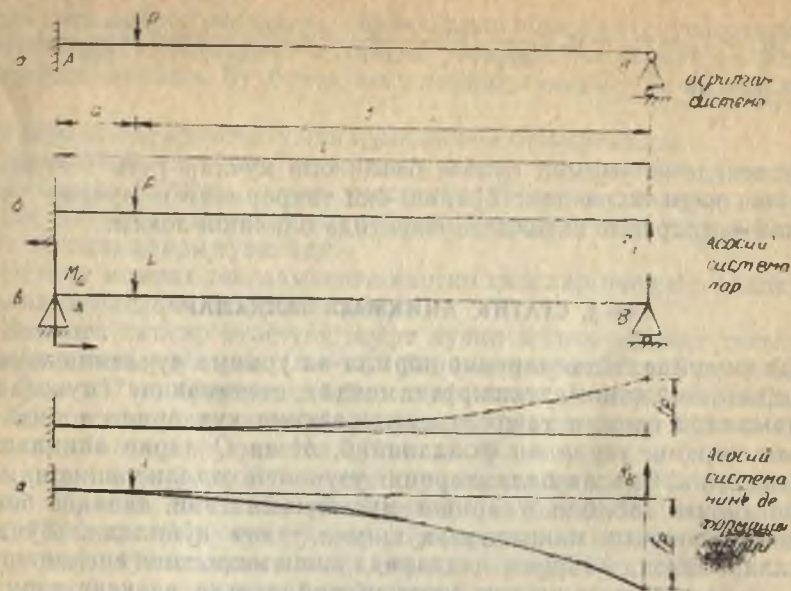
Айланиш бурчаги θ нинг энг катта қиймати таянчлардаги кесимларда бўлиб, $x=0$ ва $x=l$ бўлганда бу қийматга эришади, яъни:

$$z' = \theta = \frac{ql^3}{24EI}.$$

Шу тартибда бошқа хилда юкланган балкаларнинг эластик ўқлари-
ни максимал солқиланиши ва кесимларининг максимал айланиш бур-
чакларини топиш формулаларини чиқариш мумкин. Энг кўп учрайди-
ган балкалар учун M ва Q эпюралари ҳамда солқилик ва кесим
айланиш бурчакларини топиш формулалари справочник жадвалида
келтирилган.

47-§. БАЛКАЛАРНИНГ ЭГИЛИШ ДЕФОРМАЦИЯЛАРИНИ УНИВЕРСАЛ ФОРМУЛАЛАР ОРҚАЛИ АНИҚЛАШ

Юқорида кўриб ўтганимиздек балка нейтрал ўқининг солқили-
гини 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 кўпаяди, ечиш бирмунча мураккаблашади.



91- шакл.

сатилган бир учи қистирилиб иккинчи учи шарнирли қўзғалувчан таянчда ётган балка тупланган куч таъсирида бўлсин. Бу ҳолда A ва B таянчларда тургга реакция кучлари ҳосил бўлиб, уларни ечиш учун статиканинг учта мувозанат тенгламаси етарли бўлмайди. Масалани ечиш учун аввал ортиқча номаълумлар сониини 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 таянчни ташлаб юбориб, унинг ўрнига R_A реакция кучини қўйиш (91-шакл, б) ёки чап таянчни шарнирли қўзғалмас таянч билан алмаштириб, қистирилган 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 кўчиш ёки айланиш нолга тенг бўлиши керак. Агар асосий система учун 91-шакл, б ни танласак, у ҳолда B таянчнинг 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 учини оламиз. У ҳолда $f_A = 0$; $\theta_A = 0$. Балканинг қистирилган ушда таянч реакциялар қуйидагича бўлади (91-шакл, г, д).

$$R_A = P \text{ ва } M_A = \frac{Pl}{2};$$

$$\text{агар } a = l/2 \text{ бўлса, } f_{B(P)} = -\frac{Pl^3}{48EI}. \quad (25)$$

(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; жуфт куч $m = 5$ кН·м, балканинг узунликлари $l_1 = 4$ м, $l_2 = l_3 = 6$ м; рухсат этилган 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.

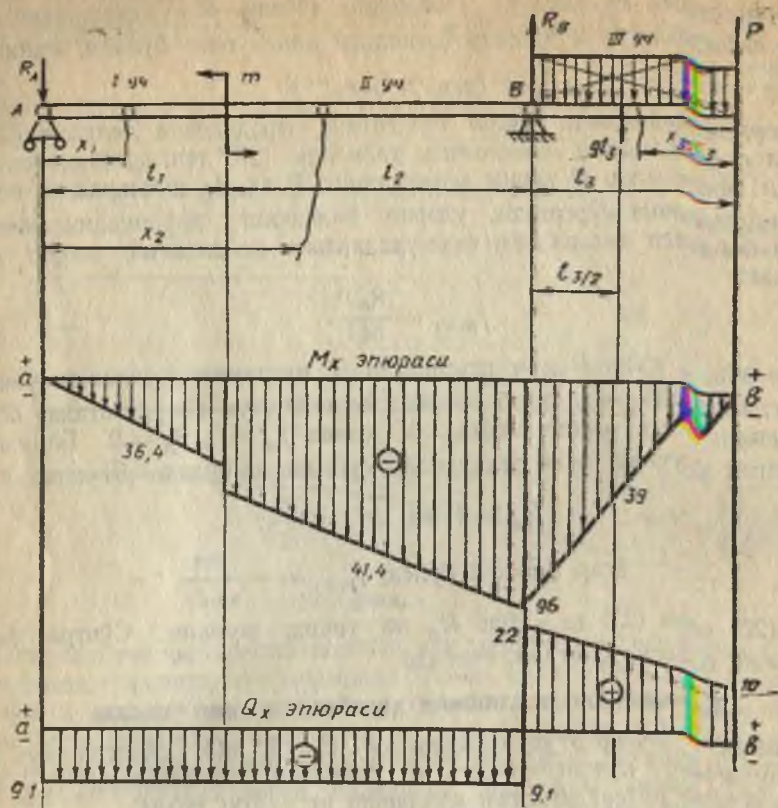
Балка кесим юзаси профилини алмаштириш йўли билан материалдан иқтисод қилиш мумкинлиги аниқлансин.

Ечиш: 1. Реакция кучларини топиш. Бунинг учун таянчлардаги реакция кучларни белгилаб олинади. Сўнгра A ва B таянчларга нисбатан моментлар тенгламаси тузилади:

а) A таянчга нисбатан моментлар йиғиндисини оламиз. Бунинг учун ёйилган кучнинг умумий огирлигини топиб, огирлик 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.

$$\sum M_B = P \cdot l_3 + q l_3 \frac{l_2}{2} - m + R_A \cdot (l_1 + l_2) = 0.$$

$$R_A = \frac{-P \cdot l_3 - q l_3 l_2 / 2 + m}{l_1 + l_2} = \frac{-60 - 36 + 5}{10} = 9,1 \text{ кН}.$$

Топилган реакция кучларининг тўғрилиги у ўқига проекция олиш йўли билан текширилади ($\sum y = 0$).

2. M_x ва Q_x ларни топиш учун балкани участкаларга I, II, III бўлиб, ҳар бир участкани алоҳида қирқиб қийматларини топамиз. Сўнгра эпюрасини қурамиз.

I участкани (чап томондан) x_1 масофада қирқамиз. Сўнгра қирқилган қирқим марказига нисбатан чап томондаги кучлардан момент

Чап томондаги кучларнинг йиғиндиси Q_x , ни, яъни қўндаланг кучни беради.

$$M_{x_1} = -R_A \cdot x_1$$

$$Q_{x_1} = -R_A \quad 0 \leq x_1 \leq l_1$$

Тенгламадаги ишоралар (—) чап томонда (таянчда) реакция кучи томондан пасга қараб йўналган (Q_{x_1} учун) ҳамда x_1 масофадаги нуқтага нисбатан соат стрелкасининг айланишига тескари йўналишда эканлигини 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 қўндаланг тенгламани, юқоридаги сингари тузамиз. $M_{x_2} = -R_A x_2 - m$
 $Q_{x_2} = -R_A$
 x_2 нинг ўрнига $4 \leq x_2 \leq 10$ қийматларини қўямиз. Агар $x_2 = l_1 = 4$ м бўлса,

$$M_{x_2} = -R_A \cdot l_1 - m = -9,1 \cdot 4 - 5 = -41,4 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

$$Q_{x_2} = -9,1 \text{ кН}.$$

$$x_2 = l_1 + l_2 = 10 \text{ м бўлса,}$$

$$M_{x_2} = -R_A (l_1 + l_2) - m = -9,1 \cdot 10 - 5 = -96 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$Q_{x_2} = -9,1 \text{ кН}.$$

бўлади.

Олиган 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

III участкаларнинг эпюрасини қурамиз.
 III участкани (ўнг томондан) X_3 масофада қирқамиз. Ўнг томондаги кучлардан қирқилган кесим марказига нисбатан момент оламиз.
 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 чизик 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 шартини 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 қаршилик 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 қурамиз.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{M_{\max} \cdot Y}{I}; \quad (0 \leq Y \leq d/2)$$

$$f=0, \sigma=0. y=Y_{\max}=\frac{d}{2} \text{ бўлса, } W=\frac{I}{Y_{\max}}=\frac{I}{d/2}\approx 0,1 d^3 \text{ бўлади.}$$

$$\sigma=\frac{M_{\max}}{W}=\frac{96\cdot 10^6}{0,1\cdot 210^3}=98 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Агар кесим юза тўртбурчак бўлса,

$$\frac{h}{b}=C=2. \quad b=\frac{h}{2}; \quad W_z=\frac{bh^2}{6}=\frac{h^3}{12};$$

$$\sigma_{\max}=\frac{M_{\max}}{h^3/12}\leq [\sigma].$$

$$h=\sqrt[3]{\frac{12\cdot M_{\max}}{[\sigma]}}=\sqrt[3]{\frac{12\cdot 96\cdot 10^6}{100}}=\sqrt[3]{11520000}=100\sqrt[3]{11,52}=$$

$$=2,3\cdot 100=230 \text{ мм. } b=h/2=115 \text{ мм.}$$

3. Агар балкани кесим юзаси қўштавр ёки швеллер профилли бўлса, 1-мустақамлик шарти 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.

$$W=960 \text{ см}^3 \text{ бўлса, I № 40 } W_1=947 \text{ см}^3$$

$$[\text{№ 33 (2 дона)} \quad W_1=494 \text{ см}^3.$$

$$F_1=71,4 \text{ см}^2, F_1=46,5 \text{ см}^2.$$

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 кўришиб 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

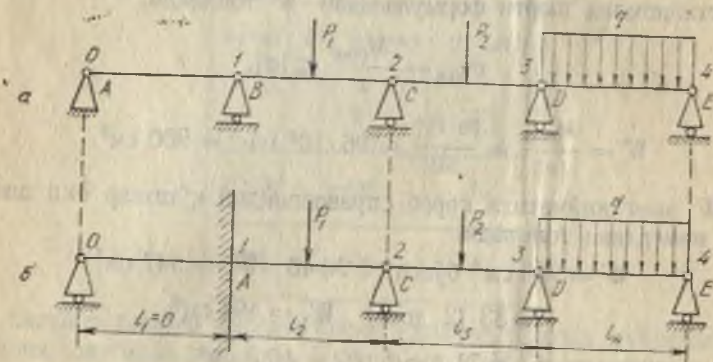
Иккита таянчдан ортиқ ёки ортиқча реакция кучлар келтириб чиқарадиган таянчларга эга бўлган балкалар *кўп таянчли ёки туташ балкалар* дейилади. Туташ балкалар ўзлуксиз бўлиб, битта қўзғалмас ва бир қанча қўзғалтувчан шарнирли таянчларда ётади. Улар айрим балкаларга бўлинмайди. Бир учи қистирилиб, иккинчи 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.

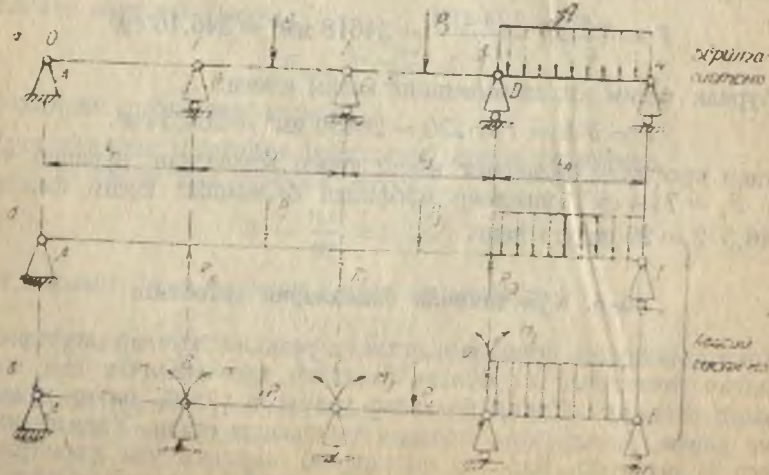
Аниқмаслик даражаси таянчлар сонидан иккитага кам бўлади. Масалан, таянчлар сони n та бўлса, статик аниқмаслик даражаси $n - 2$ бўлади (93-шакл, а). Бир учи қистирилган статик аниқмас балкаларда статик аниқмаслик даражаси $n - 1$ га тенг бўлади (93-шакл, б).

Бир учи қистирилган балкаларнинг қистирилган таянчини таянчдан $I^* = 0$ масофада жойлашган шарнирли кўзгалувчи таянч билан алмаштирилади. Натижада қистирилган учидаги эгувчи 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, сўнгга 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 тескари йўналган иккита эгувчи 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, $M_1, M_2, \dots, M_5$ ораллиқларини эса кейинги таянч номери билан белгилаймиз. Масалан, 0—1 таянч ораллиғини l_1 , 1—2 таянчлар ораллиғини l_2 билан ва ҳ.к. белгилаб оламиз. Икки таянчга тиралган оддий балканинг чап таянчини А ва ўнг таянчини В деб, кесимларнинг чап таянчдаги айланиш бурчагини θ_A , ўнг таянчдагисини эса θ_B билан белгилаймиз. Қўшимча деформация тенгламасини тузамиз. Бунинг учун туташ балка эластик чизигининг узлуксизлигидан фойдаланамиз, чунки таянчга тиралган кесим солқиланмайди ва айланмайди.

Масалан, туташ балкадан 1, 2, 3 таянчларда ётган қисмини ажратиб 2 таянч қисмининг l_2 ва l_3 ораллиқларидаги юклардан таянч кесим юзасининг бурилишини нолга тенг бўлишидан фойдаланамиз. Буни 2-таянч устида эластик чизикқа 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 l_2 қанотдаги юклардан ва таянч моментларидан ҳосил бўлади: θ_2^A — ўнг балканинг чап таянчдаги кесимининг айланиш бурчаги бўлиб, у ўнг балкага l_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:

$$\frac{M_1 l_2}{EI} + \frac{M_2 l_3}{3EI} + \beta_2 + \frac{M_2 l_2}{3EI} + \frac{M_3 l_3}{6EI} + \alpha_3 = 0. \quad (31)$$

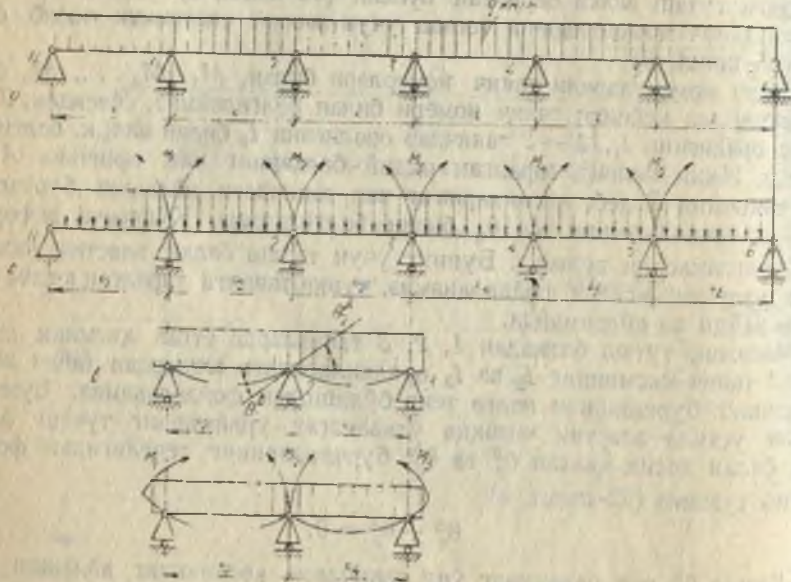
Бу тенгламани умумий махражга келтириб ихчамласак, қуйидаги тенглама ҳосил бўлади:

$$M_1 l_2 + 2M_2 (l_2 + l_3) + M_3 l_3 - 6EI (\beta_2 + \alpha_3) = 0. \quad (32)$$

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, в). Бу бурчаклар, кесим айланиш бурчагини топиш формуласидан маълум, улар икки таянчга тиралган ёйилган юк таъсирида бўлган статик аниқ балкалар учун қуйидагича олинади:

$$\beta_2 = \frac{ql^3}{24EI}; \quad \alpha_3 = \frac{ql^3}{24EI}.$$

β_2 ва α_3 ларнинг қийматларини (31) тенгламага қўйиб M_1 , M_2 , M_3 ларнинг қийматларини топамиз.

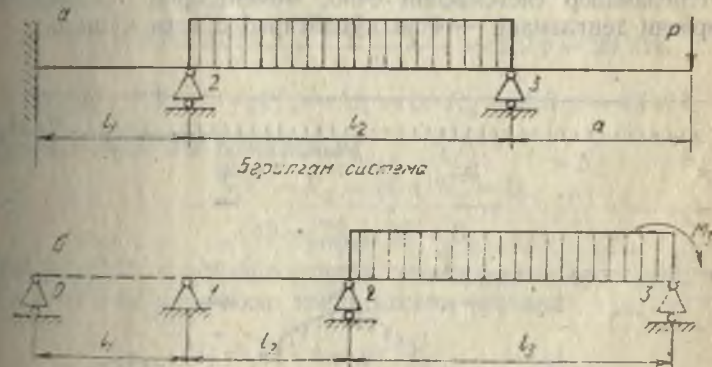


95-шакл.

(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 бўламиз.

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 руҳсат этилган кучланиши $[\sigma] = 160$ Н/мм² бўлса, балканинг эгилишга мустақкамлик шартидан қўштавр балка профилининг 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 ($l_1 = l_2 = l_3 = l$).

$$M_0 l_1 + 2M_1 (l_1 + l_2) + M_2 l_2 = 6EI (\beta_1 + \alpha_2)$$

$$M_1 l_2 + 2M_2 (l_2 + l_3) + M_3 l_3 = 6EI (\beta_2 + \alpha_3).$$

Бу тенгламаларга кирган M_0 ва M_3 таянч моментлари нолга тенг,

2-балка (97-шакл). В ва С 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:

$$M_x = M_1 + R_B x - qx \cdot \frac{x}{2}; \quad Q_x = R_B - qx; \quad (0 \leq x \leq l);$$

$$x = 0 \text{ бўлса, } M_x = M_1 = 173 \text{ кНм; } Q_x = -36 \text{ кН.}$$

$$x = l \text{ бўлса, } M_x = 38,9 \text{ кН} \cdot \text{м; } Q_x = -36 \text{ кН.}$$

Ҳар бир балка эгувчи моментнинг максимал қийматини $Q_x = 0$ бўлгандаги кесимга тўғри келишидан фойдаланиб толамиз:

$$Q_x = R_A - qx = 0; \quad x = \frac{R_A}{q};$$

$$M_x = R_A x - \frac{qx^2}{2}.$$

Таянчлардаги реакция кучлари:

$$R_A = 43 \text{ кН.}$$

$$R_B = B_I + B_{II} = 65 \text{ кН.}$$

$$R_C = C_{II} + C_{III} = 65 \text{ кН; } R_D = 43 \text{ кН.}$$

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.

Мустақкамлик шартидан қўштавр кесимининг номерини танлаймиз. Рухсат этилган кучланиш: $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$.

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]; \quad W = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{389000}{1600} = 243 \text{ см}^3.$$

ГОСТ жадвалидан $W = 243$ га тенг ёки ундан катта сонни танлаймиз.

Бу сон $W = 254 \text{ см}^3$. У 22-номерли қўштаврга тўғри келади.

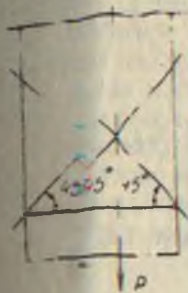
VI б о б. Бош кучланишлар ҳақида тушунча

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.

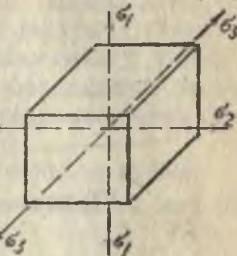
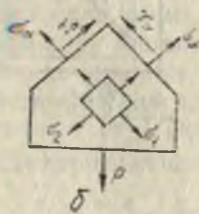
Эластиклик назариясига кўра ҳар қандай мураккаб кучланиш ҳолатидаги нуқтадан бир-бирига перпендикуляр учта бош текислик ўтказиш мумкин. Бунда уларга учта бош кучланиш таъсир этади (98 ва 99-шакллар). Буларнинг биттаси энг катта, иккинчиси ўртача ва учинчиси энг кичик бош кучланишлардир. Улар қуйидагича ифодаланади:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3.$$



а а

98-шакл.



99-шакл.

Шундай қилиб, мураккаб кучланиш ҳолатидаги нуқтани элементар куб деб қарасак, бош кучланишларнинг куб томонларига тик йўналганлигини кўриш мумкин (99-шакл).

Агар ~~сх~~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 ишлаши ҳамда шамол таъсиридан кўндаланг босим таъсирида бўлиши мисол бўтла 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 иншоот қисилари ва бошқаларни кўриш мумкин.

Бош кучланишлар ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) таъсирдан жисм тўғри чизикли, текис, ҳажмий кучланишлар ҳолатида бўлсин. Уларда нисбий деформациялар ($\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$) содир бўлади. Масалан, ҳажмий деформацияланиш ҳолатида σ_1 кучланишдан ҳосил бўлган нисбий деформация чўзилишни характерлайди:

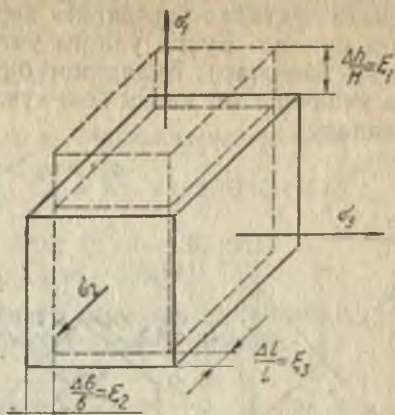
$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}.$$

σ_2 ва σ_3 нормал бош кучланишлар таъсирида қисқаради (101-шакл).

Нисбий деформацияларнинг алгебраик йиғиндиси бош кучланиш σ_1 йўналишдаги 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 йўналишдаги 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 силанишдаги стерженларнинг мустаҳкамлик шартини қуйидагича тузганлик:

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

бунда $[\sigma] = \sigma_0/n$ пластик материаллар, $[\sigma] = \sigma_b/n$ — мўрт материаллар учун рухсат этилган кучланади.

Оддий чўзилиш ёки силанишда материалдаги хавфли ҳолатнинг бошланишига оид кучланиш (σ_0 ва σ_b) тажриба йўли билан аниқланади.

Ишшоот 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 кучларнинг ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) қийматларига ва уларнинг турли комбинациядаги нисбатларига боғлиқдир. Бу комбинацияларнинг ҳаммасининг олдиндан маълум тартибга солиш мумкин бўлмаганлиги сабабли лаборатория шароитида ҳам тегишли тажрибалар ўтказиб бўлмайди. Шунинг учун мураккаб кучланиш ҳолатидаги ишшоот 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 ($\sigma_{ок}$) оқиш чегарасига эришиши;
2. Нисбий бўйлама деформациянинг маълум қийматга эришиши;

$$\varepsilon_{max} = \varepsilon_{ок}; \varepsilon_{max} = \varepsilon_n.$$

3. Уринма кучланишнинг маълум қийматга эришиши:

$$\tau_{max} = \tau_{ок}.$$

$$\tau_{max} = \tau_n.$$

4. Деформация натижасида энергия йиғилиши ва мустаҳкамликнинг бузилиши.

Материалларда хавфли ҳолатнинг бошланишини гипотезалар асосида турли факторларга боғлаб текширувчи назария мустаҳкамлик назарияси дейилади.

II-§. 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 материалидан 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:

$$\sigma_1 = \sigma_{ок}, \sigma_1 = \sigma_n.$$

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 Марнотт 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:

$$\epsilon_1 = \epsilon_{оқ}; \quad \epsilon_1 = \epsilon_v.$$

Мустаҳкамлик тенгламаси:

$$\epsilon_{\max} = \epsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\epsilon].$$

Бунда $[\epsilon]$ рухсат этилган $[\sigma]$ кучланишга тўғри келган рухсат этилган нисбий чўзилиш бўлиб, у қуйидагича топилади:

$$[\epsilon] = \frac{[\sigma]}{E}.$$

Демак, бу формуладан $\sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]$ экани келиб 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 $\tau_{\max}$ 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, оралик 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 мустаҳкамлик назарияси энергетик назария бўлиб, стерженларни мураккаб қаршилиқ деформациясига текшириш бо-
нда мукамал танишамиз.

VII б о б. Мураккаб қаршилиқ

52-§. КУЧЛАНИШ ҲОЛАТИНИНГ ТУРЛАРИ ВА УНА ҲИСОБЛАШ МЕТОДИ

Биз юқорида оддий ҳолда учрайдиган деформациялар, яъни
чўзилиш ва сиқилиш, силжиш, буралиш ва текис эгилиш деформа-
ция турлари билан танишдик. Бу хилдаги деформациялар соф ҳол-
да учраб, уларнинг ҳисоби ҳеч қандай қийинчилик туғдирмайди.
Машина ва иншоот қисмлари купинча бундай соф ҳолдаги дефор-
мация таъсирида бўлмай, балки бир қанча тур йўналишдаги куч-
лар таъсирида бўлиб, мураккаб деформацияга дуч ке-
лади. Масалан, пахта териш машинасининг рамаси бункер ва
машина қисмларини кўтариб туриши натижасида тўғри эгилиш
ҳолатида бўлади. Машина оғирлик маркази нисосимметрик бўлгани
ва бункер тўла пахтанинг оғирлиги натижасида машина пахта да-
ла эгатлари орасида юрганида тебранади. Бу эса ўз навбатида
рама кесим юзасида буралиш деформациясини келтириб чиқаради.
Пахта териш машинасининг шпиндели пахтани ўзига ўраб олаёт-
ганда ёйилган куч таъсирида бўлади, ғуза туплари орасида ўта-
ётганда эса эгилиши мумкин. Ҳаракат тасмаи мали узатма ёрдамида
узатилганда пахтани бункерга тортиш вентиляторининг вали тас-
манинг таранглиги натижасида эгилади, вентилятор парраклари
орасидан пахта ўтиши натижасида у буралиш деформациясига дуч
кешади. Агар устунларга қўйилган юк геометрик ўқ бўйлаб таъсир
этмаса, устунлар сиқилиш ва эгилиш деформациясига ишлаши
мумкин.

Шундай қилиб, биз танишган мисоллардан ан кўринадики, машина
ва иншоот қисмларининг кўндаланг кесимларида бир вақтда икки
ва ундан ортиқ зўриқиш содир бўлар экан. Бундай зўриқиш мурак-
каб қаршилиқ ёки мураккаб деформация дейилади. Мураккаб қар-
шилиқлар жумласига қийшиқ эгилиш, марказий бўлмаган куч таъ-
сирида сиқилиш ёки чўзилиш, эгилиш билан буралишнинг бир
вақтдаги таъсири ва бошқалар кирази. Буларни ҳисоблашда ҳам
юқоридаги соф деформацияларни ҳисоблашдаги сингари қирқиш
методи қўлланилади ва ҳар бир йўналишдаги куч таъсирдан ҳо-
сил бўлган ички куч кучланиш ва солқиликлар юқорида келтириб
чиқарилган формулалар ёрдамида аниқланади. Сўнгра топилган
қийматлар хавфли кесим учун кучлар таъсирининг бир-бирига
халаф бермаслик принципига асосан алгебраик қўшилади.

Биз қуйида мураккаб деформацияга ишлайдиган қисмларнинг
баъзи бирлари билан танишамиз.

Агар балкага таъсир қилаётган эгувчи куч ёки момент кесимнинг 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 ўқ атрофида эгилишини алоҳида-алоҳида x масофадаги кесим учун қуйидагича ёзамиз:

$$M_z^x = -P_y \cdot x = -P \cdot \cos \alpha \cdot x$$

$$M_y^x = -P_z \cdot x = -P \cdot \sin \alpha \cdot x.$$

(1)

M_z^x ва M_y^x лардан ҳосил бўлган кучланишлар эса:

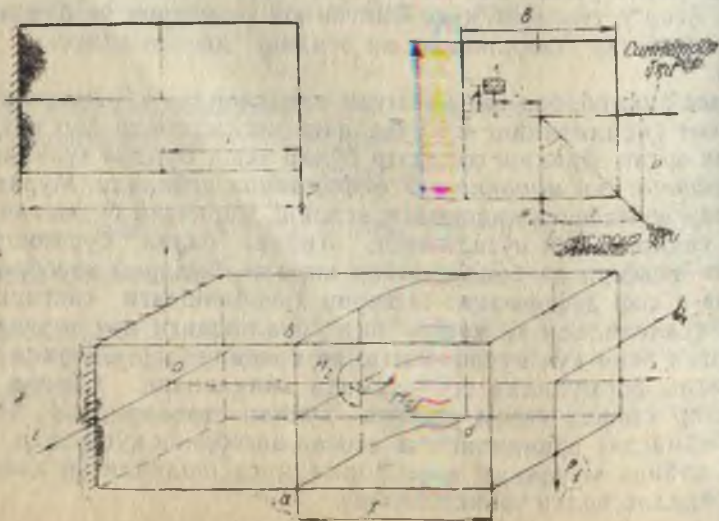
$$\sigma_{mz} = \frac{M_z^x}{W_z} \quad \text{ва} \quad \sigma_{my} = \frac{M_y^x}{W_y}.$$

P кучидан ҳосил бўлган умумий эгувчи момент

$$M_s = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}.$$

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.

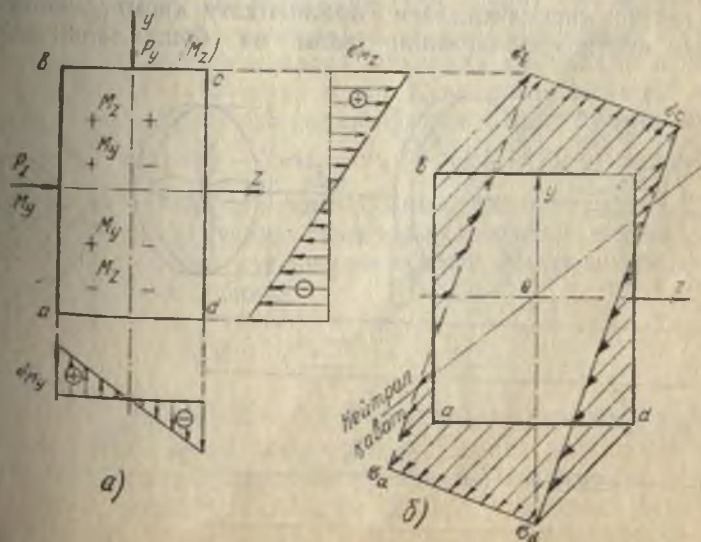
$$\sigma_x = \sigma_{mz} + \sigma_{my} = \pm \frac{M_z}{W_z} \pm \frac{M_y}{W_y}.$$

Агар текширилаётган 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.

Қийишқ 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 нинг қийматлари маълум масштабда ўлчаб қўйилади (103-шакл, а). Эпюрадан ва унга тегишли кесим юзадан кўринадики M_z моменти z ўқи атрофида балкани эгса, z ўқидан юқорида жойлашган чораклардаги тоалар чўзилишга ишлаб, пастки чораклар сиқилишга ишлайди (103-шакл, а да (+) ва (—) ишоралар билан кўрсатилган.)



103-шакл.

Шунингдек, тоқалар 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 топىлади, (3) формулага асосан:

$$\sigma_a = -\sigma_{Mz} + \sigma_{My}; \quad \sigma_b = \sigma_{My} + \sigma_{Mz};$$

$$\sigma_c = -\sigma_{My} + \sigma_{Mz}; \quad \sigma_d = -\sigma_{My} - \sigma_{Mz}.$$

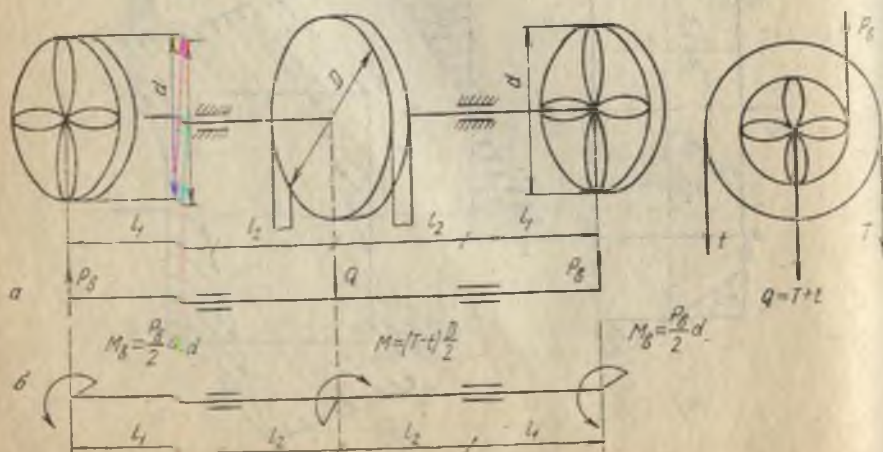
Уларнинг эпюрасини қурсак (90-шакл, в) энг катта кучланиш тўғри келган қирра b ва d нуқталарга мос келишини кўрамиз. Шундай қилиб, қийшиқ эгилишга ишлайтган балкаларнинг мустаҳкамлик шартини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\sigma_{\max} = \pm \left(\frac{M_y}{W_y} \pm \frac{M_z}{W_z} \right) \leq [\sigma].$$

54-§. БУРАЛИШ ВА ЭГИЛИШНИНГ БИР ВАҚТДА ТАЪСИР ЭТИШИ

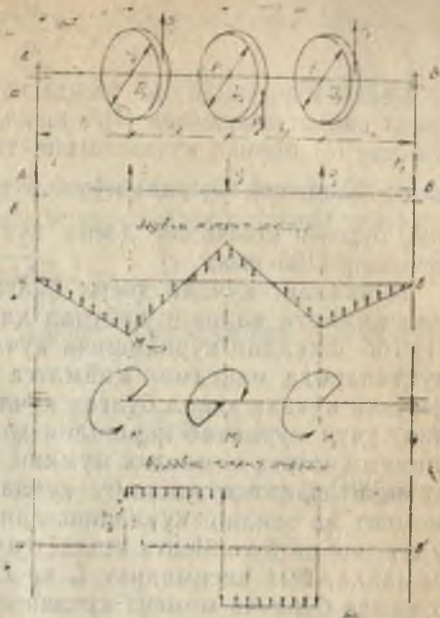
Биз юқорида думалоқ кесим юзали стерженларнинг соф буралишини ва балкаларнинг кўндаланг эгилишини алоҳида-алоҳида кўриб кучланиш формулаларини чиқарган эдик.

Буралишга ишлайдиган стерженга вал дейилади. Вал машина, станок ва механизмларнинг ҳаракатга келтирувчи асосий элементи (звеноси) бўлиб, кўпинча буралиш билан эгилиш деформацияларининг бирга таъсири натижасида ишлайди, соф буралишга эса камдан-кам ишлайди. Буларга мисол тариқасида токарлик станогининг тезликлари қўутисининг шестерняли валлари, кескич билан ишлайтган деталнинг қисқич-каллаги оралиғидаги қисми, пахта териш машинаси вентиляторларининг вали ва бошқаларни келтириш



104-шакл.

мумкин. Бундай валлар айлан-
ма кучлар таъсирида бир вақт-
да ҳам буралишга, ҳам эги-
лишга ишлайди (104-шакл).
Тасманинг T ва t таранглик
кучларини қўшиб ҳамда вен-
тилятор парраги учда ҳосил
бўлган тортиш кучи P ни вен-
тилятор марказига кучириб
келтирсак, валнинг эгилишини
(91-шакл, а) кўришимиз мум-
кин. Тасма таранглик кучла-
рининг (етақчи T ва етақлувчи
 t қисмлар кучи) фарқи $T - t$
ва P кучларнинг марказга кў-
чиши натижасида ҳосил бўла-
диган жуфт кучлар (104-шакл,
б) таъсирида вал буралади.
Валнинг буралишга ва эги-
лишга ҳисоби кучлар (бу-
ровчи момент ва эгилувчи
куч) таъсирининг бир-бирига
халал бермаслик принциpidан
фойдаланиб мустақил равишда
топилади. Сўнгра уларни мус-



105- шакл.

таҳкамлик назариялари асосида геометрик қўшиб, умумий куч-
ланиш топилади. Масалан, берилган вал A ва B подшипниклар-
да тиралган ва C шкив орқали ҳаракатга келиб D ва E шкив-
лар орқали фойдали иш бажаради (105-шакл). Шкивларга қўйил-
ган P_1 , P_2 , ва P_3 кучлар таъсиридан валнинг эгилишини кўриш учун
уларни шкив марказига назарий механика қонунлари асосида кў-
чириб келтирамиз (105-шакл б, в). Кучларнинг кўчириб келтири-
лиши натижасида жуфт куч содир бўлади. Содир бўлган жуфт куч-
лар эса вални $M_1 = P_1 \frac{D_1}{2}$; $M_2 = P_2 \cdot \frac{D_2}{2}$; $M_3 = P_3 \cdot \frac{D_3}{2}$ моментлар таъ-
сирида буралишга мажбур этади (105-шакл, г, д).

Эгувчи P_1 , P_2 , P_3 кучлар таъсиридан максимал эгувчи моментни
(105-шакл, е) ва нормал кўчланишни эгилиш деформациясидаги балка-
ни ҳисоблаш сингари топамиз

$$\sigma_z = \frac{M_z}{W},$$

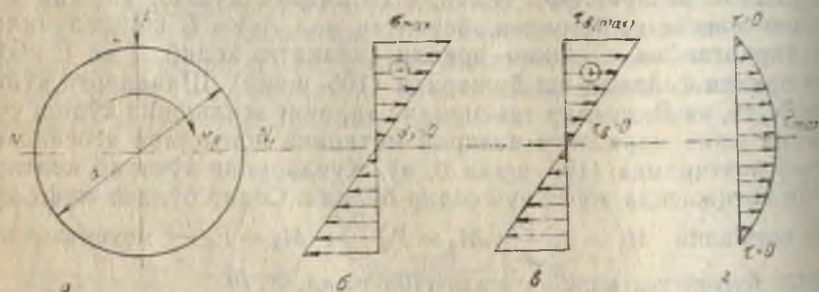
бунда $W = I/\rho_{\max} = \pi d^3/32 \approx 0,1 d^3$ эгилишдаги қаршилик моменти бў-
либ, u кўчланишни кесим марказидан энг узоқда жойлашган нуқтаси-
да максимал қийматга эришишини кўрсатади (106-шакл, б).

Вал буровчи момент M_1 , M_2 ва M_3 лар таъсирида буралиб (105-
шакл, ж) улардан ҳосил бўлган кўчланишни топиш бизга буралиш
деформациясидан маълум:

$$\tau_0 = \frac{M_\delta}{W_p} = \frac{M_\delta}{2W}$$

Кесим марказидан энг узоқда жойлашган нуқтада кучланиш максимал қийматга эришади (106-шакл, в). Вал эгилганда унинг кесим юзасида (σ) нормал кучланишдан ташқари уринма (τ) кучланиш ҳам содир бўлишини юқорида кўриб ўтган эдик. У $\tau_0 = \frac{QS}{Ib}$ га тенг бўлиб, буровчи моментдан ҳосил бўлган уринма кучланишга нисбатан кичикдир (106-шакл, з).

Кўндаланг кучдан ҳосил бўлган уринма кучланишнинг максимал қиймати валнинг нейтрал қаватига тўғри келади (106-шакл, з). 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_0) 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:

$$\sigma_{1/3} = \sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (5)$$

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 $\sigma = M_3/W$; $\tau = \frac{M_\phi}{2W}$ ларнинг қийматларини қўйсақ қуйидаги ифода ҳосил бўлади:

$$\sqrt{\frac{M_3^2}{W^2} + 4 \frac{M_\phi^2}{4W^2}} = \sqrt{(M_3^2 + M_\phi^2)/W^2} \leq [\sigma]. \quad (8)$$

(8) формуладаги буралиш ва эгилиш моментларини келтирилган умумий моментга алмаштирамиз

$$\sqrt{M_3^2 + M_\phi^2} = M_{\text{кел}}.$$

(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

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3.$$

Айтаме 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, сўнгга умумий эгувчи (қийшқ эгилиш темасига қаратсин) қуйидагича аниқланади:

$$\sqrt{M_\phi^2 + M_\tau^2} = M_3.$$

Бу ифодани (8) формулага келтириб қўйсақ,

$$M_{\text{кел}} = \sqrt{M_3^2 + M_8^2}$$

ёки

$$M_{\text{кел}} = \sqrt{M_{\text{в}}^2 + M_{\text{г}}^2 + M_8^2}.$$

2. Тўртинчи назарияга (энергетик назарияга) кўра материалларнинг ўз мустаҳкамлигини 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. Буратиш ва эгилиш кучлари таъсирида ишлайётган валнинг мустаҳкамлик шarti бу назарияга асосан қуйидагича ёзилади:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

σ ва τ ларнинг эғувчи ва буровчи момент орқали аниқланган қийматларини формулага қўйиб

$$\frac{\sqrt{M_3^2 + 0,75 M_6^2}}{W} \leq [\sigma] \text{ ва } W = \frac{\sqrt{M_3^2 + 0,75 M_6^2}}{[\sigma]} = \frac{M_{\text{кел}}}{[\sigma]}$$

ни қосил қиламиз.

Бунда $M_{\text{кел}} = \sqrt{M_3^2 + 0,75 M_6^2}$ келтирилган момент.

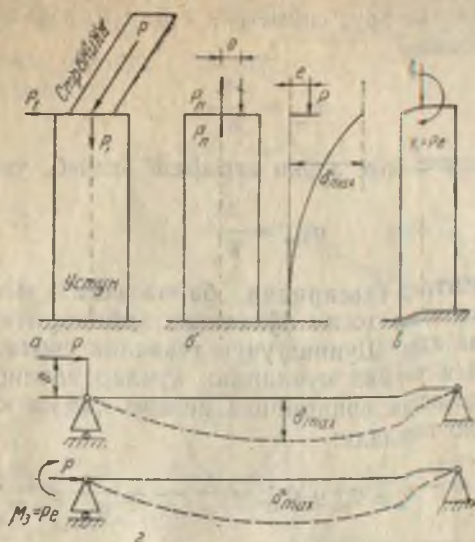
55-§. ЧўЗИЛИШ ВА ЭГИЛИШ ДЕФОРМАЦИЯЛАРИНИНГ БИР ВАҚТДА КЕЛИШИ

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 моменти таъсиридан эгилишини кўрамыз.

Брус кесим юзасига бир вақтда чўзувчи ёки сиқувчи куч ва эғувчи момент таъсир этса, бундай деформация турига марказий бўлмаган куч таъсирида сиқилиш ёки чўзилиш дейилади.

Брус ва балкаларда ташқи кучнинг ноаниқ қўйилиши натижасида қўшимча эғувчи момент ҳосил бўлиб (107-шакл, г) балка мустаҳкамлигига путур етказди. Бу қўшимча эғувчи 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 $\delta_{\max}$ таъсиридан $M_{к3} = P \cdot \delta_{\max}$ ҳосил бўлади. Балканинг максимал эгилган кесимида умумий эгувчи момент:

$$M = M_3 + M_{к3}.$$

Бунда $M_{к3}$ қўшимча эгувчи момент. Шундай қилиб балканинг эгилиши (сқилиги) катта бўлганда (эксцентрик e га қараб аниқланади) уни ҳисобга олиш талаб этилади.

Эгилиш натижасида қўшимча эгувчи момент ҳосил бўлиши мумкин бўлган балкаларга *эгиловчан балка* дейилади. Марказий бўлмаган сиқувчи ёки чўзувчи куч таъсирида эгилишдан ҳосил бўлган қўшимча эгувчи моментлар етарлича кичик бўлса ва уларни эътиборга олмастик мумкин бўлган балкаларга *бикр балкалар* дейилади.

Биз қуйида бикр балкаларни текшираимиз. Махалан, тўғри тўртбурчак кесим юзати 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. Эгил-
лиш момент кучланиши:

$$\sigma_{M_z} = \frac{M_z}{W_z}.$$

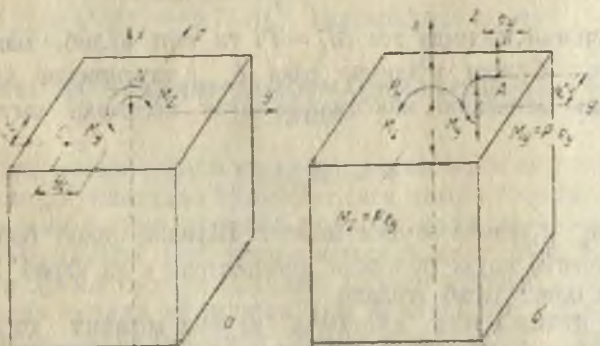
Момент M_y таъсирида брус y ўқи атрофида эгилиб, унинг кучланиши

$$\sigma_{M_y} = \frac{M_y}{W_y}.$$

Эгувчи моментлар таъсиридан балка кесим юзасида ҳар хил
ишқорали кучланишлар ҳосил бўлишини қийшиқ эгилиш деформа-
циясидан кўрган эдик. Шунинг учун текислик сиртида олинган их-
тиёрий нуқтадаги умумий кучланиш, кучлар таъсирининг бир-би-
рига 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 бирер
 C нуқта учун ёзсак у қуйидаги кўринишга эга бўлади:



108- шакл.

$$\sigma_c = -\frac{N}{F} + \frac{M_z \cdot y_c}{I_z} - \frac{M_y \cdot z_c}{I_y},$$

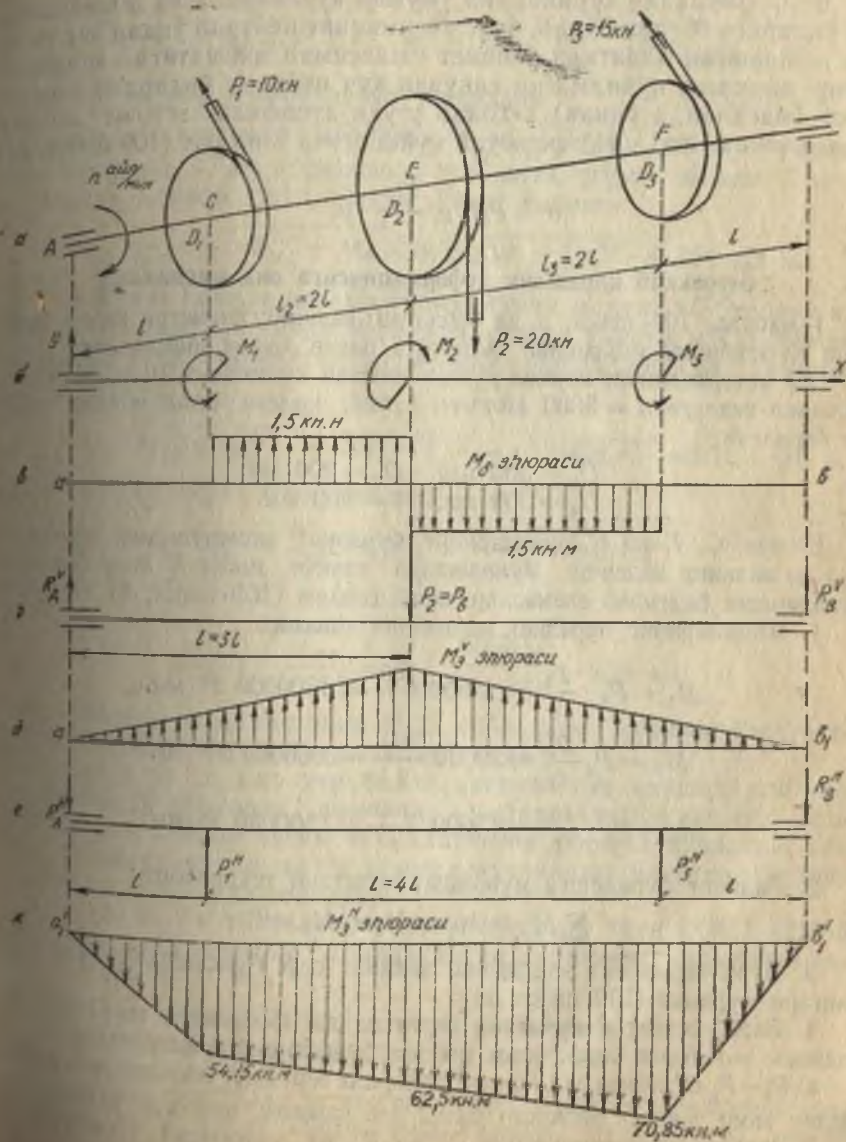
бунда y_c ва z_c лар — C нуқтанинг координата ўқлари: I_z ва I_y кесим
юзанинг z ва y ўқларига нисбатан инерция моментлари.

C нуқта жойлашган чорак M_z момент таъсирида чўзилишга, M_y
момент таъсирида сиқилишга ишлайди.

Агар таъсир қилаётган куч P марказга қўйилмай, масалан, A нуқ-
тага таъсир этса (109- шакл, б) у ҳолда бу куч таъсиридан кесим
юзада ҳосил бўладиган эгувчи моментларни ва эгилиш йўналишларини
аниқлаб, сўнгга улардан ҳосил бўладиган кучланишлар топилади.

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:

$$\sigma_{xy} = \frac{M_y}{W_y} = \frac{P \cdot l_z}{I_y} \cdot z.$$



109- шакл.

Умумий кучланиш эса қуйидагича топилади:

$$\sigma = \frac{P}{F} \pm \frac{M_y}{W_y} \pm \frac{M_z}{W_z} = \frac{P}{F} \pm \frac{P \cdot l_z}{l_y} \cdot z + \frac{P \cdot l_y}{l_z} \cdot y. \quad (11)$$

(11) формула марказий бўлмаган куч таъсирида сиқилиш ёки чўзилишга ишлаётган брус кесим юзасининг ихтиёрий нуқтасида ҳосил бўладиган умумий кучланишни топиш формуласидир.

Бу формуладан кўринадикки умумий кучланиш z ва y координата ўқларига боғлиқ бўлиб, брус кесимининг нейтрал ўқдан энг узоқда жойлашган қаватида ўзининг максимал қийматига эришади. Агар марказга қўйилмаган сиқувчи куч нейтрал ўқлардан бирида ётса (масалан, y ўқида) y ҳолда y ўқи атрофида эгувчи момент нолга тенг бўлиб, (11) формула қуйидагича ёзилади (109-шакл, а):

$$\sigma = P/F \pm \frac{Pl_y}{l_z} \cdot y.$$

Мураккаб қаршилик деформациясига оид масалалар

1-масала. 109-шакл, а да берилган валнинг диаметри вални буралиш ва эгилишга ишлатилиши эътиборга олган ҳолда аниқлансин.

Вал материалнинг нормал рухсат этилган кучланиши $[\sigma] = 100 \text{ Н/мм}^2$, айланиш тезлиги $n = 5000$ айл/мин бўлиб, қолган маълумотлар шакл-да 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 айланмиш 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 қуригани сингари қурамиз (109-шакл, в).

4. Вални эгаётган кучларни вертикал ва горизонтал текисликларда эканини эътиборга олиб, улар таъсирида эгилишни текшираимиз:

а) $P_2 = P_v$ бўлганда вал P_2 куч таъсирида вертикал текисликда эгилади. Вални икки таянчга тиралган балка деб қарасак, вертикал текисликдаги P_v кучдан подшипникларда R_A^V ва R_B^V ва горизонтал текисликдаги

P_1^H ва P_2^H кучлардан R_A^H ва R_B^H реакция кучлари ҳосил бўлади (121-шакл, з. е).

Бу реакция кучлари оддий балкадаги сингари топилади:

$$\sum M_A = P_2 \cdot 3l - R_B^V \cdot 6l = 0; \quad R_B^V = 10 \text{ кН.}$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot 3l + R_A^V \cdot 6l = 0; \quad R_A^V = 10 \text{ кН.}$$

$$\sum M_A = -P_1 l - P_2 \cdot 5l + R_B^H \cdot 6l = 0; \quad R_B^H = 14,17 \text{ кА.}$$

$$\sum M_B = P_3 l + P_1 \cdot 5l - R_A^H \cdot 6l = 0; \quad R_A^H = 10,83 \text{ кН.}$$

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_A^H кучлардан қурилади (109-шакл, д, ж). Эгувчи момент эпюрасидан (109-шакл, д, ж) кўринадики, энг катта эгувчи момент E шкив жойлашган кесимда ҳосил бўлади. Унинг қиймати:

$$M_{\Sigma \Gamma (\max)} = \sqrt{M_{\Sigma V}^2 + M_{\Sigma H}^2} = \sqrt{150^2 + 62,5^2} = 164 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

5. Валнинг хавфли кесими тўлиқ эгувчи момент ва буровчи момент эпюралари ёрдамида топилади, сўнгра учинчи мустаҳкамлик назарияси учун чиқарилган формуладан фойдаланиб вал диаметри ҳисобланади:

$$M_{\max} = \sqrt{M_{\Sigma \Gamma}^2 + M_{\phi}^2} = \sqrt{164^2 + 1,5^2} = \sqrt{26408,45} = 164,1 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Мустаҳкамлик шарты формуласидан:

$$\sigma_{\text{кел}} = \frac{M_{\text{кел}}}{W} \leq [\sigma]; \quad w = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3.$$

бунда:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кел}}}{0,1 [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{6410000}{0,1 \cdot 100}} = 255 \text{ мм.}$$

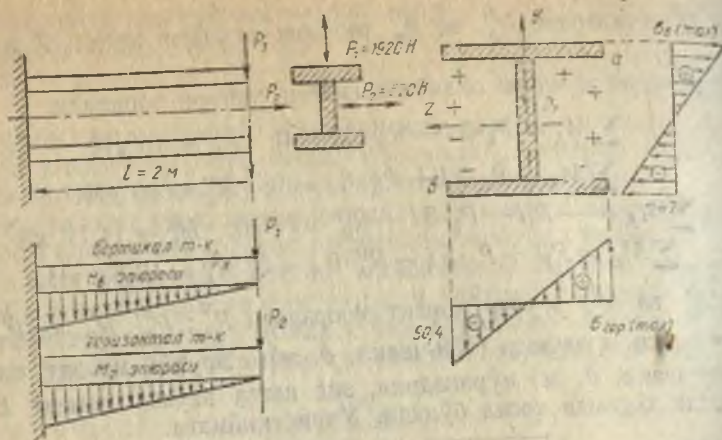
Топилган вал диаметрини ОСТ 1654 даги маълумотларга солиштирилади ва керак бўлса яхлитланади.

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 н и ш: 1) Ўн тўртинчи номерли қўштавр учун ГОСТ 8239-56 дан кесим юза инерция моментини ва қаршилиқ моментларини аниқлаб оламиз:

$$I_z = 5,72 \text{ см}^4, \quad I_y = 41,9 \text{ см}^4, \\ W_z = 81,7 \text{ см}^3, \quad W_y = 11,5 \text{ см}^3.$$

2) Балкани горизонтал ва вертикал текисликларда эгилишини текшириб энг катта эгувчи моментларни топамиз. Бунинг учун эгилиш момент эпюраларини қурамиз:



110-шакл.

$$\begin{aligned} M_{\text{вер}} &= M_x = P_1 \cdot X \\ M_{\text{гор}} &= M_x = P_2 \cdot X \end{aligned}$$

$X = l$ бўлганда M_x ва M_y лар ўзларининг энг катта қийматларига эришади, яъни $M_x = P_1 \cdot l = 1920 \cdot 2000 = 3840000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$
 $M_y = P_2 \cdot l = 520 \cdot 2000 = 1040000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$

3) Вертикал ва горизонтал текисликлардаги эгилишдан ҳосил бўлган энг катта кучланишлар:

$$\sigma_{\text{в (max)}} = \frac{M_{\text{в (max)}}}{W_x} = \frac{3840000}{81700} = 47 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{г (max)}} = \frac{M_{\text{г (max)}}}{W_y} = \frac{1040000}{11500} = 90,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2.$$

4) Балкада кесим юзасини ўз ўлчамида чизиб, горизонтал ва вертикал текисликларда эгилишдан ҳосил бўлган нормал кучланишларнинг эпюраларини чизамиз. Эпюралардан кўринадик, энг катта нормал кучланиш «а» қиррада мусбат, «в» қиррада манфий бўлади.

$$\sigma_{\text{а (max)}} = 47 + 90,4 = 137,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{в (min)}} = -47 - 90,4 = -137,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}^2.$$

5) Балка учининг солқиланишини топамиз:
 а) вертикал текисликда:

$$f_{\text{в}} = \frac{P_1 l^3}{3 E I_x} = \frac{1920 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 57200} = 4,5 \text{ мм};$$

б) горизонтал текисликда:

$$f_{\text{г}} = \frac{P_2 l^3}{3 E I_y} = \frac{520 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 419000} = 16 \text{ мм}.$$

в) эркин учининг умумий солқиланиши:

$$f = \sqrt{f_{\text{в}}^2 + f_{\text{г}}^2} = \sqrt{4,5^2 + 16^2} = 16,55 \text{ мм}.$$

VIII б о б. Бўйлама эгилиш ва устиворлик

56-§. УСТИВОРЛИК ВА КРИТИК КУЧ

Кўндаланг 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 филдирагининг кегайларини олиш мумкин. Кегайнинг мувозанат турғун ҳолатининг бузилиши, яъни геометрик ўқнинг эгилиши филдиракнинг тўғри чизикли ҳаракатини бузади. Бунда филдиракнинг горизонтал текислик бўйлаб эгри чизикли ҳаракати сезилади.

Пастки учи билан вертикал ҳолатда қистирилган стерженьнинг ўқ бўйлаб сиқувчи куч таъсиридаги мувозанат ҳолати икки хил, устивор ва ноустивор мувозанат ҳолатлари 111-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 стерженьга горизонтал текислик бўйлаб ташқи куч таъсир этгандан сўнг у ўз вертикал ҳолатига қайтмаса ёки P кучнинг маълум қийматида вертикал ҳолатини бузиб эвила бошласа, турғунлиги бузилган ёки ноустивор стержень бўлади.

Стерженьларнинг устивор ёки ноустивор ҳолатда бўлиши унинг ўлчамларига, материалга ва таъсир қилаётган кучининг миқдорига ва йўналишига боғлиқ. Масалан, бир хил узунлик ва кўндаланг кесим ўлчамларига эга бўлган икки хил материалдан (пўлат ва ёғоч) тайёрланган стержень бир хил куч таъсирида бўлса, улардан бири устивор, иккинчиси ноустивор бўлиши мумкин.

Стерженьга қўйилган сиқувчи кучни секин-аста орттириб борганимида унинг устиворлигининг бузилишига тўғри келган энг кич



нинг устиворлиги йўқолиши (яъни) стерженьларга нисбатан бўлар экан.

чик куч критик куч дейлади. Стерженнинг критик куч таъсирида тўғри чизикли мувозанат ҳолатидаги устиворлигини йўқотиши тўғрисида эгилиши бўйлама эгилиш дейлади.

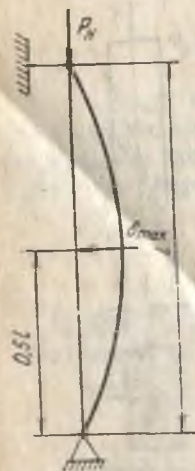
Конструкция элементлари ясалаётганда турғун кучлар таъсири чегарасида кучнинг кичик қийматида лойиҳадагидан ўзгариши тўғрисида турғун ҳолатини йўқотиши мумкин. Бироқ юқорида кўриб ўтилган ҳисоблашлар бунини эътиборга олмайди. Бундай масалалар эластик системаларнинг турғунлиги (устиворлиги) тўғрисидаги 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 (куприкларнинг 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:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 I_{мин} \cdot E}{l^2} \quad (1)$$



112-шакл.

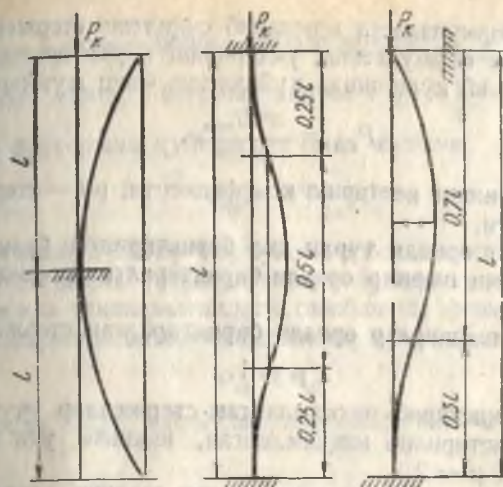
$I_{мин} = \frac{hb^3}{12}$ мм⁴ — кесим юзанинг кичик инерция моменти.

Бунда $E I_{мин}$ — юзанинг катта симметрия ўқига нисбатан бикрлиги; l — стерженнинг узунлиги.

Демак, бу формулани қуйидагича таърифлаш мумкин: критик куч икки учи шарнирли бириктирилган стерженларнинг кесим бикрлигига тўғри пропорционал бўлиб, узунлигининг квадратига тесқари пропорционал дур.

58-§. СТЕРЖЕНЬ УЧЛАРИНИ ТЯЯНЧГА БИРИКТИРИШ УСУЛИНИНГ УСТИВОРЛИККА ТАЪСИРИ

Тик стержень ҳамма вақт ҳам икки учи билан шарнирли бириктирилмасдан, балки учларининг бири эркин, шарнирли ва иккинчи учи қўзғалмас ёки



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 $\frac{1}{2} l$ оралиғидаги 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 $l_{асосий} = 2l_{кел}$. Бу ҳолда стержень учун критик куч формуласи қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$P_{кр} = \pi^2 \frac{E I_{мин}}{4 l^2} \quad (2)$$

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 кўринишини олиб, шарнирли бириктирилган стерженнинг эгилишига солиштирсак, $0,5l$ узунлик оралиғида эгилишларнинг бир хил характерда эканлигини кўрамиз ($l_{асосий} = 0,5l$), у ҳолда стерженнинг критик куч формуласи қуйидагича ёзилади:

$$P_{кр} = \pi^2 \frac{E I_{мин}}{(0,5 l_{кел})^2} = \frac{4 \pi^2 E I_{мин}}{l^2} \quad (3)$$

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 — узунлигининг 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 бикрлигига тўғри пропорционал бўлиб, келтирилган узунлигининг квадратиغا тесқари пропорционал дир.*

59-§. КРИТИК КУЧЛАНИШ ВА ЭЙЛЕР ФОРМУЛАСИНИНГ ИШЛАТИШ ЧЕГАРАСИ

Критик куч таъсирида стержень ўзининг устиворлик ҳолатини бузди. Агар ташқи куч кўндаланг йўналишда таъсир этмаса бу бузилиш деярли сезилмайди. Шунинг учун критик кучланиш сиқилиш деформациясидаги сингари сиқувчи кучни (критик кучни) стержень кўндаланг кесимиغا 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 кўринишда олади:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 \frac{EI_{min}}{(\mu l)^2 F} = \pi^2 \frac{E Fr_{min}^2}{(\mu l)^2 F} = \pi^2 \frac{Er_{min}^2}{(\mu l)^2}, \quad (7)$$

бунда $\mu/r_{\min} = \lambda$ стерженнинг эгилувчанлиги; $r_{\min}$ стержень кўнданг кесимининг минимал инерция радиуси $r_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}$.

Демак (7) формулани қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2}. \quad (8)$$

Критик кучланиш Эйлер формуласи асосида топилган куч орқали шикланганда, стержень устиворлигининг бузилиши материалнинг эластиклик чегарасида текширилганлиги сабабли (8) формуладан қуйидаги 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 эгилувчанлиги:

$$\lambda_{чегара} \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}. \quad (11)$$

Бу ифода Эйлер формуласининг ишлатилиши мумкин бўлган чегарасини кўрсатади. Масалан, Ст3 маркали пўлат учун $\sigma_n = 200$ Н/мм², эластиклик модули $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² бўлсин. Бу ҳолда Эйлер формуласининг ишлатилиш чегараси қуйидагича аниқланади:

$$\lambda \geq 3,14 \sqrt{\frac{200000}{200}} \approx 100.$$

Бундан кўринадикки, Ст3 маркали пўлатдан ясалган стерженлар учун Эйлер формуласи эгилувчанлик 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, эгилувчанлик материалларнинг физик ва механик (E , σ_n) хоссаларига боғлиқ. Эйлер формуласини $\lambda \geq \lambda_c$ бўлганда қўллаш мумкин ва $\lambda < \lambda_c$ бўлганда қўллаш мумкин эмас. (11) формуладан кўринадикки, материалларнинг (σ_n) механик хоссасини ошириш (ҳозирги куннинг талаби) стерженларнинг эгилувчанлигини камайтириб юборади. Баъзи бир маркали пўлатларда эгилувчанлик чегараси $\lambda = 60 \div 70$ ни ташкил қилади. Баъзи ҳолларда эса стерженларнинг эгилувчанлиги ҳар бир материал учун берилган чегарадаги эгилувчанликдан кичик бўлиб кетиш ҳоллари ҳам учрайди. Бу ҳол эса стержень кўнданг кесим ўлчамларини минималлаштириш орқали келиб чиқади. Шунинг учун берилган масалани ечишда Эйлер формуласини ишлатиш мумкин ёки мумкин эмаслигини аниқлаш учун стерженнинг эгилувчанлиги ўлчамлар орқали топилади. Сўнгра физик ва механик хоссалари

чиқилади ва ниҳоят солиштириб кўриш йўли билан
 энлиги $l = 7$ м, кесим ўлчамлари

$$h = 12 \times 20 \text{ см}; E = 9000 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \text{ ва } \sigma_n = 8 \text{ Н/мм}^2$$

ун сиқитишга ишлаганда (98-шакл) критик кучи то-
 оч устунининг эгилувчанлик чегараси топилади:

$$\lambda = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}} = 3,14 \sqrt{\frac{9000}{8}} \approx 110.$$

нинг шартига кўра эгилувчанлик қуйидаги формула ор-
 ни:

$$\frac{l_{\min}}{F} = \sqrt{\frac{2880}{240}} = 3,5; \lambda = \frac{Ml}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 700}{3,5} = 200$$

ёки $200 > 110$. Критик куч ва кучланишни Эйлер фор-
 топиш мумкин. Критик куч:

$$\frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2} = \frac{\pi^2 EF}{\lambda^2} = \frac{3,14^2 \cdot 9000 \cdot 24000}{200^2} = 54000 \text{ Н.}$$

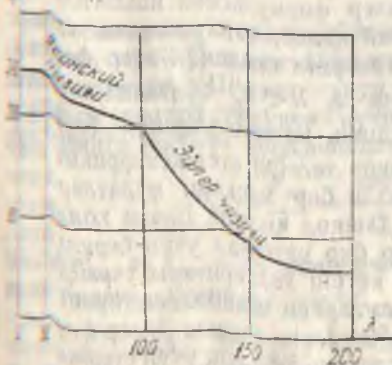
иш

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \frac{54000}{24000} \approx 2,3 \text{ Н/мм}^2.$$

иш пропорционаллик чегарасидаги кучланишдан кичик

нинг эгилувчанлиги чегараланган эгилувчанликдан кичик
 да критик кучланиш пропорционаллик чегарасидаги куч-
 б кетади, яъни Гук қонуни ўз кучини йўқотади. Бундай
 к кучланиш рус олими Ф. С. Ясинский томонидан бе-
 мпирик формула асосида топилади:

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda. \quad (12)$$



114-шакл.

Бунда a ва b лар мате-
 риалларнинг хоссасига боғ-
 лиқ коэффициентлар бў-
 либ, тажриба йўли билан то-
 пилади. Масалан, Ст3 марка-
 ли 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 бў-
 лади. Эгилувчанлик $\lambda = 0$
 $\div 40$ оралиғида бўлганда
 критик кучланиш ўзгармас
 бўлиб, материалнинг оқини

чегарасидаги кучланишга тенглашади. Бундай стерженлар фақат сиқилишга тегишли текширилади.

Эйлер ва Ясинский формулаларига асосан чизилган график 114-шарҳда келтирилган. Бу графикдан кўринишича $\lambda = 100 \div 200$ оралиқда эластик бўйлама эгилиш кучланишининг 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 кучланишининг 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 бажарилиши 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 кучланиши орқали қуйидаги боғланишда олинади:

$$[\sigma]_y = \varphi [\sigma],$$

бунда φ — мустаҳкамлик учун берилган асосий рухсат этилган кучланишни камайтириш коэффициенти.

φ коэффициент стерженнинг материалга эгилувчанлигига боғлиқ бўлиб, справочник жадвалидан олинади. Масалан, Ст3 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 $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$ — қўзилиш ва сиқилишга ишлаётган пўлат стерженнинг рухсат этилган кучланиши.

IX боб. Динамик кучлар таъсиридаги элементларнинг мустаҳкамлигини 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 заруриятини туғдиради. Ҳаракатдаги машина ва иншоот қисмларини динамик кучлар таъсирига бардош берадиган қилиб тайёрлаш масаласини уларда ҳосил бўладиган динамик омилларни аниқламасдан туриб ҳал қилиб бўлмайди. Иншоот ва машина қисмлари ҳаракати вақтида, уларнинг турли нуқталарида қўшимча куч таъсиридан ҳосил бўладиган деформация ва кучланишлар *динамик омиллар*, ҳосил бўладиган P_d куч эса *динамик нарузка* деб аталади. Буларни аниқлаш учун жисм абсолют қаттиқ деб қаралади. Иншоот ва машина қисмларининг ҳаракатида уларга тегишли нуқталарнинг тезликлари ўзгариши натижасида тезланишлар ҳосил бўлади. Бу эса нуқталарда инерция кучларини ҳосил қилади. Бу инерция кучлари қўшни нуқталарга ташқи кучлар тарзида таъсир кўрсатади. Натижада машина қисмларида қўшимча динамик зўриқиш вужудга келади. Инерция кучи стерженнинг ўз оғирлиги сингарин ҳажмий оғирлик ҳисобланади ва узунлигининг ҳар бир элементар қисмига қўйилган деб қаралади. Элементар P_i инерция кучи элементар dm қисм массасини ҳаракат тезланишига кўпайтмасига тенг бўлиб, 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, $dP_i = -\frac{dG}{g} \cdot a = (dv \cdot g \cdot a)$, dv —элементар қисмининг ҳажми, γ —материалнинг ҳажм оғирлиги.

Агар қаттиқ жисмнинг ҳамма элементар қисмлари бир хилда тезланишга эга бўлса, у ҳолда юқоридаги инерция кучини топиш формуласи қуйидагича ёзилади:

$$P_d = \int dP_i = -\int \frac{dG}{g} \cdot a = -\frac{G}{g} \cdot a = -ma,$$

бунда G —жисмнинг умумий оғирлиги; m —жисмнинг умумий массаси.

Динамик кучланишни топиш учун ҳисобланиши керак бўлган машина қисмининг ҳаракатда ҳосил бўладиган тезланишини аниқлаш ва унга тегишли инерция кучини ҳисоблаш лозим. Сўнгра инерция кучини ташқаридан бевосита қўйилган куч билан қўшиб, мустаҳкамлиги текшириляётган жисмни Даламбер принципинга биноан статик куч таъсирида деб ҳисобланади.

62-§. ИНЕРЦИЯ КУЧЛАРИ ТАЪСИРИДАГИ ИНШОТ ВА МАШИНА ҚИСМЛАРИНИНГ ҲИСОБИ

1. Ўзгармас тезланиш билан ҳаракат қилиб юк кўтараяётган пўлат арқоннинг ҳисоби. Масалан, Q оғирликдаги юкни ўзгармас a тезланиш билан юқорига кўтарилаётган (115-шакл, а) пўлат арқоннинг кўндаланг қесимида ҳосил бўладиган динамик кучланишни ҳисоблайлик. Троснинг кўндаланг қесим юзи F , солиштирма оғирлиги γ бўлсин. Троснинг оғирлигини ҳисобга олсак, x масофадаги қесим юзига туғри келган умумий оғирлик учун куч $Q + Fx$ γ бўлади. Бу ифодадаги x —тросни пастдан x масофада кесилганини кўрсатади (115-шакл, б); $F\gamma x$ текширилаяётган қисмининг хусусий оғирлиги.

Юк юқорига қараб тезланиш билан ҳаракатланаётганлиги учун арқон қесимида умумий $Q + F\gamma x$ оғирлик ва инерция $P_u = -\frac{Q + F\gamma x}{g}$. $a = -ta$ кучи таъсир кўрсатади. Даламбер принципига асосан мувозанатлик шарти 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 $\frac{Q + F\gamma x}{F} = \sigma_c$ текширилаяётган 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.

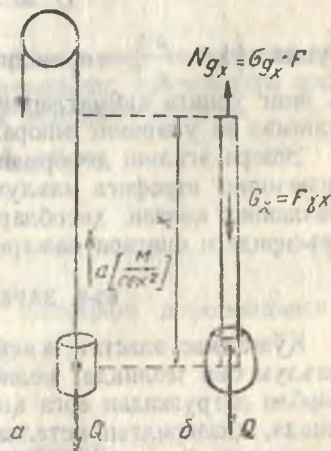
Динамик куч таъсиридаги элементнинг мустаҳкамлик шарти:

$$\sigma_g = \sigma_{\max(\text{ст})} \cdot a_g \leq [\sigma]_c.$$

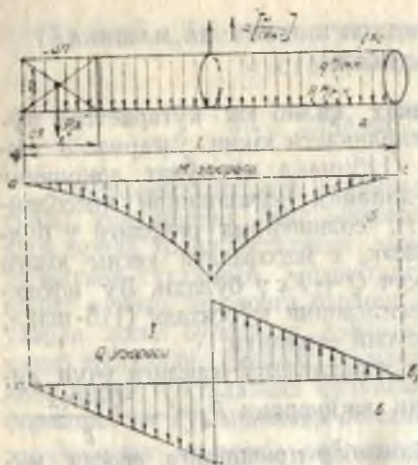
Бундан $[\sigma]_g = [\sigma]_c / a_g$.

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 инерциялиги таъсирида кўндаланг эгилишга интилади (116-шакл, а).



115-шакл.



116-шакл.

Бруснинг кўндаланг кесим юзасида ҳосил бўлган эгувчи момент ва кесиб ўтувчи кучларни топиш ва уларнинг эпюраларини қуриш учун чап ва ўнг томонларидан алоҳида-алоҳида кесамиз. Эгилиш деформациясидаги сингари ёйилган инерция кучи оғирлик марказига қўйилган деб олинади. Чап томондан кесиб, кесим марказига нисбатан момент оламиз: $M_x = -qx \frac{x}{2} - P_2 \cdot x \frac{x}{2}$.

Кучларнинг йиғиндиси:

$$Q_x = -qx - P_2 \cdot x.$$

Бунда $P_2 \cdot x = P_1 \cdot x = \frac{qx}{g} \cdot a$ текширилади бўлакдаги инерция кучларининг йиғиндиси. Демак,

$$M_x = -\frac{qx^2}{2} - \frac{qx^2}{2} \cdot \frac{a}{g} = -\frac{qx^2}{2} \left(1 + \frac{a}{g}\right);$$

$$Q_x = -qx - \frac{qx}{g} \cdot a = -qx \left(1 + \frac{a}{g}\right).$$

Бунда $0 \leq x \leq l/2$ оралиғида ўзгаради.

Брусни ўнг томонидан кесамиз. Брус ўртадан кўтарилаётганлиги учун, унинг M_x эгувчи momenti 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 a_g 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 қозиқ қоқишда, иморат пойдеворларини энч-лашда, қиздирилган металларга форма беришда, металларни қирқишда ва кўпгина бошқа соҳаларда фойдаланилади.

Конструкция қисмларини зарбли нагрузкага ҳисоблашда, ундаги нагрукани статик нагрукадан фарқ қилишини аниқлаш ва мустақкам-
лигини таъминлаш масаласи гуради. Буни динамик коэффициент ор-
қали ҳисобга олинишини юқорида кўриб ўтган эдик, яъни зарбли на-
рузка таъсиридан ҳосил бўладиган деформация, куч, кучланишларни
статик нагруккага нисбатан олинган деформация, куч, кучланиш ва
динамик коэффициент орқали топиш мумкин.

Масалан, h баландлиқдан G оғирликдаги юк маълум тезликда вер-
тикал стерженнинг эркин учига келиб урилсин (117-шакл, а). Эркин
тушаётган жисмнинг тезлиги $V = \sqrt{2gh}$. Бундан $h = v^2/2g$. 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 энер-
гияга айланади. Ҳосил бўлган потенциал энергия назарий механикада
қуйидагича ифодаланади:

$$H = \frac{1}{2} G_g \cdot \delta = \frac{1}{2} G \cdot a_g \cdot \delta, \quad (2)$$

бунда $G_g = G \cdot a_g$ — статик нагруканинг динамик нагрузка миқдорига
тенглаштирилган қиймати; a_g — динамик коэффициент. (1) ва (2) лар-
ни ўзаро тенглаштириб, кинетик ва потенциал энергиялардан қуйида-
гини оламир:

$$G(h + \delta) = \frac{1}{2} G \cdot a_g \cdot \delta \quad (3)$$

ёки

$$(h + \delta) = \frac{1}{2} a_g \cdot \delta.$$

Стержень эластиклик, яъни кучга пропорционаллик чегарасида де-
формацияланади деб қарасак, абсолют қисқаришнинг кучланишга про-
порционал бўлишидан қуйидаги бэгланишни ёзишимиз мумкин:

$$\sigma_g = \sigma_{cm} \cdot a_g \quad \text{ёки} \quad \delta = \delta_{cm} \cdot a_g.$$

Бундан:

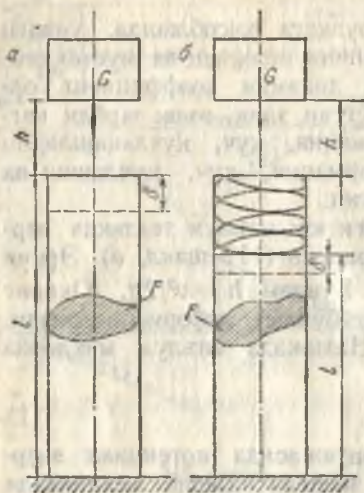
$$a_g = \frac{\delta}{\delta_{cm}}, \quad (4)$$

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.

Бундан $\delta^2 = 2\delta\delta_{cm} + 2h\delta_{cm}$ ёки $\delta^2 - 2\delta\delta_{cm} - 2h\delta_{cm} = 0$. (5)

(5) формуланинг математик ечилиши қуйидагича бўлади:

$$\delta = \delta_{cm} + \sqrt{\delta_{cm}^2 + 2\delta_{cm}h}.$$

$a_g = \frac{\delta}{\delta_{cm}}$ эканлигини эътиборга олсак,

$$a_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{cm}}}. \quad (6)$$

Динамик кучланиш $\sigma_g = \sigma_{cm} \cdot a_g = \sigma_{cm} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{g\delta_{cm}}}\right)$. (7)

Агар нагрузка маълум баландликдан тушмасдан, балки бирданга таъсир этса, у ҳолда динамик коэффициент қуйидагича топилади:

$$a_g = 1 + \sqrt{1 + 0} = 2.$$

Бундан қўринадики, конструкция қисмларига нагрузка бирданга қўтилмаганда таъсир этса, уларда деформация ва кучланиш статик нагрузкадагига нисбатан 2 баробар кўп ҳосил бўлар экан.

Зарбли нагрузкани 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 стерженьга куч тўғридан-тўғри урилмасдан, пружина орқали урилсин (117-шакл, б). У ҳолда динамик кучга эквивалент бўлган статик куч таъсиридан мумкин бўлган статик деформацияланишни Гук қонунига биноан аниқлаш мумкин:

$$\delta_{cm} = \delta_{пр} + \delta_{стерж} = \lambda + \delta = \frac{8PD^3n}{Gd^4} + \frac{Pl}{EF} = P \left(\frac{8D^3n}{Gd^4} + \frac{l}{EF} \right). \quad (8)$$

Сўнгра (8) формулани (6) формулага келтириб қўйиб, динамик коэффициентнинг кичиклашганини кураимиз:

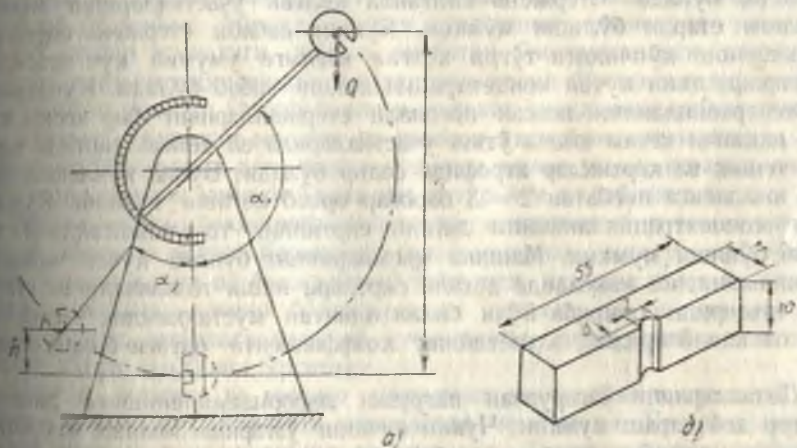
$$a_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{P \left(\frac{8D^3n}{Gd^4} + \frac{l}{EF} \right)}}.$$

бунда G ва E —пружина ва стерженьларнинг эластиклик модуллари; n —пружина ўрамлари сони; D —пружина ташқи диаметри; d —пружина ўрам новдасининг диаметри.

Намунани динамик нагрузкага синаш

Машина қисмлари ишлаш жараёнида зарбий нагрузкалар таъсиринга дуч келади. Бундай детални статик нагрузка таъсирида синаб кўришдан ташқари, динамик нагрузка таъсирида ҳам синаб кўриш талаб этилади. Чунки баъзи деталларнинг статик мустаҳкамлиги етарли бўлиб, динамик нагрузкаларда тезда емирилади (чўян, юмшоқ пўлат ва бошқалар). Бундай металллардан 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 кўтарилди. 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. Зарбнинг намунани синдиришга сарф бўлган иши қуйидаги формула ёрдамида топилади:



118-шакл.

$$A_n = Q(H - h),$$

бунда H , h — маятникнинг зарбгача ва зарбдан кейинги баландликларини бўлиб, улар копёр шкаласи орқали ва бурчаклар ёрдамида топилади:

$$H = l \cos \alpha_1; \quad h = l \cos \alpha_2;$$

$$A_n = Q \cdot l (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2).$$

Демак намунанинг зарбга кўрсатган қаршилиги унинг зарбий қовушқоқлиги бўлиб, унга сарф бўлган иш зарбий иш деб аталади. Зарбий қовушқоқлик деб намунани емирнш учун сарфланадиган ишнинг қар-

шилиқ юзага бўлган нисбатига айтилади, яъни $Q_n = \frac{A_n}{F}$;
бу ерда F — намунанинг кесик жойидаги кундаланг 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 механизмининг 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 олтириш, яъни кучни концентрацияланиши сабаб бўлади. Кучларнинг концентрацияланиши 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 концентрацияланишига деталь сиртининг тозаланмаганлиги ҳам сабаб бўлиши мумкин. Машина қисмларининг бундай кучга чидамлигини ошириш мақсадида деталь сиртлари яхши тозаланади ва статик куч таъсирида тажриба йўли билан олинган мустаҳкамлик чегаралари бир оз камайтирилиб, эҳтиётлилик коэффициентлари ортиги билан олинади.

Деталларнинг ўзгарувчан нагрузка деформацияланишига динамик фактор деб қараш мумкин. Чунки кучнинг ўзгариши нолдан максимумгача ёки минфий қийматдан мусбат қийматгача ўзгариши деталнинг толиқишига олиб келса, иккинчи томондан шу вақтнинг 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 $[\alpha_g]$ га динамик коэффициент дейилади:

$$\frac{[\sigma]_{ст}}{\alpha_g} = [\sigma]_{ст}$$

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.

Х-ббб. 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 фойдаланиш заруряти 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 ўзгаришлар киритиш натижасида яратилади. Ўзгаришлар эса экспериментал текширишнинг маҳсулидир. Экспериментал текшириш ўзгаришлар киритиш билан бир қаторда назарий ҳисоблаш методлари билан аниқлайди ва бойитиб боради. Экспериментал текшириш натижасида сўнгги 15 йил ичида машина бўлакларининг мустаҳкамлиги $[\sigma]$ ва $[t]$ бир неча маротаба 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 қолнади.

Мураккаб кучланиш ва динамик нагрузка таъсиридаги машина қисмларининг мустаҳкамлигини текшириш ва таъминлашда экспериментал текшириш жуда катта аҳамиятга эга бўлади. Масалан, пахта тегиш машинасининг иш органи — шпинделнинг мустаҳкамлиги нуқтанан таъсирдан ўтказилган экспериментал текширишлар, четдан келтирилла-

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 тежалади. Таркибий шпинделнинг тишли пружинасининг мустаҳкамлиги 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 мустаҳкамлик, эластиклик характеристикаларини аниқлашда қўлланилади.

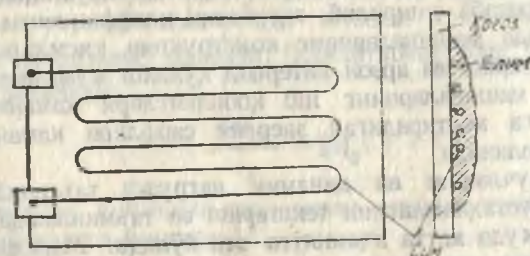
Материалларни, яъни ишлаб турган машина қисмларини дала шароитида ҳамда ишлаб чиқариш корхоналарида ишдан чиқиш сабабларини аниқлашда юқоридаги усуллардан фойдаланиб бўлмайди. Бундай шароитда деформация кучланишларнинг ўзгариш қонунларини аниқлаш, электр ўлчаш асбоблари, электротензодатчиклар ёрдамида олиб борилиши мумкин.

Деформация ва унга асосланган кесим кучланишларини аниқлаш учун уч хил датчиклар қўлланилиши мумкин:

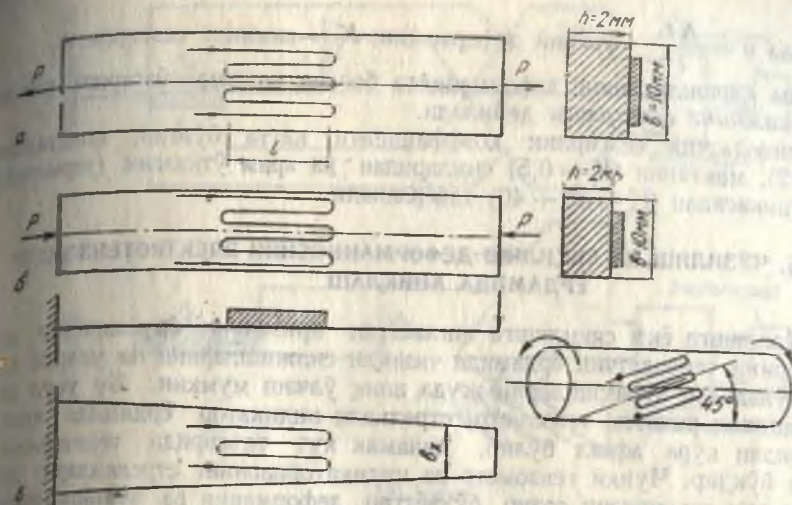
1. Пьезоэлектрик датчиклар — сегнетоэлектрик деб аталувчи кристалл моддалар группасидан фойдаланишга асосланади. Бу моддалар пьезоэлектрик эффектга эга бўлиб, механик кучланиш ёки деформация таъсирида диэлектрик сиртда ҳар хил номли электр зарядларини ва уларга мос равишда потенциаллар айирмасини ҳосил 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 тарқалган.



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 кундаланг 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). Ишлатилиш 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 қаршилиқ R нинг ўзгариши ΔR десак, у ҳолда нисбий қаршилиқ нисбий деформация билан қуйидагича боғланишда бўлади:

$$\frac{\Delta R}{R} = \epsilon \frac{\Delta l}{l} = \psi(\sigma).$$

Бу боғланиш тўғри чизиqli бўлиб, сим қаршилигининг деформация натижасида ўзгаришига тензодатчикнинг ўлчаш сезгирлиги дейиладил.

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta R}{R \epsilon} = K, \quad \frac{\Delta l}{l}$$

бу ерда $\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$ — нисбий деформация; K — симнинг сезгирлиги.

Сим қаршилигининг деформацияга боғлиқ равишда ўзгариш катта-лиги *симнинг сезгирлиги* дейилади.

Тензодатчик сезгирлик коэффициенти катта бўлган, константа ($K = 2$), манганин ($K = 0,5$) симларидан ва ярим ўтказгич (германий) пластинкасида ($K = 30 \div 40$) тайёрланади.

66-§. ЧЎЗИЛИШ ВА СИҚИЛИШ ДЕФОРМАЦИЯСИНИ ЭЛЕКТРОТЕНЗОМЕТР ЁРДАМИДА АНИҚЛАШ

Чўзилишга ёки сиқилишга ишлайётган призматик брусларнинг кесимларини тензодатчик ёрдамида чизиqli силжишларини ва уларда ҳосил бўладиган зуриқишларни 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 зуриқишларни аниқлаш даврида тўхтовсиз тебранма ҳаракат қилиб, максимал кўрсаткични кўз билан илғаб олиш қийин.

Тензодатчик ёрдамида бруснинг ихтиёрий кесим оралигидаги, 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 деформацияланиш натижасида унинг сиртига мустаҳкам ёпиштирилган тензодатчик ҳалқаси узун томони бўйлаб чўзилиши ёки қисқариши мумкин.

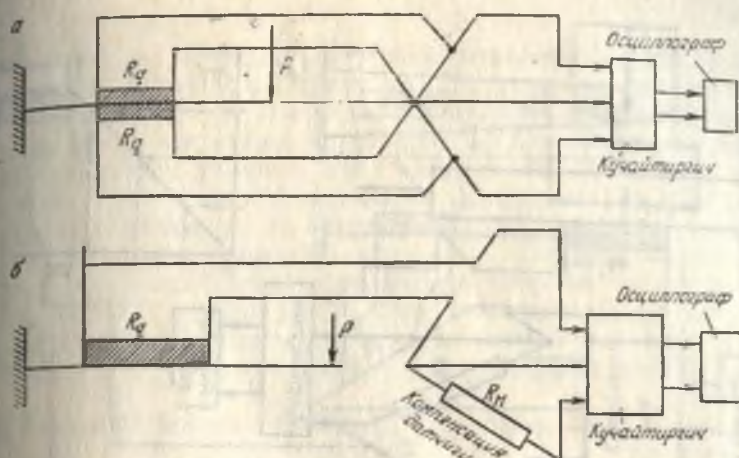
Тажрибалар кўрсатадики, симли тензодатчикнинг қаршилиги эластиклик деформация чегарасида 0,2—0,5 гача бўлиши мумкин, яъни 100 Ом ли тензодатчикнинг қаршилиги 0,1—0,5 Ом гача ўзгаради. Шу чегарада пўлат пластинканинг нисбий деформацияси $2,5 \cdot 10^{-3}\%$ ни ташкил қилади. Кучланиш эса тахминан 200 Н/мм². Бу қийматларни ўлчаб олиш учун симли датчик ўлчаш кўприги орқали кўпайтиргич аппарати ва шўхот шлейфли ёки катодли осциллографларга уланади. Осциллограф экранидан олинган қиймат масштаблаш тартибига қараб ички кучни, кучланишни ёки абсолют ва нисбий деформацияни бериши мумкин.

$$\text{Масалан: } K_p = \frac{p}{m} \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right]; \quad K_\sigma = \frac{\sigma}{m} = \frac{p}{mF};$$

$$K_\epsilon = \frac{\Delta l}{m} \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right]; \quad K_\epsilon = \frac{\epsilon}{m};$$

буида 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.

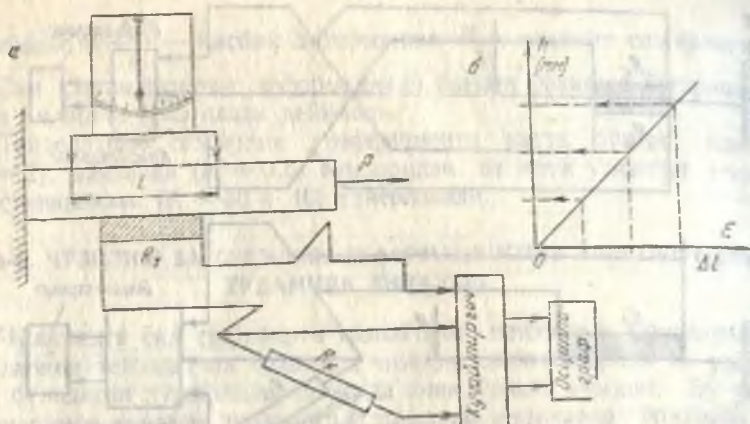
нинг олдини олиш мақсадида деформация ўлчанаётган объектдаги тензодатчик қаршилигига тенг бўлган бир хил характеристикали иккинчи тензодатчик олинади ва у деформацияланмайдиган, лекин ташқи шаронти бир хил бўлган объектга ёпиштирилади ва ўлчаш кўпригининг иккинчи бўш елкасига уланади (121-шакл). Бундай 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 коэффиценти. У $1000 \div 1200$ 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 кучланишларнинг ўзгариши осциллограф экрани орқали ўлчаб олинади (h) ва нисбий деформациянинг масштаб қиймати қуйидагича топилади:

$$K_e = \frac{\varepsilon}{h}.$$



122- шакл.

Бу усулда топилган масштаб ричагли тензометрни ўлчаш аниқлигига боғлиқ бўлиб, у жуда аниқ бўла олмайди. Чунки тензометр шарнирларининг ишқаланишга ишлаши ва шкала булакларининг 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, синининг диаметри) иккинчи бир тензодатчик эгилишга қаршилик momenti тенг миқдорли балка сиртига ёпиштирилади, сўнгра брус ва балка сиртига ёпиштирилган тензодатчиклар (R_x ва R_T) ўлчаш кўпригининг икки елкасига уланади (123-шакл). Тарировка қилиш тартиби қуйидагича бажарилади: консолли балка секин-аста ўсиб боровчи куч таъсирида эгилади ва балка сиртининг нисбий деформацияси унга ёпиштирилган тензодатчик R_T ёрдамида аниқланади (осциллограф экранида h_e) Гук қонунига биноан бу деформация қуйидагига тенг:

$$\sigma = E \epsilon_T. \quad (1)$$

Кучланиш эса эгилишга тенг қаршилик моментли балка учун ўзгармас бўлиб, қуйидагича топилади:

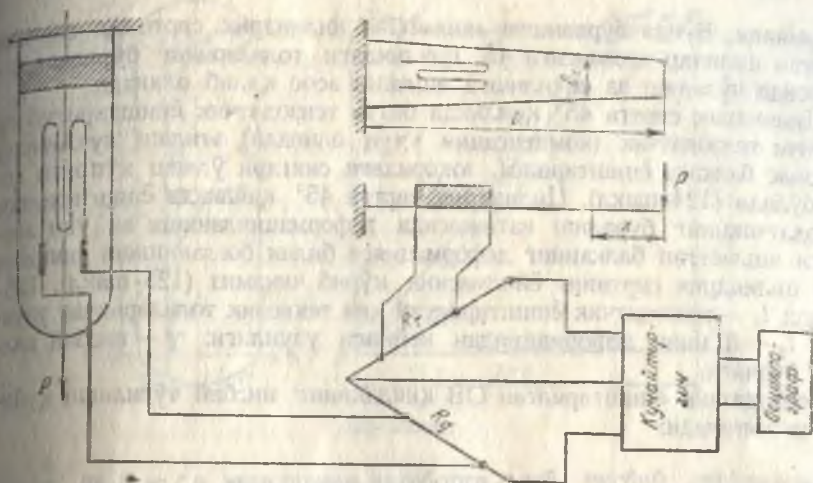
$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{P \cdot l}{\frac{bh^2}{6}} = \text{Const}. \quad (2)$$

Буни эътиборга олсак,

$$\epsilon_T = \frac{\sigma}{E} = \frac{\Delta l}{l}; \quad W = \frac{2I}{h}.$$

(1) ва (2) лардан қуйидагини оламиз:

$$\Delta l = \frac{Pl^2h}{2EI},$$



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 каршилишги ўзгариб, ўлчаш кўприги диагоналитдан ток ўта бошлайди. Бу ток кучайтиргич орқали кучайтирилиб, осциллограф барабанидан ёзиб олинади ёки ўлчаб олинади. h_k амплитудага тўғри келган нисбий деформация куйидагича 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 ρ_d нинг Δl га боғлиқ ўзгариш қийматига таърировка графаси қурилса (122-шакл, б) стержень деформациясининг ҳақиқий қийматини топиш янада осонлашади.

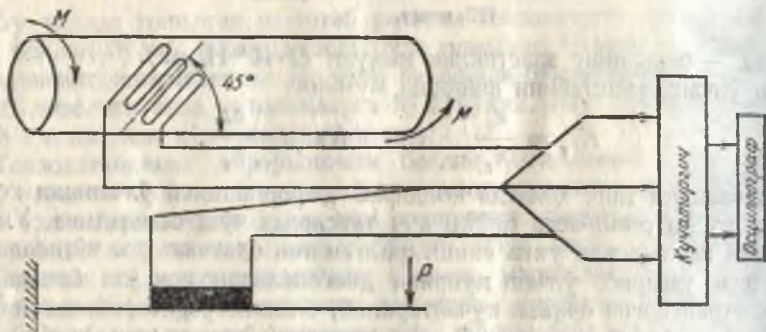
67-§. ВАЛНИНГ БУРАЛИШ ДЕФОРМАЦИЯСИНИ ТЕНЗОДАТЧИК ЁРДАМИДА АНИҚЛАШ

Валнинг буралиш деформациясини аниқлаш чўзилиш ва сиқилиш деформациясини аниқлашга нисбатан мураккаб бўлиб, уни кўпинча чўзилиш деформацияси учун топилган рухсат 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 кучланиши 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.

$$l_1 = \frac{l}{\sin 45^\circ} = \sqrt{2}l \quad AB = l + l \sin \gamma = l(1 + \sin \gamma) \quad \Delta = l \sin \gamma;$$

$$\frac{\Delta}{l} = \sin \gamma. \quad \Delta AOB \quad \text{дан} \quad l_2^2 = l^2 + (AB')^2 \quad \text{ёки} \quad l_2 = \sqrt{l^2 + [l(1 + \sin \gamma)]^2} =$$

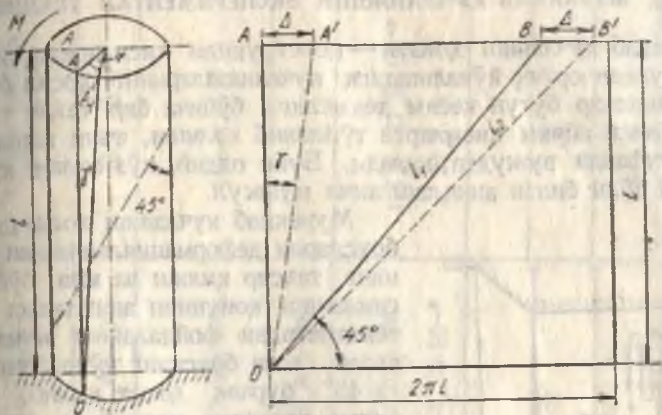
$$= l\sqrt{1 + (1 + \sin \gamma)^2}.$$

Нисбий бўйлама деформация $\varepsilon = \frac{l_2 - l_1}{l_1}$ эканини эътиборга олиб, цилиндр сиртида олинган 45° қияликдаги толанинг нисбий деформациясини топамиз.

$$\varepsilon_{45} = \frac{l_2 - l_1}{l_1} = \frac{l_1 \sqrt{1 + (1 + \sin \gamma)^2} - \sqrt{2}l}{\sqrt{2}l} = \frac{\sqrt{1 + (1 + \sin \gamma)^2} - \sqrt{2}}{\sqrt{2}} =$$

$$= \frac{\sqrt{2 + 2\sin \gamma + \sin^2 \gamma} - \sqrt{2}}{\sqrt{2}} = \sqrt{1 + \sin \gamma} - 1 \approx 1 +$$

$$+ \frac{1}{2} \sin \gamma - 1 = \frac{1}{2} \sin \gamma; \quad \sin \gamma = \gamma \quad \text{деб} \quad \varepsilon_{45} = \frac{1}{2} \gamma \quad \text{деб} \quad \text{олсак,}$$



125- шакл.

$\gamma = \frac{\Delta}{l}$ ва $\Delta = r\varphi$ эканлигини эътиборга олиб, нисбий деформацияни топиш формуласини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\epsilon_{45} = \frac{1}{2} \gamma = \frac{1}{2} \frac{\Delta}{l} = \frac{1}{2} r \frac{\varphi}{l},$$

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:

$$K_{\epsilon_T} = \frac{\epsilon_T}{h_T}; \quad \epsilon_{45} = \epsilon_T \cdot h_g;$$

бунда h_g — стерженнинг буралиши натижасида тензодатчикнинг деформацияланишини кўрсатувчи осциллограф ёруғлик нурунини оғиш оралиғи.

Буралиш ϵ_{45} нисбий деформацияга тўғри келган бурилиш бурчаги қуйидагича топилади:

Буровчи момент эса: $\varphi = \frac{2l\epsilon_{45}}{r}$ [рад].

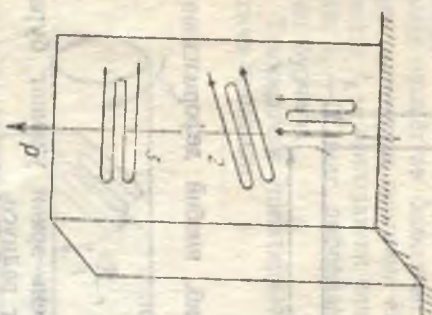
$$\varphi = \frac{Ml}{GJ_p} \text{ дан } M = \frac{GJ_p \varphi}{l} \text{ ёки } M = \frac{2l\epsilon_{45} \cdot GJ_p}{rl} = \frac{2GJ_p \epsilon_{45}}{r},$$

бунда $J_p = \pi d^4/32$ — 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 эгилиш-га тенг қаршилик моментли балканинг эгилиш деформацияси орқали тензодатчик ёрдамида аниқлаш мумкин. Бу усул машина ва иншоот қисмларини ишлаб чиқаришда мустақкамликка текшириш талаб этилганда кенг қўлланилади.

68-§. МУРАКАБ КУЧЛАНИШНИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛ ТЕКШИРИШ

Муракаб кучланиш ҳолати — конструкция қисмларида бир бақтда икки ва ундан ортиқ йўналишдаги кучланишларнинг ҳосил бўлиши ва бу кучланишлар бутун кесим текислиги бўйича бир текис тақсимланмасдан, балки айрим қисмларга тўпланиб қолиши, яъни концентратсияланиши тўғрисида вужудга келадди. Бунини олдин кўз билан куриш ёки ҳисоблаш йўли билан аниқлаш анча мушкул.



126-шакл.

да кўриш мумкин. Бу усулнинг тўғриллигини яъни брус сиртга ёпиштирилган тензодатчик орали (126-шакл) бруснинг чўзиллиш ва энгга қисқариш деформациясини аниқлаш ва ҳисоблаб кўриш йўли билан текшириш мумкин. Бу усул билан яъни брус кесимида концентратсияланган кучларнинг миқдорини ва кучланишларини аниқлаш мумкин.

Муракаб кучланиш ҳолатидаги яъни

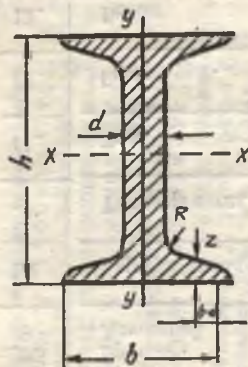
1. Мансуров К. М. Материаллар қаршилтиги. «Ўқитувчи», 1969 й.
2. Урозов М. Т. Материаллар қаршилтиги. 1 ва II китоблар. «Ўрта ва олий мактаб», 1980 й.
3. Иўлдошбеков С. А. «О возможности увеличения чувствительности датчиков ультразвука и пьезоэлектриков». Сб. «Вопросы механики», №11, Фан, 1972 й.
4. Иўлдошбеков С. А. Материаллар қаршилтиги. Сиртки бўлма студентлари учун методик қўрсатма. Тошкент, 1982.
5. Иўлдошбеков С. А. Материаллар қаршилтиги. «Ўқитувчи», 1983.
6. Иўлдошбеков С. А. Материаллар қаршилтиги. Муҳтарам вакифларини ба- жариш бўлими методик тавсиянома. Тошкент, 1990.

АДАБИЁТЛАР

1 ИЛОВА

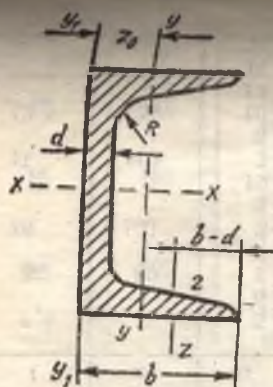
Ғаззи бир материалларнинг характеристикаси (рухсат этилган кучланиш, эластиклик модули ва чиқиқли кенгайиш коэффициентлари).

	Материаллар	Рухсат этилган кучланиш		Эластиклик модули	Чиқиқли кенгайиш коэффициенти
		чўзиллиш учун	сиқиқлиш учун		
1.	Чўзи	29—68	118—196	$P (0,88—1,47) \cdot 10^3$	$10,4 \cdot 10^{-6}$
2.	Пўлат Ст 2	137			
3.	Ст 3	157			
4.	Конструкцияли углеродли пўлат	59—245		$(1,87—2,16) \cdot 10^5$	$(10—13) \cdot 10^{-6}$
5.	Легирланган конструкцияли пўлат	98—392			
6.	Текстолит	29—39	49—88	$(5,88—9,81) \cdot 10^8$	
7.	Мис	30—120			
8.	Латунь	70—140		$(0,98—1,28) \cdot 10^5$	$(16,6—17,5) \cdot 10^{-6}$
9.	Бронза	60—120			
10.	Алюминий	30—90		$(0,69—0,71) \cdot 10^{-6}$	$22,5 \cdot 10^{-6}$
11.	Қарағай толалари бўйлаб	7—10	10—12		
12.	Толаларга тик йўналган		1,5—2		
13.	Тош	0,3	0,4—4		
14.	Ғишт	0,2	0,6—2,5		
15.	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
Қўштакли балкалар

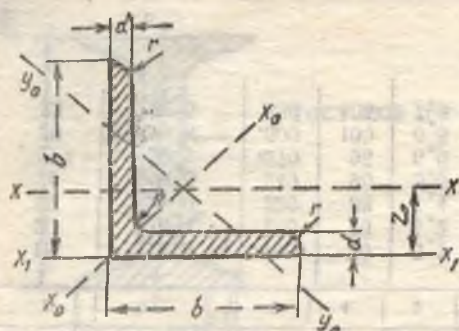
Профил но- мери №	Ўлчалари, мм				Кесим юзи, см² F	1 м устуни- гининг оғир- лиги, кг	J _x (см⁴)	Ўқларнинг справка миқдорлари					
	h	b	d	t				x-x			y-y		
								W _x (см³)	I _x (см)	S _x (см²)	J _y (см⁴)	W _y (см³)	I _y (см)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	100	55	4,5	7,2	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
14	140	73	4,9	7,5	17,4	13,70	572	81,7	5,73	45,8	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	39727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	128,00	3,23
60	600	190	12,0	17,8	138,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	1825,00	3,54



Швеллерлар

Давоми

Профиль номери №	1 м устун- лигининг оғирлиги, кг	Ўлчамлари, мм				Кесим юзи, см ² F	Ўқлариники справка миқдори							
							x-x				y-y			
		h	b	d	t		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	203	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



Тег ёли бурчакликлар

Профиль номери №	Эламанлари, м		Кесим юзаси, P (см²)	1 м усту- нлигининг оғирлиги, кг	Эламаннинг сиратиса миқдорлари							
	b	d			$x-x_0$		x_0-x_1		y_0-y_1		x_1-x_2	
					J_{x_0} , см⁴	i_{x_0} , см	J_{x_1} , см⁴	i_{x_1} , см	J_{y_0} , см⁴	i_{y_0} , см	J_{y_1} , см⁴	i_{y_1} , см
1	2	3	4	5	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
8	80	6	8,78	6,89	46,6	2,30	73,9	2,90	19,3	1,48	83,9	2,06
		7	10,8	8,51	55,3	2,45	104	3,09	27,9	1,56	119	2,20
10	100	8	12,3	9,65	73,4	2,44	116	3,08	30,3	1,57	137	2,27
		7	13,8	10,8	131	3,08	207	3,68	54,2	1,98	231	2,71
11	110	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
12,5	125	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	649	3,45
		12	28,9	22,7	422	3,82	670	4,82	174	2,46	782	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-жадвалнинг давоми

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	140	9	24,7	19,4	460	4,34	790	5,47	192	2,70	818	2,78
		10	27,3	21,5	512	4,33	811	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
20	200	14	43,3	34,0	1046	4,92	1662	6,20	431	3,16	1911	4,47
		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 боб. 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 бирликлари	16

II боб. 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 коэффиценти	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 руҳсат этилган кучланиш. Мустаҳкамликни таъ- минлаш коэффиценти	36
17-§. Чўзилишга ва сиқилишга ишлайтган стержепларнинг мустаҳкамлик шарти	37
18-§. Чўзилишга ёки сиқилишга ишлайтган стерженларнинг ҳисоблашда стерженлар ўз бириликларининг таъсири	38
19-§. Чўзилиш ва сиқилишдаги статик аниқмас масалалар	42
20-§. Цилиндрга сиқиб қийғизилган ҳалқа кесим юзасида ҳосил бўлади- ган кучланиш	44

III боб. Силжиш

21-§. Силжиш деформациясининг ҳосил бўлиши ва характеристикаси	55
22-§. Соф силжишдаги кучланиш ва деформация. Силжиш учун Гук қо- нуни	56
23-§. Силжишдаги руҳсат 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 боб. Буралиш

30-§. Буралиш деформацияси ҳақида тушунча	71
31-§. Текис кесим юзаларининг геометрик характеристикалари	73
32-§. Баъзи оддий кесимларнинг инерция ва қаршилик моментлари	76
33-§. Буровчи момент ва унинг валнинг қуввати ҳамда айланишлар сони билан боғланиши. Буровчи момент эпюралари	81
34-§. Цилиндрик стерженларнинг буралишидан ҳосил бўлган кучланиш ва деформация	84
35-§. Қалами 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 тўғрисида умумий тушунча	100
38-§. Таянчларнинг хиллари ва реакция кучлари	101
39-§. Таянч реакцияларини аниқлаш	102
40-§. Балкаларда ҳосил бўлариган кучланишлар характери. Эгувчи момент ва кесиб ўтувчи куч	104
41-§. Энг оддий ҳол учун M_x ва Q_x ларнинг энюраларини қуриш	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-§. Кўп таянчли балкаларни ҳисоблаш	135

VI б о б. Бош кучланишлар ҳақида тушунча

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-§. Қийшиқ 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-§. Зағбли 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