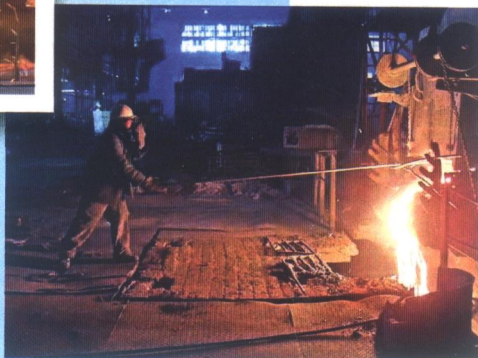
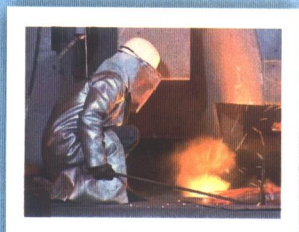




М.К. Әділбаев, Б.С. Бейсенов

МЕТАЛЛУРГИЯ ЖАБДЫҚТАРЫНЫҢ ДИНАМИКАСЫ



М.К. Әділбаев, Б.С. Бейсенов

**МЕТАЛЛУРГИЯ ЖАБДЫҚТАРЫНЫҢ
ДИНАМИКАСЫ**

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И. СӨТБАЕВ атындағы ҚАЗАҚ ҰЛТТЫҚ
ТЕХНИКАЛЫҚ УНИВЕРСИТЕТІ

М.К. Әділбаев, Б.С. Бейсенов

**МЕТАЛЛУРГИЯ ЖАБДЫҚТАРЫНЫҢ
ДИНАМИКАСЫ**

Университеттің Ғылыми-әдістемелік кеңесі
оқу құралы ретінде ұсынған

Алматы 2011

ЖОК 669.0 (075.8)

ББК 34.3я73

Ө25

Ө25 Әділбаев М.К., Бейсенов Б.С. *Металлургия жабдықтарының динамикасы: Оқу құралы. – Алматы: ҚазҰТУ, 2011. – 271 б.*

Сурет 95. Кесте 12. Әдебиеттер тізімі – 29.

ISBN 978 – 601 – 228 – 279 – 5

Оқу құралында технологиялық жабдықтар динамикасының негіздері, механикалық жабдықтар мен конструкцияларға түсетін жүктемелердің пайда болу себептері, бөлшектердің беріктігіне әсері мен оларды төмендету шаралары келтірілген. Сонымен қатар, машиналарды пайдалану кезіндегі жүктемелердің өзгеруі, уақытқа байланысты олардың көтеру қабілетінің төмендеуіне қарай динамикалық жүктеменің әсер ету шамасының күрделіленуі, беріктік есептеулерінің детерминалық, ықтималдық әдістері, жалғастардың қатаңдылығын есептеу жолдары, динамикалық процестердің диссипациялық параметрлері, сыртқы жүктеме мен физикалық модельдер параметрлері, физикалық модельдерді есептеуге ыңғайлы түрге келтіру, динамикалық жүктеменің математикалық моделі, технологиялық жабдықтардың динамикалық жүктемесі, машина жетегінің саңылауларындағы ұрғылаудан болатын динамикалық жүктемелер, параметрлік және автотербелістердің пайда болуы мен оларды жеңу жолдары, тұрақты және айнымалы тоқты электр жетектерінің физикалық модельдері келтірілген.

Оқу құралында келтірілген материалдар динамикалық есептеулерді толық көлемде жүргізуге мүмкіндік береді және инженер-техникалық мамандар мен студенттерге пайдалы деп есептейміз.

ЖОК 669.0 (075.8)

ББК 34.3я73

Пікір жазғандар: *Т.М. Мендебаев*, ҚазҰТУ Машина жасау технологиясы кафедрасының меңгерушісі, т.ғ.д., профессор

Р. Омаров, Қазақ ауыл шаруашылығын механикаландыру және электрлендіру ғылыми зерттеу институты директорының орынбасары, т.ғ.д.

Е.А. Абдрахманов, Алматы энергетика және байланыс институтының проректоры, т.ғ.к., доцент

С.С. Ескулов, Қазақстан ядролық университеті оқу-әдістемелік жұмыстары жөніндегі директоры орынбасары, т.ғ.к., доцент

Қазақстан Республикасы Білім және ғылым министрлігінің 2011 жылғы басылым жоспары бойынша басылды.

ISBN 978-601-228-279-5

© М.К. Әділбаев, Б.С. Бейсенов, 2011

© ҚазҰТУ, 2011

КІРІСПЕ

Ғылым мен техниканың дамуы механикалық жабдықтарды күрделендіріп, олардың қуаты мен жұмыс істеу қарқынын жоғарылатуға мүмкіндік береді.

Түсті және қара металлургия саласында әр түрлі технологиялық процестер мен операциялар көмегімен қазылған кенді байытудан бастап, таза және өте таза металл, әр түрлі пішінді прокат пен құбырлар, т.б. қажетті заттар алынады. Әр түрлі технологиялық процестер көптеген машиналар, аппараттар, агрегаттар мен механизмдер арқылы атқарылады. Қолданылып жүрген агрегаттардың іріленуі мен өнімділіктерінің өсуіне байланысты, олардың негізгі параметрлері мен атқарылатын қызмет түрлері де өзгереді. Механикалық жабдықтардың сапасы, олардың өнімділігі, сенімділігі және тиімді жұмыс істеуін анықтайтын көрсеткіштердің бірі болып саналады. Сондықтан, механикалық жабдықтардың жұмысын жақсартудың негізгі бағыттарының бірі – олардың техникалық сипаттамаларын жоғарғы деңгейге көтеру, пайдалану барысында сенімділігін арттыру және ұзақ тұрақтылығын қамтамасыз ету шаралары.

Жабдықтардың жұмысын жақсарту арқылы өнімділігін арттыру өндірістің негізгі қоры болып саналады. Осыған сәйкес, өндірістегі ескірген жабдықтарды, өнімділігі жоғарғы жабдықтармен ауыстырумен қатар, жөндеу кезінде жүргізілетін өзгертулер арқылы жабдықтардың жұмысын жақсарту әдістері қолданылады.

Металлургия өндірісінде қолданылатын жабдықтар атқаратын қызметі мен құрылысы жағынан әр түрлі болғанымен, олар жоғарғы жылулық, ауыр салмақты сұйық металл мен шлак, шаңданған газ әсеріндегі ауыр жағдайда жұмыс істейді.

Сондықтан, жабдықтардың істен шығуына әсер ететін

факторлардың шамасын төмендету, олардың сенімділігін арттырудың негізгі жолы болып табылады.

Металлургия саласында қолданылатын жабдықтардың салмағы едәуір болғандықтан, ауқымды металл мен көптеген энергия жұмсауды қажет етеді. Сондықтан, әрбір жабдықтың салмағы мен энергия сыйымдылығын төмендету – машина жасаушылардың елеулі проблемаларының бірі.

Машина сапасын жақсарту үшін, оларды жобалау кезінде ғылым мен техниканың соңғы жаңалықтары, есептеудің соңғы жетістіктері мен пайдалану барысында анықталған факторлар жайында толық ақпарат болуы, сол жиналған ақпаратты тиімді қолдану арқылы болашақ машинаның негізін құру қажет. Ал машинаны жобалау кезінде ескерілген шаралар тек пайдалану кезінде іске асырылады. Metallургия жабдықтарының өлшемі мен бағасының едәуір болуына баланысты, тәжірибе үлгісін жасау арқылы сынаудан өткізу мүмкіндігі өте төмен болғандықтан, олар негізінде пайдалану барысында сыналады.

Жобалау кезінде машиналарға енгізілген шаралар болашақтағы алдыңғы қатарлы өзгерістер талаптарына сай болуы қажет. Ол үшін болашақ машиналарда болатын физикалық процестер, әрбір тораптағы жүктеменің өзгеру мөлшері мен сипаты жайында, жетектің күрделі электр механикалық жүйесіндегі салмақ пен қатаңдылықтың бөлінуі, әр түрлі пайдалану жағдайындағы технологиялық процестердің машинаның жүктелуіне әсерін анықтайтын ғылыми-техникалық ақпарат болуы тиіс.

Metallургия саласындағы технологиялық машиналар көп жағдайда циклдік жүктелуге жақын жағдайда жұмыс істейді, ал ол үлкен динамикалық жүктеме туғызады. Динамикалық жүктеменің тербелісті сипатын кез келген машиналардан табуға болады және олардың деңгейі өте жоғары болғандықтан, оларды жобалау кезіндегі есептеулерде ескеру қажет.

Динамиканың даму сатысында пайда болған жаңа бағыттың бірі – машинаның серіппелі тораптарының динамикасы, ол машиналарда болып жатқан физикалық процестердің сипатын толығырақ ашуға және тораптардағы нағыз жүктеме мен олардың қозғалу заңдылығын анықтауға мүмкіндік береді.

Машиналарда болатын тербеліс процесімен танысудың негізгі мақсаты – динамикалық жүйедегі таңбасы ауысып отыратын қозғалысты және сол қозғалысқа байланысты күштің шамасының өзгеруі мен әсер ету процесін талдау. Сонымен қатар, тербелістің сипатын анықтау арқылы жүйе сенімділігіне әсерін есептеу арқылы анықтау қажет, себебі ол машинаны жобалау және пайдалану кезіндегі тербеліс процесін реттеуге мүмкіндік береді.

Динамикалық жүктемелер машиналар мен механизмдерді қосқан және тежеген кезде пайда болады. Динамикалық жүктемелер машиналардың беріліс қатынастарының өзгеруіне қарай, қозғалу жылдамдығының артуы немесе төмендеуі нәтижесінде пайда болады. Сонымен қатар, динамикалық жүктемелер инерция кезеңдері мен жабдық салмағының өзгеруіне қарай да туындайды. Машиналарды іске қосатын немесе тежейтін құрылғылардағы саңылау шамасын реттегендегі өзгерістер, әр түрлі амплитудалы тербелістер тудыруы нәтижесінде динамикалық жүктемелердің пайда болуының себепшісі болуы мүмкін.

1. МАШИНАЛАРДАҒЫ ҮЙКЕЛІС ТҮРЛЕРІ

Металлургия саласындағы жабдықтарға тұрақты әсер ететін технологиямен байланысты бүлдіру факторлары жағдайында жұмыс атқарады. Олар: өте жоғарғы жылулық; дымқылдық; үлкен күш әсері; шандалған және агрессивті орта нәтижесіндегі физикалық, химиялық және механикалық әсерлер. Мұндай жағдайлар әсіресе сұйық металл мен шлак әсеріне шалдығатын жабдықтарда айқын байқалады. Ондай жабдықтарда технологиялық өзгерістерге сәйкес жылулықтың өте жиі өзгеруіне байланысты, отқа төзімді қорғау қабатында терең жарықшақтар пайда болып, олардың тез тозуын тудырады. Жабдықтардың көптеген бөлшектері мен тораптары бір мезгілде белгіленген циклмен әсер ететін механикалық күш пен жоғарғы жылулық әсерінде болуы мүмкін. Мұндай жағдайлар бөлшектерде механикалық және термиялық болдыру нәтижесінде микро және макро жарықшақтардың пайда болуына әкеліп соғуы мүмкін. Бір мезгілде әсер ететін үлкен механикалық күштің әсерінен кейбір бөлшектер тез істен шығып, агрегаттардың апатты тоқтауына әкеліп соғады; ал жоғарғы жылулық, дымқылдық, шандалған және агрессивті орта бөлшектердің қажалып тозуын, тотығуын және жегідеге шалдығуын туғызады.

Тозған бөлшектерді ауыстыру үшін жабдықтарды тоқтатып, көптеген қосалқы бөлшектерді дайындау немесе ауыстыратын жабдықтарды жасау мен үлкен көлемді жөндеу жұмыстарын жүргізуді қажет етеді.

Технологиялық процестердің қарқындауына байланысты, жабдықтардың өнімділігі мен өлшемдерінің өсуі, оларды пайдалану жағдайын төмендетеді. Ал ол жабдықтарға көрсетілетін техникалық қызмет атқару мен жөндеуге кететін шығын шамасын, жөндеушілер санын арттыруға әкеліп соғады. Сондықтан, қосалқы бөлшектерге және жөндеуге кететін шығын шамасын қысқарту, жабдықтардың сенімділігін арттырудың маңызды шараларының бірі, сонымен қатар жабдықтардың құрылысын дұрыс тандау мен оларды жасау технологиясын жақсарту, материал мен бөлшектерді қалпына келтіру әдістерін

дұрыс тандау, өндіріс қорының маңызды шаралары болып саналады. Сондықтан, жабдықтардың жұмыс бөлшектерінің тозуын тудыратын факторларды талдай отырып, олардың әсерін төмендету әдістерін қарастыру қажет.

Үйкеліс, екі бөлшектің бірге қозғалуынан туатын кедергі нәтижесінде пайда болатын құбылыс. Бұл құбылысты И.В. Крагельский мен Б.В. Дерягин молекулалық механиканың үйкеліс теориясымен түсіндіреді. Олардың болжамдауына қарай үйкеліс екі түрлі әсерлерден тұрады. Біріншісі – механикалық әсер нәтижесінде, бір бөлшектің дөңес жері екінші бөлшектің шұңқырлау жерімен қозғалу барысында бір-бірімен үйкеліп, қажау арқылы тоздырады. Ал екіншісі, екі үйкелетін беттердің молекулааралық әрекетінің салдарынан туады.

Машиналар мен механизмдер бөлшектерінің салыстырмалы қозғалысындағы кинематикалық белгісіне қарай үйкелістің екі түрі байқалады, олар: сырғанамалы және тербелмелі үйкелістер. Түр өзгертетін денелердің салыстырмалы қозғалысы, олардың жанасу алаңшалары арқылы жүреді. Сондықтан, жанасу алаңшаларында әр түрлі физикалық және механикалық құбылыстар пайда болады. Олар: дене бөліктерінде серіпелі және иілімді түр өзгертуі, молекулааралық жабысу, газдың жіңішке қабатқа адсорбциясы, коллоидты бөлшектердің дисперсиясы, т.б.

Жанасу беттеріндегі құбылыстардың сандық және сапалық күйі, олардың арасындағы сұйық немесе газ қабатының, яғни майлайтын заттың болуына байланысты. Майлайтын заттың болуына немесе болмауына және үйкеліс беттерінің сипатына қарай, үйкелістің мынандай түрлері бар:

а) екі жанасу беттерінің арасында сұйық немесе газ түріндегі қоспалардың болмаған жағдайындағы құрғақ үйкеліс;

ә) екі үйкелетін беттердің қалыңдығы 0,1 мкм шамасындағы май қабатымен бөлінген жағдайындағы шектелген үйкеліс;

б) екі үйкеліс беттерін бір-бірімен жанастырмайтын қалың май қабатымен бөлінген жағдайдағы сұйық үйкеліс;

в) май қабаты үйкелетін беттердің кедір-бұдырын толық жаппаған, яғни жанасу екі беттің кедір-бұдырлары арқылы болған жағдайдағы жартылай құрғақ үйкеліс;

г) күштің көп бөлігі екі бет арасындағы май қабатында, ал қалғаны үйкеліс беттерінің кедір-бұдыры арқылы жанасатын жағдайдағы жартылай сұйық үйкеліс.

Екі жанасу беттерінің сенімділігін арттыру үшін, жоғарыда аталған үйкелістің ең қолайлы жағдайын қамтамасыз ету қажет.

1.1. Бүліну мен тозудың түрлері

Металлургия жабдықтарында кездесетін бүліну мен тозулар табиғи және апатты болып бөлінеді.

Табиғи тозу – техникалық қолдану ережесі бұзылмай, механикалық күш, үйкеліс, жоғарғы жылулық, т.б. факторлардың ұзақ мерзім әсері салдарынан туындайды. Мұндай бүліну мен тозулар өте баяу және біртіндеп дамиды. Бөлшектердің тозу нәтижесіндегі өлшемдерінің өзгеруі белгілі бір шекке дейін болады және машина жұмысының сапалық өзгерістері байқалмайды, ал олардың тоқтауы біртіндеп болады.

Апатты бүліну мен тозу машинаның аз қолдану уақытында және жоғарғы жылдамдықта өтеді және сынған бөлшектің өлшемдері айтарлықтай өзгермейді. Апатты бүлінудің пайда болуы техникалық пайдалану ережесін бұзған кезінде, жобалау, жасау және техникалық қызмет атқару мен жөндеу сапасының төмен болуы салдарынан туындайды. Сондықтан, машинаның құрылысы, жасалатын материалы, жұмыс бөлшектерінің жасалу технологиясын дұрыс таңдау арқылы олардың сапасын көтеруге болады. Сонымен қатар, бөлшектердің тозуы мен бүліну сипатының физикалық табиғатын талдау арқылы бөлшектер сенімділігінің көптеген мәселелерін шешуге мүмкіндік туады.

Тозу мен үйкеліс процесін түсіндіретін ең көп тараған еңбектердің бірі – молекулярлық теория болып есептеледі. Сол теорияның тұжырымдауы бойынша, бірге қозғалатын бөлшектердің қажалу беттері биіктіктері әр түрлі көптеген микродөңестерден тұрады. Жұмыс барысында екі кедір-бұдыры бар беттер бір-біріне күш әсерімен қысылған кезінде дөңестер алғашында серіппелі деформацияға ұшырайды. Екі беттің

қажалу процесінің нәтижесінде, жанасқан беттерде молекулалардың жұлынуы мен жаңа молекулярлық байланыстар пайда болады. Бөлшектер бір-бірімен шағын дөңестер арқылы жанасқандықтан, шын мәніндегі жанасу алаңшаларының ауданы өте төмен. Бөлшектерге түскен күш шамасының аз болуына қарамастан, шағын ауданы бар жанасу алаңшаларына түсетін күштің шамасы ең үлкен мәніне жетеді және ол жанасу алаңшаларында иілімді деформация тудырады. Иілімді деформация нәтижесінде металдың бет жағындағы қабаты бүлінеді, яғни металл бетінде адгезия процесі (молекулярлық тартылу) жеңілденеді, одан әрі молекулалардың молекулярлық әсері күш әсерінің қашықтығына жақындауының нәтижесінде суық пісіру процесіне әкеліп соғады. Осының нәтижесінде молекулярлық ұстасу пайда болып, үйкелетін беттердің бүлінуі басталады.

Бөлшектердің тозуы мен бүлінуінің мынандай түрлері болады: сынықтар мен деформация, коррозия және коррозиялы-механикалық бүліну, механикалық тозу, кавитациялық әсер мен газ эрозиясы.

Сыртқы түріне және сипатына қарай бүліну динамикалық сынық, болдыру мен полидеформациялық болып бөлінеді.

Динамикалық сынық – күштің аяқ-асты өсуінің бөлшекке шамадан тыс ықпалы нәтижесінде немесе ұрғылау кезінде болатын құбылыс. Динамикалық сынықтар морт сынғыш және беттері ірі дәнді, деформация шамасы өте төмен, жылжуы ең жоғарғы жанама кернеу бағытында өтетін және иілімді деформация шамасы жоғары материалдарда болады.

Болдыру сынығы көп циклмен әсер ететін ауыспалы күштің ықпалы мен кернеудің аққыштық шектен төменгі жағдайында пайда болады. Болдыру деп – материалға күштің бінеше рет қайталанып әсер етуінен пайда болған деформация нәтижесінде микрожарықшақтардың біртіндеп дамып, оны сынуға дейін жеткізген жағдайын айтамыз.

Полидеформациялық сынықтар – металдың қайталанған деформация нәтижесіндегі, кристалл торындағы қалдықты өзгерістер нәтижесінде болатын құбылыс. Болдыруға қарағанда,

полидеформациялық сынықтар металдың бет жағындағы кернеудің аққыштық кернеуден жоғары болған жағдайында және материалдың илемділік қасиетінің біртіндеп төмендеп, морт сынғыш күйге айналу жағдайында өтеді.

Бөлшектердің механикалық морт сынғыш жағдайында бүлінуі, оның материалының илемділік қасиетінің белгілі бір жылулыққа дейінгі жағдайында жұмыс істеген кездегі қасиетінің төмендеуінен, яғни жоғарғы жылулықтың әсер етуінен болады. Бұл жағдайда, материалдың кристалл торындағы қарқынды дән аралық ығысуы микрожарықшақтар тудырып, оның әрі қарай дамуы нәтижесінде микрокристалдық бүлінуге әкеліп соғады.

Бөлшектерге әсер ететін сыртқы күш пен жоғарғы жылулық әсері, олардың материалы бойымен жайылу құбылысы пайда болады. Уақыттың өтуіне қарай, пайда болған деформация бөлшек материалында шоғырланған кернеу түрінде байқалады. Жайылу құбылысы әрбір материал үшін белгіленген жылулықта пайда болады және қалдықты полидеформацияның пайда болуымен сипатталады.

Жегіде әсері нәтижесіндегі бүліну бөлшектердің қоршаған ортамен физика-химиялық әрекеттесуі нәтижесінде пайда болады. Жегіденің химиялық және электрхимиялық түрлері болады. Химиялық жегіде, электр бейтарап ортада, бөлшек материалының химиялық белсенді элементтерінің қоршаған ортадағы белсенді элементтерімен (оттегі, күкірт қышқыл газы, қышқылдардың булары) әрекеттесуі нәтижесінде болады. Осы әрекеттесу нәтижесінде материалдың бет жағында пайда болған тұрақсыз оксидті қабыршық бөлшектің бүлінуіне әкеліп соғады және оның геометриялық өлшемдерін өзгертеді. Электрхимиялық жегіде бөлшектің бет жағында әр түрлі электр потенциалды нүктелер мен аумақтардың пайда болу жағдайында өтеді. Бұл жағдайда электр тоғын өткізгіш орта пайда болғандықтан, электр потенциалды жоғары бөліктерінде бүліну басталады.

Қоршаған ортаның қасиетіне қарай электролитті, атмосфералық және газ жегідесі болып бөлінеді. Атмосфералық жегіде әдеттегі қысымда және 80 °С аспайтын жылулық

жағдайда өтеді. Электролитті жегіде металлургия цехтарындағы пайда болатын тұздардың, сілтілер мен қышқылдар буларының және олардың судағы ерітінділерінің (электролит түріндегі) жабдықтарға әсерінен пайда болады.

Газ жегідесі металлургия өндірісіндегі пайда болатын газдардың, булардың және қыздырылған ауаның әсері нәтижесінде пайда болады.

Бөлшектерге жегіде мен механикалық факторлардың бірге әсер етуі нәтижесінде жегіделі-механикалық бүліну (жегіделі болдыру, шытынау және фрейтинг-жегідесі) болуы мүмкін.

Жегідегі болдыру, жегіде мен белгіленген циклмен әсер ететін күштің бір уақыттағы әсері нәтижесінде болады. Жегіделік шытынау, жегіде мен статикалық күштің бірге әсері нәтижесінде болады.

Фрейтинг-жегіде негізінде қозғалмайтын етіп жалғанған қосылыстарда, тербелістегі және аз қозғалатын бөлшектерде болады. Тозу механизмі, жанасқан беттердің алаңшаларындағы тұрақсыз оксидті қабыршықтың пайда болуы нәтижесінде олардың бүлінуін туғызады.

Механикалық тозу бөлшектің басқа бөлшекпен немесе материалдармен әрекеттесуі нәтижесіндегі, үйкелетін беттерден тозған материалдың бөлініп шығуы нәтижесінде оның өлшемдері мен пішінінің өзгеруін тудыратын процесті айтады.

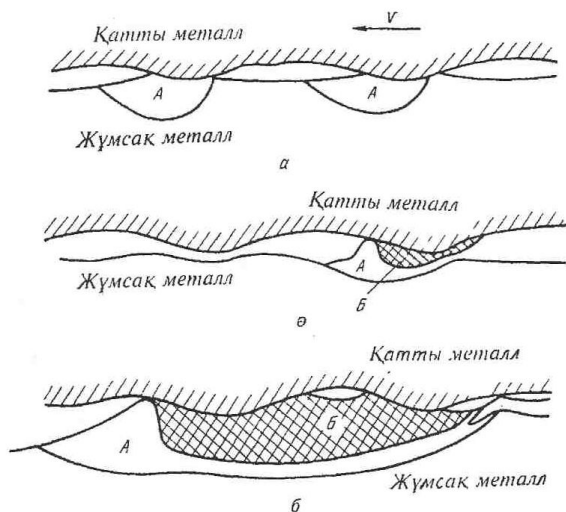
Механикалық тозудың бірнеше түрлері болады. Оның ішінде ең көп тараған тозудың түрлері: ұстасудың I түріндегі тозу; тотығу тозуы; ұстасудың II түріндегі немесе ыстық тырнау; қажалып тозу; оспа тәріздес тозу.

Ұстасудың I түріндегі тозу (суық тырнау) сырғанамалы үйкелістің төменгі салыстырмалы (болат бөлшектер үшін 1м/с) жылдамдығында жоғарғы меншікті қысымда, жанасқан бөліктердегі кернеу материалының аққыштық шегінен асып кеткен жағдайында, май мен тотыққан қабыршықтың болмаған жағдайында және жанасу беттерінің төменгі жылулығында пайда болады.

Металлургия жабдықтарындағы көптеген сырғанамалы үйкеліс жағдайында жұмыс істейтін тораптардағы бөлшектер

қаттылықтары (болат-бронза, болат-шойын, болат-текстолит, т.б.) әр түрлі материалдардан жасалады. Аталған тораптарда ұстасудың I түріндегі тозу пайда болады және олардың тозу механизмі төмендегідей жағдайда өтеді.

Алғашқы кезде бөлшектердің салыстырмалы сырғанамалы қозғалысында жылдамдығы v және қалыпты күш әсерінде, жұмсақ металдың микро кедір-бұдырлары қатты металдың микроскопиялық жанасуындағы илемді деформация нәтижесінде, қатты металдың микро кедір-бұдырларын айналып өтіп, А илемді аумағын құрайды (1 а-сурет).



1-сурет. Жанасу беттеріндегі ұстасудың I түріндегі тозудың жүру процесінің сұлбасы

Меншікті қысымның ұлғаюы нәтижесінде кейбір микро кедір-бұдырлардың жұмсақ материалмен жанасқан жерлерінде қаттылығы жоғары адгезиялық (молекулярлық) байланыс құрылады. Егерде пайда болған байланыстың қатандылығы жеткілікті болған жағдайда, жұмсақ металдың кедір бұдырларын айналып өту процесі тоқтатылып, адгезиялық байланыс арқылы пайда болған

кедір-бұдырлардың алдында металдың тежелген бөлігі пайда болады (1 ә-сурет). Бөлшектердің одан әрі қарай салыстырмалы қозғалысында тежелген Б бөлігіндегі жұмсақ металл микро кедір-бұдырлар арасындағы кеңістікті толтыра бастайды. Ол жеке жанасу дағдысының ұлғаюына әкеліп соғады және жиналған металл оның астыңғы қабатындағы металға қарағанда мықтырақ, себебі, жиналған металл біртіндеп нығыздалады (тойтарылады). Нәтижесінде, жұмсақ металмен толтырылған тоқыраған бөліктің тереңдігі ұлғайып, қатты металмен бір бүтін болып қозғалады (1 б-сурет).

Нығыздалған металмен тоқыраған қабаттың қалыңдығы едәуір болғандықтан, жанасқан бөлшектер арасында созылу кернеуі пайда болып, ол жарықшақтардың пайда болуына әкеліп соғады және тоқыраған бөліктегі нығыздалған металды үгеді немесе жұла бастайды. Жұлынған бөліктер суық пісіру нәтижесінде қатты металдың бетінде бұлтық түрінде жиналып, нығыздалады. Енді осы бұлтық әрі қарай бөлшектердің салыстырмалы қозғалысында қатты металдың кедір-бұдыр рөлін атқарады және жұмсақ металдың бегін тырнай бастайды. Бұлтық пен жұмсақ металдан жасалған бөлшек арасында ұстасу процесі қайталанатын, нәтижесінде тоқыраған жұмсақ металл үйкелетін бөліктерден жаңқа түрінде шығады. Ұстасудың I түріндегі тозу кезінде үйкеліс коэффициенті 4–6-ға дейін жетеді.

Тотығу тозуы – дегеніміз бөлшектердің үйкелетін беттерінің қоршаған ортадағы оттегімен әрекеттесуі нәтижесіндегі біртіндеп бүліну процесі.

Бұл тозу сырғанамалы және тербелмелі үйкеліс кезінде және бөлшектердің салыстырмалы қозғалысының $1,5 \div 4,0$ м/с (майсыз) жылдамдығында пайда болады. Шекаралық майлау кезінде тотығу тозуы $3,0$ м/с жылдамдықта пайда болады. Мұндай тозу, қаттылығы мен акқыштық шегі жоғары материалдан жасалған бөлшектерге тән. Аталған тозудың үйкеліс коэффициенті $0,3 \div 0,7$ құрайды. Тотығу тозуының тозу жылдамдығы $0,1 \div 0,5$ мкм/сағ. Беттердің тотығу тозуының механизмі, химиялық реакция кезіндегі оттегімен қанықтыру процесі (хемосорбция), оттегінің бөлшектердің бет қабатына

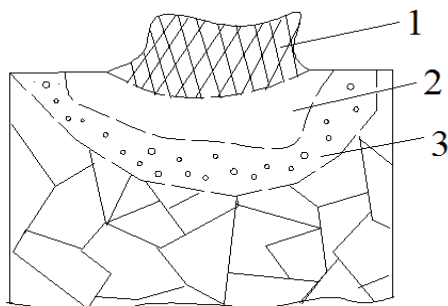
диффузиясы немесе оттегінің бет қабаттағы еруі (адсорбция) сияқты күрделі процестерден тұрады. Тозу процесінің сипаты мен қарқынына қарай бөлшектердің бет жағында тотыққан қабыршақ, қатты ерітінділер немесе металл мен оттегінің химиялық қосындылары құралып, үйкеліс беттерінен тозу өнімі ретінде бөлініп шығады.

Ұстасудың II түріндегі тозу (ыстық тырнау) сырғанамалы үйкеліс пен жоғарғы меншікті қысым және 4 м/с жылдамдықтағы салыстырмалы қозғалыстың бірге әсері нәтижесіндегі үйкелісті жеңу үшін көп энергия жұмсауға тура келеді, соның нәтижесінде бөлшектің бет жағындағы жылулық (1600 °C) өседі және бөлшек бойында жоғарғы жылулық градиентінің пайда болуына әкеліп соғады.

Ұстасудың II түріндегі тозу – үш сатыда өтеді. Бірінші сатысы, жанасқан бөлшектердің механикалық қасиеті аз өзгеретін 0-ден 600 °C шамасына сәйкес жылулықта өтеді. Жылулықтың өсуіне болаттың механикалық қасиетінің төмендеуіне байланысты меншікті қысым аққыштық шектен асып кетуі мүмкін. Бөлшектердің жанасу алаңшаларының бір-бірімен әрекеттесуі, бөлшек бетіндегі оксидті қабыршықты бүлдіру арқылы адгезиялық байланыс құрайды. Тозу процесінің әрі қарай дамуы ұстасудың I түріндегі тозу түрінде өтеді.

Тозудың екінші сатысы 600–1400 °C жылулық аралығында өтеді. Жылулықтың жоғарылауы металдың механикалық қасиетінің төмендеуінен ол біртіндеп босаңси бастайды. Адгезиялық жанасу нәтижесінде металл байланысындағы илемділік қасиетінің өзгерісі пайда болады. Қатты металға жұмсақ металдың жабысуы, екі сипатты қабат құрайды. Оның біреуі – шыныққан, екіншісі жіберілген қабаттар.

Тозудың үшінші сатысы бөлшек материалының балку жылулығына дейін көтерілген кезде байқалады. Балқыған қабат майлайтын маймен бірге екі жанасқан бет арасынан шығады, ал үйкелетін беттердің ішкі жағында балқыған іздер қалады. Ұстасудың II түріндегі тозу кезіндегі бөлшек беттерінің тозу жылдамдығы 1-5 мкм/сағ. Үйкеліс коэффициенті 0,1÷0,5 шамасында.



2-сурет. Ұстасудың II түріндегі тозу кезіндегі қатты металдың бет жағының үлгісі:

1 – жабысқан жұмсақ металл; 2 – екінші рет шыныққан қабат; 3 – жіберілген қабат

Қажалып тозу сырғанамалы үйкеліс кезінде, екі жанасу беттерінің арасында қажаушы қатты заттардың (окалина, шаң, т.б.) болуына байланысты үйкелетін бөлшектердің беткі жағындағы илемді деформация мен микрокесулердің пайда болуы нәтижесінде тозады. Тозу жылдамдығы 0,5–5 мкм/сағ. Мұндай тозудың түрі, металлургия жабдықтары бөлшектерінің жұмысында кең тараған және олардың ұзақ тұрақтылығын анықтайтын тозудың бірі болып есептеледі. Қажалып тозу металдың құрамы біркелкі (кен, көмір, т.б.) сусымалы материалдармен үйкелгенінде пайда болуы мүмкін. Мұндай тозу экскаватор шөмішінің тістері, шанақтардың қорғау тақтайшалары, сусымалы материалдарды тасымалдайтын науалар, домна пешіне шихта салу құрылғыларында, т.б. машиналарда жиі кездеседі.

Қажалып тозудың бір түрі – абразивті эрозия. Бұл тозу, бөлшек беттеріне газ немесе сұйық құрамындағы абразивті заттардың ағынмен бірге қозғалғандағы әсерінен болады. Абразивті эрозияға домна пешінің шихта салу құрылғысы, шандалған газ тасымалдайтын құбырлар, насостардың жұмыс роторлары т.б. соларға ұқсаған жабдықтар жиі шалдығады.

Бөлшек беттерінің тозуы, құрамында абразивті түйіршіктері болмайтын газ немесе сұйық ағындарында да болады. Тозудың бұл түрі кавитациялық және газ эрозиясы деп аталады. Кавитациялық эрозия металл бетімен аққан сұйық ағындағы кавитациялық көпіршіктердің (бу мен газ) құрылуы нәтижесінде болады. Кавитацияның біткен кезінде (көпіршіктердің бір-бірімен қосылған кезінде) металл беті жергілікті гидравликалық ұрғылауға шалдығады. Гидравликалық ұрудың бірнеше рет қайталанған әсерінің нәтижесінде бөлшек бетінде тойтарылу және материалдың болдыруы пайда болғандықтан, оның бет жағында морт сынғыш бүліну аумағы пайда болады. Кавитациялық эрозия негізінен гидравликалық жабдықтардың бөлшектерінде кездеседі.

Газ эрозиясының негізінде, газ молекулаларының металл бетіне ұрылуы нәтижесінде бөлшектің бет жағындағы кристаллиттердің бүлінуін тудырады. Тозу жылдамдығы газ ағынының кинетикалық энергиясына байланысты және газ жылулығының өсуіне қарай едәуір өседі.

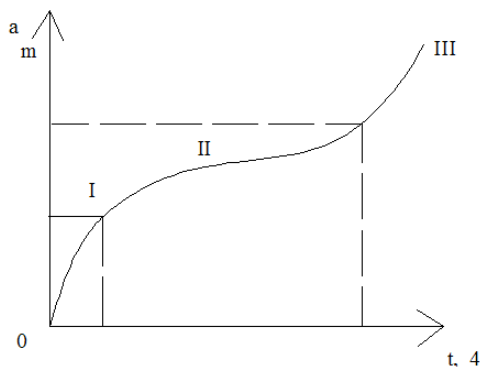
Осна таріз дес тозу (питинг) тербелмелі үйкеліс пен аралас үйкеліс кезіндегі ауыспалы және таңбасы өзгеріп әсер ететін күш пен бөлшектің шыдамдылық шегіне жақындайтын жоғарғы меншікті қысым әсерінен пайда болады.

Металлургия жабдықтары бір мезгілде әр түрлі технологиялық бүліну факторларының әсерінде болғандықтан, бөлшектердің бет жағында олардың әсер етуі әр түрлі жылдамдықпен өтеді. Осы тозу процесінің біреуі басқаларына қарағанда басымдырақ жылдамдықпен өткендіктен, мұндай процесс бастаушы деп аталады. Сондықтан, бөлшектердің жоғарғы төзімділігін қамтамасыз ету үшін, бастаушы тозу ретінде тотығу тозуының өтуіне жағдай жасау қажет, себебі оның тозу жылдамдығы басқа тозу түрлеріне қарағанда төмен. Ал тотығу тозуының өтуін бәсеңдету үшін, әр түрлі өңдеу әдістерін, бөлшектердің құрылысын жақсарту мен майлайтын май түрлерін дұрыс тандау арқылы жүзеге асыруға болады.

1.2. Бөлшектердің қолдану мүмкіндігі мен ең шеткі тозуы

Машина бөлшектерінің тозуы қолдануға мүмкін және ең шеткі болып бөлінеді.

Қолдануға мүмкін тозу деп, бөлшектердің тағы бір жөндеу аралығында өз қызметін атқара алатын қабілеті айтылады.

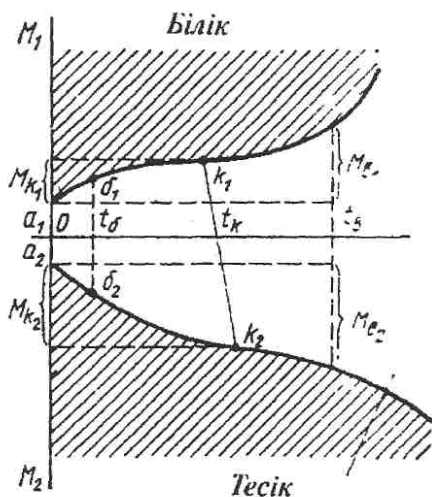


3-сурет. Бөлшектердің тозу сипаты

Ең шеткі тозу деп, бөлшектердің әрі қарай жұмыс атқару мүмкіндігінің болмайтын жағдайы айтылады. Жөндеу мәселелерін шешкен кезде, жабдықтардың ең шеткі тозу шегін ғана анықтау жеткіліксіз, сонымен қатар, олардың қолдануға жарамдылық дәрежесін де білу, яғни бөлшектерге жөндеу жүргізу қажеттігі немесе олардың тағы бір жөндеу аралығында жұмыс атқара алатын мүмкіндігін анықтау қажет. Оны анықтау үшін, зертханалық тексеру арқылы немесе көп жылдар бойы жиналған тәжірибеге сүйене отырып, тозудың даму заңдылығын анықтау керек. Тозу заңдылығына сүйене отырып, тораптың ең шеткі тозу шегіне қанша уақытта жететіндігі мен оның әрі қарай қолдану мүмкіндігі анықталады. Бөлшекті қолдану мүмкіндігі мен ең шеткі тозуы үйкеліс күшінің әсерімен болатын табиғи механикалық a_m тозу сызығымен бағаланады (3-сурет).

Мұндай сипаттамалар көптеген тұрақты режимде жанасып жұмыс істейтін бөлшектер үшін әділетті. Тозу сипаттамасының

қисығы үш ерекше көрінетін бөліктерден тұрады: қисықтың бастапқы бірінші бөлігі жаңа бөлшектердің бір-бірімен үйкелісіп тегістелу уақыты; екінші түзу сызықты бөлігі, бөлшектердің бірқалыпты жұмыс істегендегі уақыты; үшінші қисық сызықты бөлігі екі бөлшектің ең шеткі тозу шегіне жетіп бүлінген уақыты. Осы аталғандарды қорытындылау үшін, кең тараған білік-тесік қосылыстары қарастырылады. Мұнда бөлшектердің дұрыс жұмыс істеуі үшін, олардың арасында саңылау көзделген және олардың мөлшері өңдеу дәлділігі мен отырғызу шамасына тікелей байланысты.



4-сурет. Тесік-білік қосылыстарындағы саңылаудың сипаты

Қосылыстардың нақтылы өлшеміне сай келетін О нүктесінің жоғары (4-сурет) жағына біліктің мүмкіндік диаметрі, ал одан төмен қарай тесік диаметрі, ал көлденең ось бойына осы қосылыстардың жұмыс істеу уақыты салынған. Oa_1 кесіндісі біліктің нақтылы диаметрінің орташа, ал Oa_2 тесіктің диаметрінің ауытқуларын көрсетеді, сонда a_1a_2 кесіндісі қосылыстардың алғашқы саңылауына сай келеді.

Тозу сипаттамасы 3-суретте көрсетілген түрінде құрылды, яғни $0t_6$ уақыт кескінінде екі ілесе істейтін бөлшектердің үйкелісіп тегістелу уақыты, t_6t_b – бірқалыпты жағдайдағы жұмысы, ал t_b нүктесінен кейін тозу шамасы тез өседі (апатты жағдай). Сондықтан, бөлшектердің тозуы M_{b1} (білік үшін) және M_{b2} (тесік үшін) кескінділеріне жеткен кезде бөлшек толық істен шығады деп есептеуге болады. Осыған сәйкес, $0t_b$ уақыт кескіндісі осы қосылыстардың жұмыс уақытының шегі екені, ал M_{b1} мен M_{b2} шеткі тозу екені көрінеді. Кез келген t_k уақыт кезеңінде t_6t_b аралығында әдеттегі тозу білік пен тесік үшін M_{k1} мен M_{k2} нүктелеріне сәйкес болады.

Бақылау сұрақтары:

1. Үйкеліс қандай жағдайда пайда болады?
2. Бүліну мен тозу қандай қасиеттерге сәйкес бөлінеді?
3. Сыртқы түріне және сипатына қарай бүлінудің қандай түрлері болады?
4. Ең көп тараған тозудың түрлері қандай?
5. Ұстасудың 11 түріндегі тозу қандай жағдайда өтеді?
6. Ең шеткі тозу мен қолдануға мүмкін тозуларды қандай шектерге сәйкес анықтайды?
7. Ұстасудың 1 түріндегі тозу қандай жағдайда және қалай өтеді?
8. Жегідегі бүліну қандай жағдайда және қалай өтеді?

2. МЕТАЛЛУРГИЯ МАШИНАЛАРЫНЫҢ БЕРІКТІГІ

2.1. Металлургия машиналарындағы динамикалық жүктемелердің өзгеруі

Илемдеу орнақтарына әсер ететін күш мөлшері басқа металлургия жабдықтарымен салыстырғанда бірнеше есе жоғары. Мысалы, илемдеуге қажетті күш шамасы 20–30 МН болса, ондағы бұралу кезеңі 5–7 МН, ал илемделген металдың ұшын кесу үшін 30 МН күш жұмсау қажет. Илемденетін металдың қозғалу жылдамдығы 40–100 м/с дейін жетеді.

Металлургия машиналары өте күрделі циклдік әсердегі жұмыс режимінде (механизмдік жетегінің 1 сағ-ғы қосылу саны 2500 дейін барады) және едәуір динамикалық жүктелу сипатында жұмыс істейді. Орнақтардың жеке тораптары жоғарғы және тез өзгеретін жылулық әсерінде болғандықтан және үйкеліс жұптарының қарқынды тозуы нәтижесінде олардың арасындағы саңылау тез ұлғаяды, ал тұйықталуы кезінде ұрғылау жағдайына әкеліп соғады.

Металлургия машиналары тораптары мен бөлшектерінің қарқынды тозуы, жүктеменің тез өсуі нәтижесіндегі аяқ асты бүлінуі, бөлшектердің белгілі бір циклмен әсер ететін жүктеме нәтижесіндегі болдыруы, микрожарықшақтардың пайда болып, олардың дамуы машинаның жұмыс қабілетінің төмендеуіне әкеліп соғады.

Аталған факторлардың ішіндегі машина бөлшектерінің беріктігі мен ұзақ тұрақтылығын үлкен күш пен машина элементтеріне әсер ететін ауыспалы күш анықтайды. Металлургия машиналары бөлшектерінің бүлінуін анықтайтын негізгі себептерді екі түрге бөлуге болады: біріншісі – материалдың аққыштық шегінен жоғары кернеу тудыратын жүктеме әсерінен болатын статикалық бүліну; екіншісі – аққыштық шектен төменгі кернеуде пайда болатын болдыру бүлінулері. Біріншісі пайдалану режимін бұзғандықтан және машинаны жобалау мен жасау кезінде жіберілген қателіктер нәтижесінде болатын бүлінулер, екіншісі циклдік немесе таңбасы

жиі өзгертін жүктеме әсерінен туатын металдың болдыруы.

Бөлшектердің болдыру құбылысынан болатын бүлінудің сипаты аяқ асты болуы және мұндай жағдайда иілімді деформация болмауы да мүмкін. Көптеген себептерге байланысты бөлшек бетінде микрожарықшақтар пайда болады және ондай жерлерге кернеудің шоғырлануы мүмкін. Микрожарықшақтар циклдік деформация әсерінен, әр түрлі жылдамдықпен дамуы мүмкін. Олардың ұлғаю жылдамдығы жүктеменің қарқынды әсеріне, бөлшектің өлшеміне, материалдың ерекшеліктеріне тәуелді. Бөлшек қимасындағы беріктік шамасының біртіндеп төмендеуіне байланысты, статикалық жүктемеге қарсы әсері төмендеп, бөлшек бүлінеді.

Жетек тізбегіндегі динамикалық жүктеменің пайда болуына қозғалтқыштың типі, сипаты, параметрлері мен басқару жүйесі әсер етеді. Асинхронды қысқа тұйықталған қозғалтқышты іске қосқан кезде беріліс тізбегінде, фазалы қозғалтқышқа қарағанда жоғары динамикалық жүктеме туады. Сипаттамалары жұмсақ қозғалтқыштар қатаң сипаттамалы қозғалтқыштарға қарағанда тудыратын тербеліс қарқыны төмен және үлкен диссипативтілігі болғандықтан, пайда болған тербеліс тез сөнеді.

Машиналардың өтпелі процесінің ұзақтығына жетектің электрмеханикалық уақыт тұрақтысының мөлшері әсер етеді: маховиксіз орнақ жетегінде оның мөлшері $T_m=0,02\div 0,06$ с, маховикті жетектерде $T_m=0,3\div 1,5$ с.

Металлургия машиналарында синхронды электрқозғалтқыштар өте сирек қолданылады. Бірақ, олар орнатылған орнақтардың басты тізбегіндегі бөлшектердің істен шығуы жиі болады. Бүлінудің негізгі себептері ретінде баяу сөнетін қарқынды тербеліс процесін алуға болады.

Машиналардағы технологиялық жүктемелердің мөлшері мен фазасы қозғалтқыштың тоқтық жүктемесімен ешқашанда сәйкес келмейді. Технологиялық жүктеменің қозғалтқыш тогының өсуінен кешігуі, жетектің айналатын массаларының кинетикалық энергия қорының өсуіне қарай өзгереді: маховиксіз жетектердің кешігу уақыты секундтың жүзден бір бөлігін, ал маховикті жетектерде секундтың оннан бір бөлігін құрайды

және жетектің электрмеханикалық тұрақтысына тәуелді. Қозғалтқыштағы ток шамасының өсуі жұмыс істеп тұрған машиналардағы жүктеменің өсуінен едәуір шамаға кешігеді.

Механикалық жүктеменің өсуі, термиялық және циклдік кернеу әсері және олардың әсерінен болатын тозу, машина бөлшектері мен тораптарының істен шығуы көптеген материалдық шығынға алып келеді.

Құбырларды илемдеу орнақтарындағы тез істен шығатын тораптарға жататындар: қапас жетегінің тісті дөңгелегі, жалғастырғыштар, бармақтар, бұлғақтар, бас редуктор, т.б. Олардың істен шығуының негізгі себептеріне жататындар шамасы жоғары күш пен белгілі бір мезгілмен әсер ететін динамикалық жүктемеден болатын болдыру, ал оның шамасы технологиялық жүктемеге қарағанда 2,5–3 есеге көп.

Көптеген машиналардың беріктігі мен ұзақ тұрақтылығын анықтайтын фактордың бірі – тербеліс сипаты бар динамикалық жүктеме. Тербеліс сипатты жүктеменің мөлшері мен сипаты серіппелі жүйенің динамикалық параметрлеріне (байланыстар мен массалардың қатаңдылығы), қозғалтқыштың сыртқы сипатына және олардағы жетектің санына, технологиялық жүктеменің өзгеру заңдылығына, сонымен қатар бөлшектердің тораптағы жалғану саңылауына (жалғастырғыштардағы, тісті берілістердегі, айналдырық топсаларындағы, т.б.) тікелей тәуелді. Сонымен қатар, машиналардағы динамикалық жүктемелер технологиялық жүктеменің өзгеру сипатына, кинематикалық сұлбаның дұрыс құрылуына, жетек тізбегіндегі конструктивті параметрлерге, қозғалтқыштың типі мен оның сипатына, бөлшектердің жасалу дәлдігіне және машинаның дұрыс жиналуына да тәуелді.

Машиналардағы жүктеме мен динамикалық процестердің қалыптасуына қосақталған және көп қозғалтқышты жетектер үлкен әсерін тигізеді және олардың сипаттары бірдей болмайды. Жетектегі жүктеменің сипаты мен мөлшері электр тежеу әдісіне, олардың түріне және механикалық тежегіштің орнатылған орнына тәуелді.

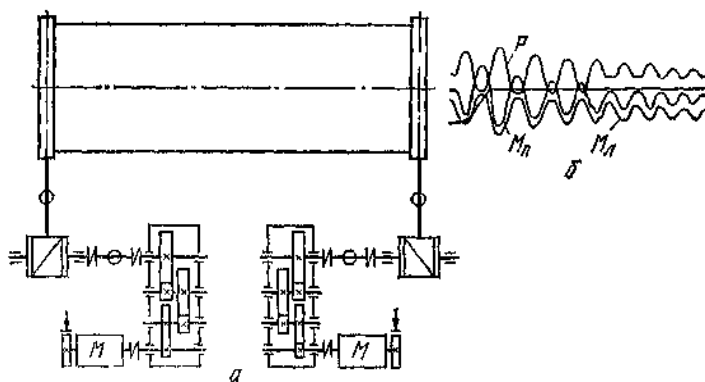
Кейбір металлургиялық машиналарда белгілі бір жағдайда

тұрақты амплитудалы сөнбейтін тербелістер қоздырылады, яғни оларды автотербелістерге жатқызуға болады. Олардың мысалы ретінде илемдеу орнақтары, құрылғыны қозғалту механизмдері, пештің итергіштері, ДСП электр доғалы пештің электродтарын көтеру механизмдері, т.б. осыларға ұқсаған құрылғыларды келтіруге болады.

Бұл бөлімде металлургия өндірісінде жиі кездесетін машиналардың өндірістік жағдайда және әр түрлі пайдалану режимінде жүргізілген тәжірибелерге сүйене отырып анықталған динамикалық жүктемелердің нәтижелері қарастырылады.

Вагонтөңкергіштер. Вагонтөңкергіштер, төбесі ашық вагондарға тиелген сусымалы материалдарды түсіру операциясын механизациялау үшін қолданылады. Олардың тұрақты роторлы, қозғалмалы мұнара тәріздес және ротор тәріздес түрлері қолданылады.

5-суретте роторлы вагонтөңкергіштің кинематикалық сұлбасы мен вагонды төңкерген кездегі жүктеме осциллограммасы келтірілген.



5-сурет. Роторлы вагонтөңкергіштің кинематикалық сұлбасы мен вагонды төңкерген кездегі жүктеме осциллограммасы:

а – роторды айналдыруға арналған механизмнің кинематикалық сұлбасы; *б* – механизмнің жүктеме осциллограммасы;

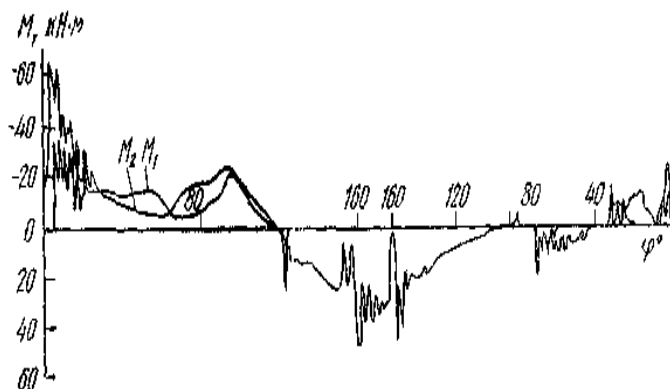
M_b , M_n – жетектің сол және оң жағындағы атанақ білігіндегі серпінді кезеңдер; P – темір арқанға әсер ететін күш

Осциллограммада мерзімділігі 1,8–1,9 с шамасындағы тұрақсыз режимдегі кезеңі мен күштің төменгі жиілікті тербелісі пайда болатыны көрсетілген. Тұрақты қозғалыс кезінде кезеңнің өзгеру сипатын анықтау мүмкіндігі өте төмен. Төменгі жиілікті тербелістің пайда болуын вагонтөңкергіш жолының қанағаттанарлықсыз жағдайда екендігімен түсіндіруге болады. Вагонтөңкергішті оның оң және сол жағында орналасқан жетектер көмегімен айналдырған кезде, атанактың білігіндегі статикалық кезеңнің ең жоғарғы мәні роторды $75 - 80^0$ -қа бұрған кезде болады; олардың мәндері тиелген материалдардың түріне қарай мынадай мәндерді көрсетті: концентрат тиелген вагонды төңкерген кезде 178,5 және 198,5 кН·м; доломит тиелген вагонды төңкерген кезде 159 және 144 кН·м; бос вагонды сол жақтағы жетекпен бұрған кезде 55 кН·м, ал оң жақтағы жетекпен бұрғанда нольге тең.

Жетекті генератор көмегімен тежегендегі вагонтөңкергіштің тоқтаған уақыты бар болғаны 1,75 с құрады. Вагонның ротордың таянышына жанасқан кезінде қарқынды тербеліс процесі пайда болады. Олардың тербелу амплитудасының кезеңі 250 кН·м тең және алғашқы $T=1,88$ с шамасындағы уақыттан кейін тербелу амплитудасының жиілігі біртіндеп төмендейді.

Жетектер арасындағы бұралу кезеңінің бөлінуі біркелкі емес. Сол жақтағы жетектегі статикалық кезең 99, ал оң жақтағы жетекте 49,6 кН·м құрады. Жүктеменің динамикалық коэффициенті $2,5 \div 5,0$.

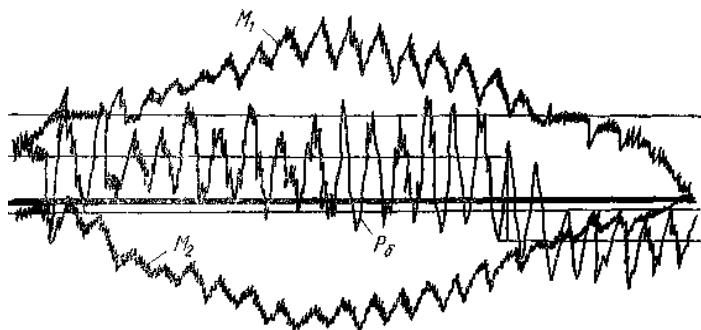
Жетектің білігіндегі кезеңнің ең жоғарғы мәні 49,5-55 кН·м, ал ротордың бос жүріс кезіндегі қозғалысында бұл айырма 10,0 кН·м көрсетеді. Бұл жағдайда негізгі жүктемені сол жақтағы жетек қабылдайды. Жетек арасындағы жүктеменің біркелкі бөлінбеуі ротордың металл конструкцияларының бұралуы мен әсер ететін күштің өсуіне себеп болады, ал пісірілген жалғастарда болдыру бүлінуі пайда болады. Мұндай жағдайлар вагонтөңкергіштерді пайдалану барысында тұрақты байқалады. Мұндай кемшіліктерді төмендету үшін екі жетектің синхронды жұмыс істеуін қамтамасыз ету қажет. Тежегіш генераторының басқару сұлбасын реттеумен қатар, тежегіш генераторының басқару сұлбасын реттеу керек.



6-сурет. Жетектің трансмиссиялық білігіндегі жүктеме осциллограммасы
 M_1 , M_2 – біліктің сол және оң жақ бөлігіндегі серпімді күш кезеңі

Кейінгі кезде роторлы вагонтөңкергіштердің бұру механизмінің жетегі мен вагондарды қысу механизмдерінің жанасусыз атқаратын түрі кеңінен қолданылып жүр. Энергия күштік параметрлер осциллограммасы 63 және 93 т вагондардағы жүкті түсіру кезінде жазылды. Жетектің беріліс тізбегінде және вагонтөңкергіштің металл конструкцияларының байланыстарында тез екпіндету және тежеу кезінде сипаты тербелісті динамикалық жүктеме пайда болады. Оның осциллограммасы 6-суретте көрсетілген.

Роторды бұрудың алғашқы кезеңінде беріліс тізбегіндегі серпімділік күш кезеңінің мөлшері өте жоғары, себебі қозғалтқыштың айналу жылдамдығын төмендету үшін, оны қарама-қарсы бағытқа айналдырып барып төмендету қажет. Мұнаралы вагонтөңкергіштің бесігін бұру механизмінің жетегіндегі баяу қозғалатын білік атапай тісті беріліс арқылы жалғанады және сол жалғанған жерінде динамикалық жүктеме пайда болады. Динамикалық жүктеменің амплитудасының ең жоғарғы мәні, статикалық жүктеменің 20–70 %-ын құрайды (7-сурет).



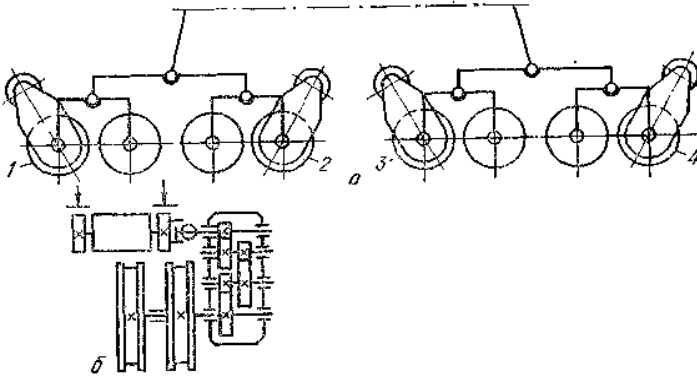
7-сурет. Мұнаралы вагонтөңкергіштің бесігін бұру механизмінің жүктеме оциллограммасы

M_1 , M_2 – жетектің баяу қозғалатын білігіндегі серпімділік күші кезеңі; P_δ – қарсы жүктердің темір арқанға әсер ететін күші

Қарсы жүктің темір арқанға әсер ететін күші үлкен және тұрақты амплитудамен өзгереді. Темір арқан мен тісті берілістердің жүктелу оциллограммасын салыстыра отырып, мынадай қорытындыға келуге болады; қатаң жүйедегі тісті берілістердегі тербеліс кезеңдерінің қарқыны, темір арқанды беріліске қарағанда төмен.

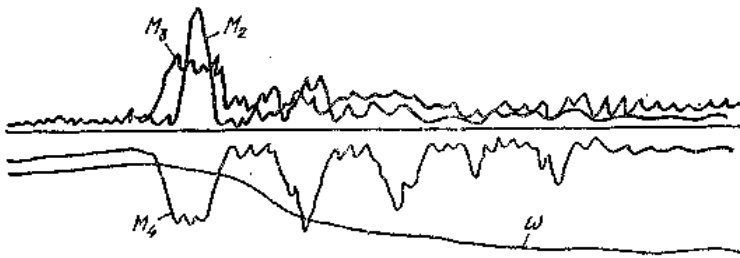
Грейферлі кран. Грейферлі крандар пештерге шихта дайындау алаңдарында кеңінен қолданылады. Кранның жүк көтергіштігі 30 т, грейфердің сыйымдылығы 6 м^3 , жалпы салмағы 960 т. Грейфер арбасының жұмысын басқару генератор-қозғалтқыш жүйесі арқылы жүргізіледі. Кранды қозғалту механизмінің қозғалтқышы асинхронды, ал ол реостат көмегімен басқарылады.

Кранның көпірі екі тіреуге: біреуі – қатаң, ал екіншісі – иілімді етіп бекітіледі. Әрбір тіреу теңгергіш көмегімен төрт екі осьті арбаға тіреледі; жүру дөңгелектерінің саны 32; әрбір тіреудің қозғалту механизмі төрт жеке жетектен тұрады. Әрбір жетек қуаты 30 кВт асинхронды электр қозғалтқыштан және үш сатылы редуктордан тұрады. Тіреулердегі жетектердің орналасу сұлбасы 8-суретте көрсетілген.



8-сурет. Әрбір тіреудегі арбалардың орналасуы (а) мен қозғау механизмнің (б) кинематикалық сұлбасы

9-суретте серпімді күш кезеңі мен жетектің жылдамдық осциллограммасы көрсетілген.



9-сурет. Серпімді күш кезеңі мен қранды қозғау механизмiнiң жетегiндегi жылдамдық осциллограммасы

M_2, M_3, M_4 – жетектің тез қозғалатын білігіндегі серпімділік күш кезеңдері

Қранды іске қосу үшін орта есеппен 4 с қажет және сол кезеңде механизм жетегінде өте үлкен динамикалық жүктемелер пайда болады. Қранды іске қосу кезінде арбаның жүру

дөңгелектері жарты айналыс жасайды. Электр қозғалтқышты іске қосқаннан кейінгі 1 с тең уақыт шамасында дөңгелек $20 - 25^0$ бұрылады. Себебі, бұл жағдайда жетектің жылдамдығы өте төмен және ондағы тербеліс шамасы едәуір екені байқалады. Одан кейінгі уақытта қозғалтқыштың айналу жылдамдығы тез жоғарылағандықтан кран жүрісінде біртіндеп екпіндейді. Бұл жағдайда тербеліс амплитудасы мен жүктеме шамасы төмендейді.

Қарастырылған жетектер білігіндегі серпімділік күш кезеңі тербелісінің фазасы бір-біріне сәйкес келеді, тек кейбір жағдайда ғана олардың фазасының ығысуы байқалады, ал ол жіберу жалғастырғыштарының бір уақытта қосылмауымен түсіндіріледі.

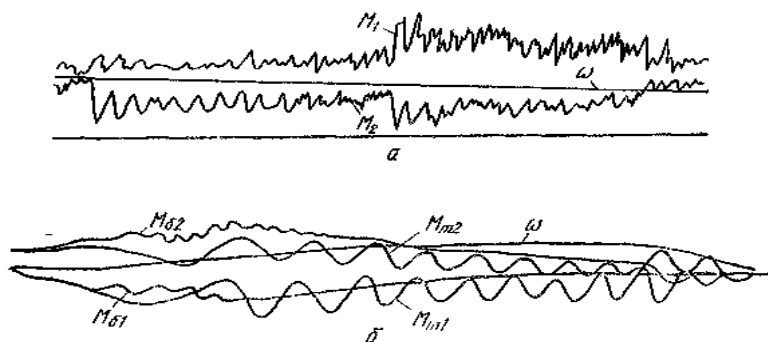
Жетекте пайда болған тербелу процесі өте баяу сөнеді, себебі ол қозғалтқыштың жіберу кедергісімен шунтталғандықтан, біраз уақытқа дейін тербелісті сөндірмей ұстап тұрады.

Жетек тізбегін іске қосқан кезде пайда болатын динамикалық жүктемеге саңылаудың қатысы жоқ. Себебі, жетек сұлбасында колданылатын іске қосуға дейінгі кедергі сатысы, қозғалтқыштың роторын баяу айналдыру арқылы оларда кездесетін саңылаудан ұрғылаусыз өтуге көмектеседі.

Кран қозғалған кезіндегі күштен туатын статикалық жүктеменің мәні жетектің номиналды кезеңіне қарағанда өте аз. Кранның жүру механизмі электрқозғалтқышының қуатын есептеген кезде кранға әсер ететін қарсы жел кедергісін ескеру қажет, себебі оның мәні кейбір жағдайда өте жоғары болуы мүмкін.

Динамикалық және статикалық жүктемелерді бір-бірімен салыстырғандағы нәтижелерінің көрсетуіне қарай, режимнің тұрақталған кезіндегі серпімді күш кезеңінің статикалық кезеңге қатынасы кейбір жағдайда $\xi = 10$ құрайды.

Бұл қатынас бөлшектердің жүктелу сипаты мен жүк көтеру қабілетін сипаттай алмайды. Оған қарамастан, бұл қатынас, нақтылы және кедергі күшінен болатын статикалық жүктемелердің айырмашылықтарының едәуір екенін көрсетеді.



10-сурет. Кран арбасын қозғалту механизмі жүктемесінің осциллограммасы:

а – тұрақты тоқты қосақталған жетекпен (M_1 , M_2 – жүретін дөңгелектердің трансмиссиялық білігіндегі серпінділік күш кезеңдері; ω – қозғалтқыш білігінің айналу жылдамдығы); б – асинхронды қозғалтқышты жетек (M_{61} , M_{62} – тез қозғалатын біліктегі серпінді күш кезеңі; M_{m1} , M_{m2} – трансмиссиялық білік буындарындағы серпінді күш кезеңі)

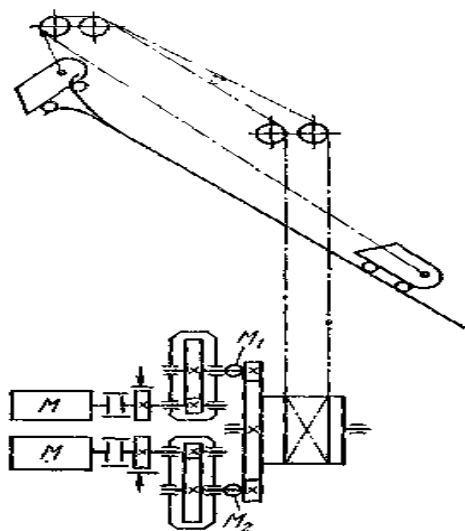
Кран арбасының жетегін Ж-Қ жүйесімен басқарған кезде, қозғалыс жылдамдығының баяу өзгеруіне байланысты, білік тізбегіндегі бұралу тербелісі жіберу кезіндегіге қарағанда аса үлкен емес (10 а-сурет). Жетекте асинхронды электрқозғалтқышы бар механизмдерді жанасу әдісімен басқарғанда, бұралу тербелісінің шамасы біраз екенін көрсетеді (10 б-сурет).

Осциллограммалардың көрсетуіне қарағанда, механизмдердің динамикалық жүктемесіне, қозғалтқыштардың типтері мен олардың сипаттамалары үлкен әсерін тигізеді және оларды механизмнің беріктігі мен ұзақ тұрақтылығын есептеу барысында міндетті түрде ескеру қажет.

Кранды қозғалту механизмі динамикасының ерекшелігі, серпінді күш кезеңінің тербелу желілігі ауыспалы мөлшер болып саналады. Себебі, бірінші іске қосқан кезде ол төмен (тербеліс периоды 0,22–0,26 с), ал одан кейінгі екпіндеу кезеңінің аяғына жоғарылайды (0,14 с периоды). Бұл массалар қозғалысының әр түрлі уақытта іске қосылуымен түсіндіріледі.

Ж-Қ жүйесімен басқарылатын кранның көтеру механизміндегі динамикалық жүктеменің шамасы аса үлкен емес және ол кедергі күшінен туатын кезеңнің 10–14 %-нан аспайды; ал тербеліс периоды 0,2–0,5 с; грейфердің тербелісінен болатын динамикалық жүктеменің шамасы төмен. Жетектің статикалық жүктемесі кранның нақтылы жүк көтергіштігіне және көтеру механизмі мен грейфер жақтарының түйісуі кезіндегі темір арқандар арасындағы күштің бөлінуіне тәуелді. Оларды электр сұлбалары мен басқару жүйесін реттеу арқылы түзетуге болады.

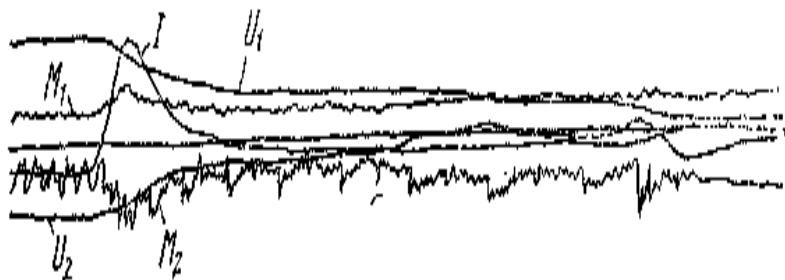
Домна пешінің скип лебедкасы. Шойын балқытудың технологиялық процестерін тұрақты түрде жетілдіріп отыру қажет. Олардың негізгілері: шойын балқыту технологиясында отын ретінде табиғи газ қолдану; жоғарғы қысыммен жұмыс істеу және домна пешін толық автоматты басқару жүйесіне көшіру, т.б. осыған ұқсаған шаралар қолдану қажет. Технологиялық процестерге енгізілетін шаралар домна пеші скип көтергішінің жұмыс қабілеті мен сенімділігіне тікелей әсерін тигізеді.



11-сурет. Скип лебедкасының кинематикалық сұлбасы

С-1-22,5-210 мен С-1-15-180 типті жүк көтергіштігі 22,5 мен 15 т скип лебедкаларына жүргізілген зерттеулердің көрсетуіне қарағанда лебедканың бұралу кезеңі, атанактың айналу жылдамдығы, бұрыштық қозғалысы, электрқозғалтқыштың кернеуі мен одан басқа бірнеше нүктелеріндегі өзгерістер өлшенді. С-1-22,5-210 лебедкасының кинематикалық сұлбасы 11-суретте көрсетілген.

Скип көтергішінің жетегіндегі механикалық процестер, электр процестерімен тікелей байланысты болғандықтан, электр қозғалтқыштарды басқару сұлбасының жұмысын, оларға түсетін жүктемелері, қозғалу жылдамдығы және екпіндеуімен байланыстыру қажет. Домна пешінің шихта салу жүйесі мен скип көтергішінің жұмысы автоматты басқару жүйесі көмегімен жұмыс істейді. Скип лебедкасының электрқозғалтқыштарын басқару Ж-Қ жүйесі арқылы жүргізіледі. Төрт жіберу сатылары бір уақыт функциясында іске қосылады. Электрқозғалтқыштардың номиналды жылдамдыққа дейін екпіндеуі магнит ағынының шамасын төмендету арқылы жүзеге асырылады. Қозғалтқыштардың тиелген скипті төгу қисығына жақындатқандағы баяулауы, лебедка атанағының бұрылу бұрыш функциясына екі сатылы кедергі енгізу арқылы орындалады.



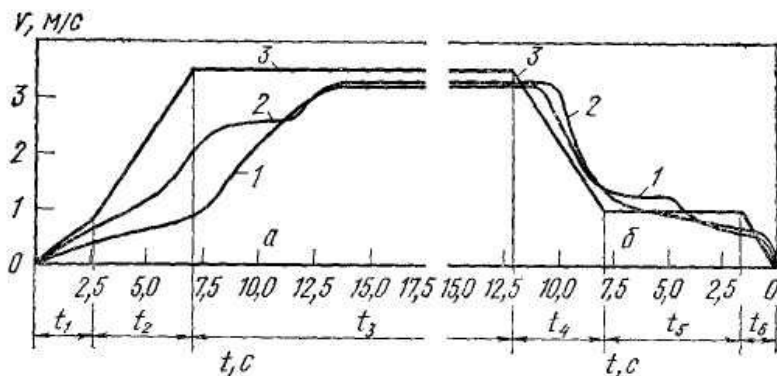
12-сурет. Лебедканың жүктеме оциллограммасы:
 M_1 , M_2 – аралық біліктегі бұралу кезеңі; ω – қозғалтқыштың білігіндегі айналу жылдамдығы; J – тізбектеліп жалғанған жетектердің якорындағы ток; U_1 , U_2 – қозғалтқыш якорындағы кернеулер

Скиптің баяу жүріске көшуінің бірінші сатысы төгу қисығына 12 м қалғанда басталады, себебі бұл кезеңде басқару аппараты іске қосылады, екінші сатысы 2,75 м қалғанда қосылады. Қозғалтқыш өшірілген кезде басқару аппараты динамикалық тежеу жүйесіне ауыстырылады. Бір уақытта кері қимылды жанастырғыштарды өшіру арқылы, лебедканың жұмыс тежегішінің колодкалары іске қосылады. 12-суретте скип лебедкасының жүктемесі мен жылдамдық осциллограммасы келтірілген.

Скиптің қозғалғандағы жылдамдық сұлбасын талдау арқылы қарастырылған лебедканың басқару аппаратының дұрыс реттелмегені анықталды.

Басқару аппараты тежегіш колодкаларының қысылған жағдайында қозғалтқышты іске қосады, олар ток мәнінің белгіленген мөлшеріне жеткен кезде ғана ажырайды. Осциллограмманың көрсетуіне қарағанда жетек білігінде жүктеме (12-сурет) өседі және беріліс тізбегіндегі серпімділік күш кезеңі қажетті мөлшеріне жеткен кезде, яғни 0,3–0,4 с өткеннен кейін ғана атанақ айнала бастайды. Екпіндеу сатысының қосылуы қозғалтқыштағы токтың бір қалыпты өзгеруін туғызады. 13-суретте скиптің төгу қисығының бойымен қозғалғандағы жылдамдығының өзгеру сұлбасы көрсетілген.

Тежегіштің бірінші сатыдағы іске қосылуы қозғалтқыштарда тежеу тогының ұлғаюына әкеліп соғады және ол елеулі динамикалық кезең туғызады. Токтың ең жоғарғы мәні статикалық жүктеме мөлшеріне тәуелді емес. Лебедканың ең ақырғы тежеуі механикалық тежегіш көмегімен жүргізіледі, ал ол жетектің беріліс тізбегінде жоғарғы жиілікті серпімді тербеліс туғызады. Бұл жағдайда қозғалтқыштағы ток пен жылдамдықтың тербелісі байқалмайды. Тежеу кезіндегі бұралу кезеңінің сипаты мен мөлшеріне скиптің төгу қисығындағы қозғалысы мен материалды төккен кездегі кедергі күші елеулі әсерін тигізеді. Механикалық тежегішпен тежеген кезде жетектің тоқтау уақыты 0,6–0,7 с құрайды.

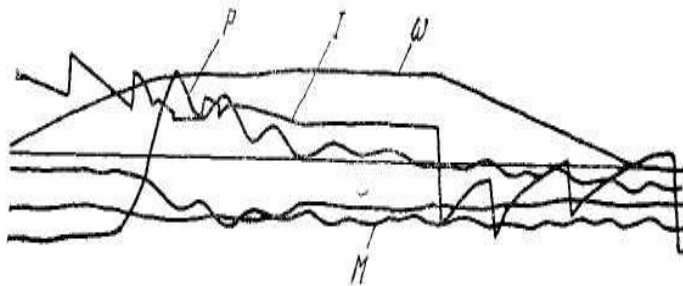


13-сурет. Скиптің екпіндеу (а) және тежелу (б) кезіндегі жылдамдығының өзгеруін сипаттайтын сұлбасы
1 – C-15-180 лебедкасы үшін; 2 – C-22,5-210 лебедкасы үшін;
3 – жобаланған сұлба

Аралық біліктердегі кезеңнің біркелкі болмауы, қозғалтқыштардағы кернеудің дұрыс бөлінбеуіне және олардың сипаттарының бірдей еместігіне байланысты. Электрқозғалтқыштардың якорларындағы кернеулердің айырмасы 18,2 %-ды құрайды, осыған сәйкес олардың қуаттарында да айырмашылық болады. Мысалға іске қосу кезінде 20–30 кВт, ал тежеу кезінде 50 кВт құрайды.

Домна пешінің конустарын басқаруға арналған лебедка. Домна пешінің үлкен және кіші конустарын көтеріп, түсіру үшін арнайы лебедка қолданылады. Оның тарту күші 350 кН құрайды. Лебедканың жетегі автоматты түрде басқарылады және жалпы скипке жүк салу жүйесімен бағытталған. Лебедканың жүктелу осциллограммасы 14-суретте көрсетілген.

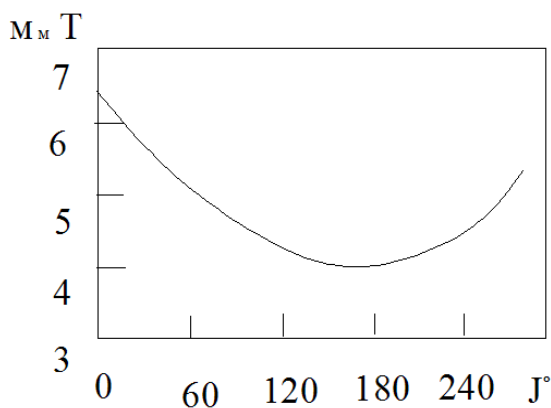
Конустар штангаларындағы күш пен жетектеріндегі кезеңдердің сипаты тербелісті, амплитудасы үлкен, ал жиілігі төмен. Қарастырылған механизмдерге тән ерекшеліктерінің бірі, теңгеру құрылғысының келтірілген массаларының мәні айнымалы және қарсы жүктің бұрылу бұрышына тәуелді; темір арқанның қатандығы тұрақты емес және атанаққа оралуына қарай ұлғаяды.



14-сурет. Конустарды басқаратын лебедканың жүктелу осциллограммасы

M – лебедканың білігіндегі бұралу кезеңі; P – темір арқандағы күш;
 ω – қозғалтқыш білігінің айналу жылдамдығы;
 J – қозғалтқыштағы ток

Қарсы жүктің массасын темір арқанға келтірілгендегі өзгерісі мен конустың аспа жүйесінің атанақтың бұрылу бұрышы функциясындағы сұлбасы 15-суретте көрсетілген.

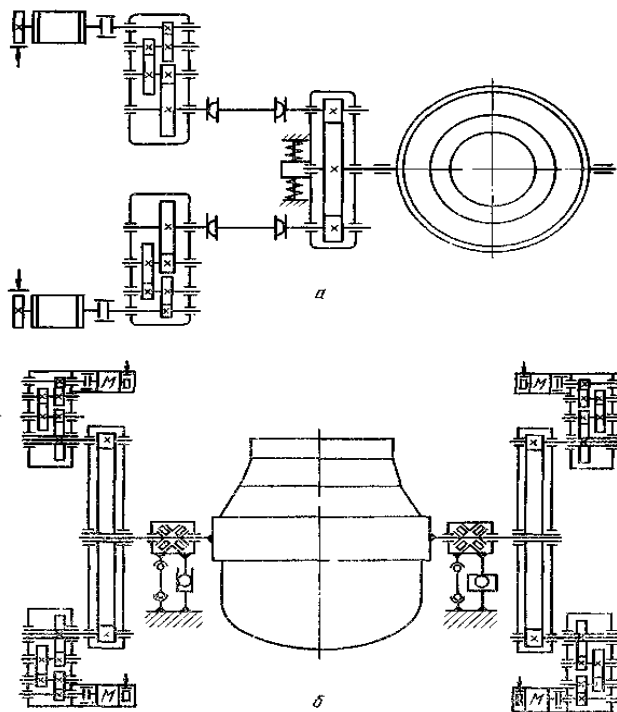


15-сурет. Теңгергіш құрылғысының массасын темір арқанға келтіргендегі өзгерісі мен конустың аспа жүйесінің атанақтың бұрылу бұрышы функциясындағы сұлбасы

Динамикалық параметрлер жүйесінің өзгерістері темір арқандағы тербеліс процесінің сипатына, жетектің беріліс тізбегі мен тербеліс жиілігіне әсерін тигізеді.

Оттектері конвертердің еңкейту механизмі. Конвертерді бұру механизмі ең жауапты тораптардың бірі болып саналады, сондықтан оның сенімділігіне және тоқыраусыз жұмыс істеуіне жоғарғы талаптар қойылады.

Алғашқы сыйымдылығы 100 т конвертерлерді пайдалану барысында олардың конструкциясы мен еңкейту механизмінің жұмысында біраз кемшіліктердің бар екені анықталды (16-сурет).



16-сурет. Конвертерді еңкейту механизмінің кинематикалық сұлбасы

1 – конвертерді еңкейту механизмнің жетегі;

2 – көп қозғалтқышты ілінбелі жетектің сұлбасы

Механикалық және термиялық жүктемелердің тұрақты әсері, конвертердің сыртқы қабаты мен тіреу сақинасының ұлғаюын тудырды. Ұлғаюдың әр түрлі мәндері тіреу сақинасына бекітілген шетмойындардың осін біраз шамаға ығыстырады. Шетмойындар осьтерінің ығысуы жетектердің дұрыс жұмыс істеуіне кедергі жасайды.

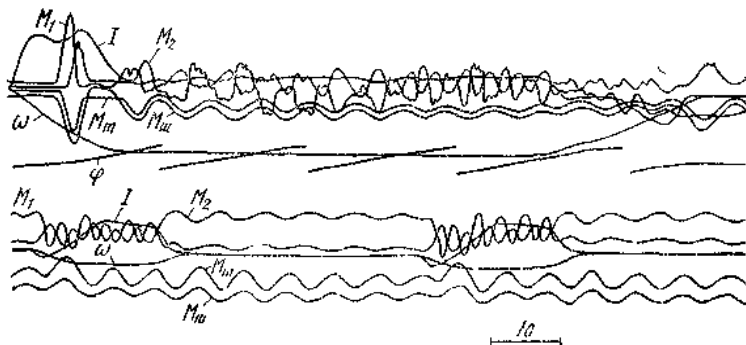
Кейінгі кезде конвертерлерде қалқымалы тіреулер мен көп қозғалтқышты жетектер қолданылып келеді. Конвертердің жетектері тіреу сақинасына орнатылған шетмойынға отырғызылған үлкен тісті дөңгелекті айналдыру арқылы конвертерді еңкейтеді. Көп қозғалтқышты жетек үлкен тісті дөңгелектің дұрыс ілінісуін қамтамасыз етеді және шетмойынның кез келген ығысқан жағдайында жетектің қалыпты жұмысын қамтамасыз етуге көмектеседі.

Конвертерді бұру үшін көп қозғалтқышты жетек қолдану арқылы динамикалық жүктеме шамасы төмендетіледі және конвертердің сенімді жұмысы қамтамасыз етіледі.

Сыйымдылығы 100 – 110 т конвертерлер үшін 6 – 8 қозғалтқышты жетек, ал 300 – 400 т конвертерлерде екі жағында алтыдан орналасқан 12 қозғалтқышты жетек қолданылады. Қозғалтқыштар тұрақты токты ернемекті типтес, ендірілген дискілі тежегіштері бар. Қозғалтқыштар тез жүрісті редукторды қозғалтады, ал олар серіппелі толастатқышпен жабдықталған. Серіппелі толастатқыштар баяу қозғалатын редуктордың сыртқы қабатына орналастырылған, баяу қозғалатын редуктордың үлкен тісті дөңгелегі тіреу сақинасының шетмойынына бекітілген. Серіппелі толастатқыштар мен гидравликалық амортизаторлар динамикалық жүктеменің шамасын және конвертердің сыртқы қабатының тербелісін төмендетуге көмектеседі.

Конвертердің кинематикалық сұлбасы мен еңкейту механизмінің конструкциясы жетектердегі динамикалық жүктемелерге елеулі әсерін тигізеді. 100 т тұрақты орнатылған жетектері бар конвертердің кинематикалық сұлбасы мен конструктивті элементтерінің орналасуы, олардың редукторлары біліктерінің арасындағы жүктеменің бірқалыпты бөлінбегенін байқатады (біркелкі еместік коэффициентінің шамасы 2–3 құрайды), ал ол жетек пен сыртқы қабаттың қарқынды тербеліс процесін тудырады.

Көп жағдайда ұзын біліктер мен жалғастырғыштарының арасындағы саңылаулар, жетектің тұрақсыз қозғалысы кезінде сипатты тербелісті жүктеме туғызады (17-сурет).



17-сурет. Тұрақты орнатылған конвертердің еңкейту механизміндегі жүктеме осциллограммасы

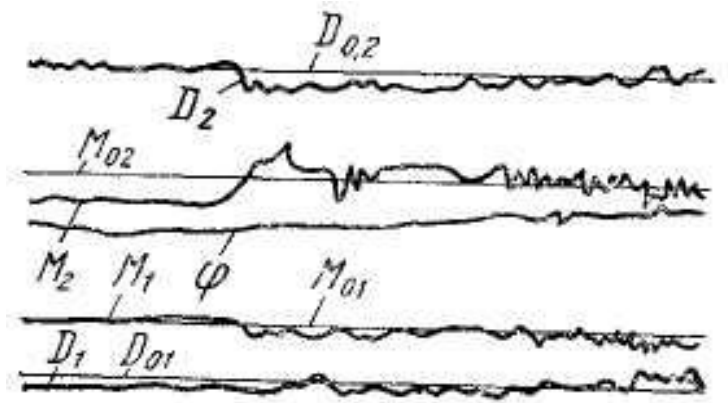
M_1, M_2 – тез қозғалатын редуктордың шығатын білігіндегі кезеңдер;
 $M_m, M_{ш}$ – айналдырық пен баяу қозғалатын редуктордың шығатын білігіндегі кезеңдер; J, ω – қозғалтқыштың білігіндегі айналу жылдамдығы мен қажетті тогы; φ – конвертердің сыртқы қабатының бұрылу бұрышы

Баяу қозғалатын біліктегі тербеліс амплитудасының серпімді күш кезеңінің ең жоғарғы мәні 1500–1850 кН·м; тербеліс жиілігі 7–12 с⁻¹, тез қозғалатын біліктегі тербеліс амплитудасының серпімді кезеңінің мәні 25–74 кН·м жетеді.

Конвертердегі сұйық болат массасынан болатын инерция кезеңі қозғалтқыш кезеңінің өзгеруіне әсері шамалы, себебі редуктордың беріліс санының мәні өте жоғары.

Сыйымдылығы 300–350 т конвертердің екі жағында орналасқан көп қозғалтқышты жетектердің жұмысын зерттеу барысындағы көрсеткіштеріне қарағанда, тез қозғалатын редукторлардың тісті дөңгелектерінің білігіндегі кезеңнің бөліну сипаты біркелкі еместігі (13,5–46 кН·м) анықталады, конвертердің тіреу сақинасына орнатылған шетмойындардағы

кезеңдер біркелкі емес, себебі бір жағындағы шетмойындағы кезең 2170 кН·м, ал екіншісіндегі 2210 кН·м құрайды. Жүктеменің біркелкі еместігі конвертерден шлак төгу үшін бұрған кезде айқын көрінеді, ал қалған режимдерде жүктеме біркелкі бөлінеді деуге болады (18-сурет).



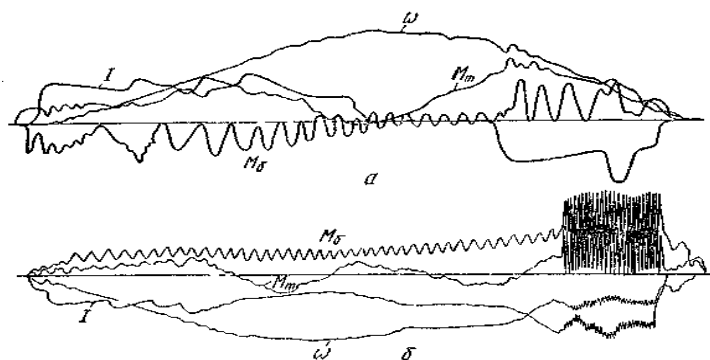
18-сурет. Конвертердің көп қозғалтқышты еңкейту механизмінің жүктеме осциллограммасы

M_1, M_2 – тез қозғалатын редукторлардың шығатын біліктеріндегі кезеңдері; M_{01}, M_{02} – нольдік бұралу кезеңінің тізбегі; D_1, D_2 – аралымды тартпаның қозғалысы; φ – конвертердің сыртқы қабатының еңкею бұрышы; D_{01}, D_{02} – аралымды тартпа қозғалысының нольдік тізбегі

Бір шетмойындағы кезеңдердің қосындысы 2820 кН·м (статикалық жағдайда 2000 кН·м) және екінші шетмойындағы кезең 2020 кН·м (статикалық жағдайда 1540 кН·м) құрайды. Бұл жағдайдың алғашында осы шетмойындардағы кезең 920 кН·м дейін (кейбір жағдайда нольге дейін) төмендейді, одан кейін ең жоғарғы мәніне дейін өседі, оны қозғалтқыштардың генератор режиміне ауысуымен түсіндіруге болады. Кезеңдердің шетмойындарда біркелкі бөлінбеуі тіреу сақинасында белгілі бір циклмен қайталанатын бұралу кезеңі мен қосымша деформация туғызады.

Жетекті қосқан кездегі тісті дөңгелектердегі динамикалық кезеңдердің шектен асуы (30–110 кН·м) серпімді ұрғылау мен конвертердің басқару сұлбасындағы ерекшеліктермен байланысты.

Пешке шихта салу машинасы. Машинаның арбасын қозғалту механизмі өте ауыр жағдайда жұмыс істейді (19-сурет). Осы механизм жетегі редукторының тез қозғалатын білігі мен жүру дөңгелектерінің білігіндегі бұралу кезеңдері өлшенді.



19-сурет. Шихта салу машинасының арбасын қозғау механизмінің жүктеме осциллограммасы

а – қалыпты жұмыс істеген кезінде; б – тығылып қозғалған кезде (M_m , $M_δ$ – тез қозғалатын және баяу қозғалатын біліктердегі серпімді күш кезеңі; I – электрқозғалтқыштағы ток; ω – қозғалтқыш білігінің айналу жылдамдығы)

Тез қозғалатын біліктің серпімді күш кезеңінің тербеліс сипаты – ассимметриялы синусоида, периоды айнымалы және айналу жиілігіне тәуелді, уақыты бірінші конусты тісті дөңгелектің бір рет айналу ұзақтылығына тең. Жүру дөңгелектерінің білігіндегі бұралу кезеңі үлкен айнымалы периодпен тербеледі. Қозғалтқыштағы ток технологиялық жүктеме мен реостат кедергісінің өзгеруіне қарай өзгереді.

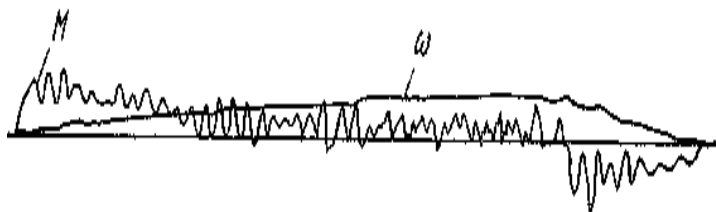
Қозғалтқыштың шектен асқан жүктелу коэффициентінің ең жоғарғы мәні, іске қосқан кезде 2,2, ал тежеген кезде 2,8 құрады.

Шихта салынған мұльдалардан тұратын арбалар құрамасын

ұзын тұмсықпен итерген кездегі ең жоғарғы күш, дөңгелектердің тығылып қозғалуын туғызады, ал осы жағдайдағы күш шамасы 236 кН құрайды. Осыған сәйкес жетек тізбегінде үлкен және амплитудасы тұрақты жоғарғы жиілікті тербеліс қоздырылады ($190\text{--}200\text{ с}^{-1}$) (19 б-сурет).

Шихта салу машинасының салмағы 187 т, тізбектеліп жалғанған екі механизм көмегімен қозғалады. Механизм жетегіндегі қозғалтқыштың қуаты 75 кВт. Машинаның ең ауыр режимі жүк тиелген мұльдалар құрамасын итерген кезде пайда болады. Құраманың жалпы салмағы 1200 т дейін барады.

Жүктеме сипаты тербелісті және арбаны қозғау механизмдегі жүктемеге ұқсайды (20-сурет).



20-сурет. Жүк тиелген мұльдалардан арбалар құрамасын итергендегі машинаның қозғау механизміндегі жүктеме осциллограммасы

Екі қозғалтқыш арасындағы қуат біркелкі бөлінбейді және олардың айырмасы 15 – 18 %-ды құрайды.

Жетек тізбегіндегі бұралу кезеңінің бөлінуі біркелкі емес және ол бірнеше факторларға тәуелді (машина жүретін темір жолдағы әр түрлі заттар мен жолдың біркелкі еместігі, жүру дөңгелектерінің әр түрлі диаметрлері, т.б.).

Крандардың қозғалу механизмдеріне қарағанда, шихта салу машиналарының жетек тізбегіндегі жүктеменің сипаты екпіндеу, тежеу және тұрақты қозғалыс кезіндегі сипаты тербелісті екені анықталды. Тұрақты қозғалыс кезіндегі тербеліс амплитудасы машинаның екпіндеу кезіндегі жүктемемен бірдей. Тербелістің сипаты өте күрделі және ол машина жүк тиелген құраманы

итерген кезде қиғаштап қозғалғандықтан, дөңгелектердің ребордалары мен темір жол арасында туындайтын үйкеліспен түсіндіруге болады.

Машинаның ұзын тұмсығын тербету механизміндегі қозғалтқыштың қуаты 125 кВт, тербелісі едәуір жүктеме режимінде жұмыс істейді (21-сурет).

Ұзын тұмсықты көтерген кездегі жетектің қосылу ұзақтығы 0,9–1,2 с, ал тежеген кезде 0,5–0,9 с құрайды. Ұзын тұмсықтың төмен қарай қозғалғандағы екпіндеуі 0,6–0,8 с, тежеген кездегі екпіндеуі 0,7–1 с құрайды.

Тез қозғалатын біліктегі серпімділік күш кезеңінің ең жоғарғы лездік мәні қосқан кезде 9300 Нм, ал оның тұрақты құраушысы 4700 Нм. Механизмді тежеген кезде жүктеме өседі және оның мәндері 16000 мен 8400 Н·м құрайды. Кезеңдердің тербелісі төменгі жиілікті $10\text{--}12\text{ с}^{-1}$, формасы гармоникалыққа жақын.



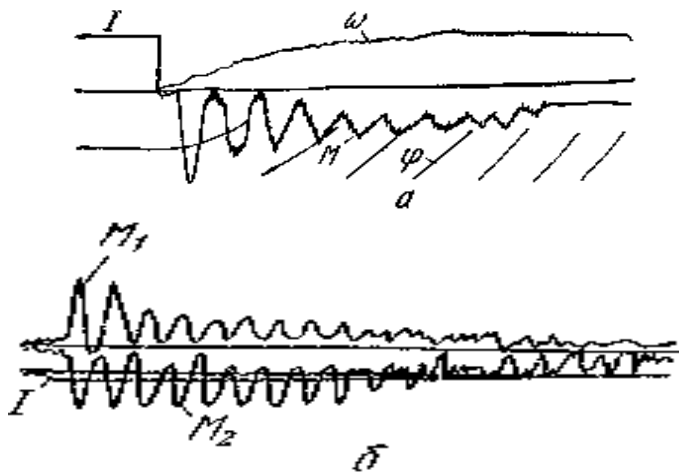
21-сурет. Ұзын тұмсықты тербету механизмінің жүктеме оциллограммасы

*M – серпімділік күш кезеңі; I – қозғалтқыш ток күші;
φ – бұрыштық қозғалысы*

Сұйық болатты қалыптарға құюға арналған крандар. Сұйық болатты қалыптарға құюға арналған крандар өте жауапты құрылғылардың бірі болып саналады, себебі олар өте үлкен

массасы бар балқыған металды тасымалдауға және қалыптарға құюға арналған. Олардың сенімділігі мен тоқыраусыз жұмыс істеу ықтималдығына жоғары талаптар қойылады.

Кранның негізгі механизмдерінде тұрақты тоқты электр-қозғалтқыштар орнатылған. Көтеру механизмі екі қозғалтқыш пен атанактардан тұрады. Олар бір-бірімен тісті дөңгелектер көмегімен байланысқан. Егерде бір қозғалтқышпен жұмыс істеу қажеттілігі болған жағдайда, олар қырылдақ механизм көмегімен ауыстырылады. Жетектің қосылуы бірқалыпты, жүк көтеру жылдамдығы 0,03–0,05 м/с құрайды және кезеңнің тербелісі өте төмен.



22-сурет. Құю қраны (а) мен оның басты арбасын (б) қозғау механизмінің жүктеме осциллограммасы

M – серпімділік күш кезеңі; ω – қозғалтқыш білігінің айналу жылдамдығы; M_1, M_2 – трансмиссиялық біліктердегі серпімділік күш кезеңдері; I – электрқозғалтқыштардағы ток күші; φ – бұрыштық қозғалыс

Кранның басты арбасын қозғауға арналған механизмнің жетегі тез қозғалатын трансмиссиялық біліктер арқылы жүру

дөңгелектермен жалғанған. Жүргізілген тәжірибелерге қарағанда (22-сурет), қозғалтқышты қосудың бірінші кезеңінде білік бойында үлкен амплитудалы тербеліс қоздырылады; оның тұрақталған қозғалысындағы бұралу кезеңі үлкен емес. Тежеген және кері қимыл жасап тежеген кезде жетектегі динамикалық жүктеме, қозғалтқышты қосқандағыға қарағанда өте жоғары. Қосқан кездегі тербеліс периоды 0,5–0,6 с, ал тежеген кездегісі 0,4–0,45 с құрайды.

Кранды қозғалту механизмінің тез және баяу қозғалатын біліктердегі серпімділік күш кезеңдері айқын тербелісті сипат көрсетеді және синфазалы өзгереді. Серпімділік күш кезеңінің аздаған өзгерісі екі осциллограммада бірдей етіп көрсетілген (22 б-сурет). Іске қосқан кездегі тербеліс периоды 0,4–0,45 с, ал тежеген кезде 0,3–0,35 с құрайды. Жетектің беріліс тізбегіндегі серпімділік күш кезеңінің тербелісі электрқозғалтқыштың якорында тербеліс тудырады. Қозғалтқышты іске қосқан кездегі кедергілерінің әсері, беріліс тізбегіндегі динамикалық кезеңнің амплитудасының мөлшеріне әсерін тигізеді. Беріліс буындарындағы тербелісті жүктеменің ең жоғарғы мәні қозғалтқышты кері қимылмен қарқынды тежеген кезде пайда болады. Механизмді қосқан кездегі серпімділік күш кезеңінің лездік мәні тез қозғалатын білікте 500–14000 Нм; ал баяу қозғалатын білікте 10200–18000 Нм құрайды.

Беріліс тізбегіндегі динамикалық жүктеме қозғалтқышты электр жүйесімен тежеген кездегі мәні өте жоғары. Тез қозғалатын біліктегі серпімділік күш кезеңінің ең жоғарғы лездік мәні 1100 Нм, ал баяу қозғалатын біліктегі мәні 21000 Нм құрайды. Оның мәні қозғалтқыштың екпіндеуі кезіндегі жүктемеден артады.

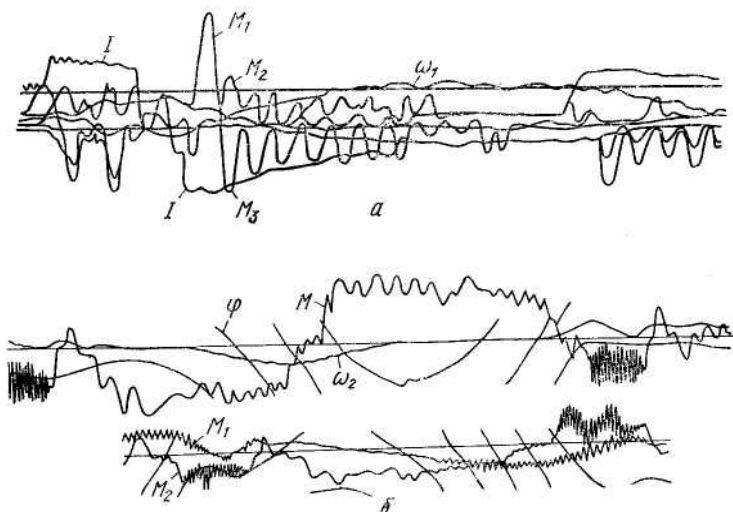
Стриппер краны. Кранның қалыптарға құйылған құйманы шығаруға қажетті итеру механизмінде (қалыпты жұмыс істеу мен құйманың қалыпқа жабыспаған жағдайында) үлкен динамикалық жүктеме байқалмайды, ал итеру күші номиналды шегінен (1,75 М·н) аспайды; қозғалтқыштағы ток шамасы жіберу кезіндегі мән шамасында болады.

Кранның қалыпты көтеру механизміндегі ең жоғарғы серпімділік күш кезеңі құйманы ажырату үшін қосқан кезде

29,4 кНм, тұрақталған қозғалыс кезінде 16,2–18,4 кНм, кері қимыл арқылы тежеген кезде 27,2 кНм құрайды. Қозғалтқышты аз уақытқа іске қосқан кездегі жүктелуі 6,2, ал тежеген кезде 8,5 кНм құрайды.

Кранның арбасын қозғалту механизміндегі кезеңнің тербелісі тек іске қосқан және тежеген кезде ғана емес, сонымен қатар тұрақты қозғалыс кезінде де болады. Оның басты себебі, арбаның қозғалған кездегі қисайып қозғалуы нәтижесінде дөңгелектер ребордасының темір жолға қажалып қозғалуының салдарынан болады. Механизмнің білік тізбегіндегі жүктемесі, қозғалтқыш параметрлерінің өзгергеннен кейінгі іске қосылған кездегі кедергілерге сәйкес өзгереді. Қозғалтқышты іске қосу сатыларына (I-V) байланысты тәжірибе арқылы алынған жүктемелердің мәндері мынандай (бөлшектің алымында – үдеген кезіндегі, бөлімінде – тежеген кезіндегі мәндері). Іске қосудың III сатысында бар болғаны 0,1–0,2 с уақыт ғана жұмыс істегендіктен, жүктеме мәндері келтірілген жоқ):

Іске қосу сатылары	I	II	IV	V
Әсер ету уақыты, с	$\frac{0,1}{0,6-1,5}$	$\frac{0,8-2,7}{-}$	$\frac{0,4-0,6}{-}$	$\frac{0,8-1,4}{-}$
Ең жоғарғы ток, А	$\frac{110-125}{205-250}$	$\frac{210-230}{415-480}$	$\frac{370-415}{415-500}$	$\frac{520-600}{520-640}$
Серпімді күш кезеңдерінің жоғарғы мәні, Н·м	$\frac{-}{700-1100}$	$\frac{1100-1950}{1700-2200}$	$\frac{1400-1950}{1700-2200}$	
Кезеңнің тұрақты құраушысы, Н·м	$\frac{-}{300-850}$	$\frac{120-1000}{1000-1400}$	$\frac{900-1600}{1200-1500}$	$\frac{1000-1600}{1100-1500}$



23-сурет. Кранды қозғалту механизмінің жүктеме осциллограммасы: а – қалыпты жұмыс істеу кезіндегі; б – тез тежелген жағдайдағы жетек дөңгелектерінің тығылып қозғалуы кезіндегі; M_1 , M_2 , M_3 – тез және баяу қозғалатын трансмиссия біліктеріндегі серпімділік күш кезеңдері; I – қозғалтқыштағы ток күші; ω_1 , ω_2 – жетек біліктерінің қозғалу жылдамдықтары; φ – бұрыштық қозғалыс

Тәжірибе нәтижелерінің көрсетуіне қарағанда, кранды қозғалу механизмі өте қатаң режимде жұмыс істейді. Қозғалтқыштың қосылу ұзақтығы 78 %-ға дейін барады, яғни жобаланған шамаға қарағанда жоғары екені анықталды. Қозғалтқыш шектен асып жүктелгендіктен қуаты жеткіліксіз. Редуктордың баяу қозғалатын білігіндегі және кранды қозғалту механизмнің трансмиссиялық біліктерінің осциллограммасының көрсетуіне қарағанда, серпімділік күш кезеңінің сипаты тербелісті және оның ($12-16 \text{ c}^{-1}$) жиілігінің өте төмен екені анықталды. Осциллограммадағы трансмиссия білігінің әрбір тізбегіндегі қисықтардың өзгеруі бір-біріне ұқсас (23 а-сурет).

Механикалық тербелістің төменгі жиілігіне қарамастан, ток ондай өзгерістерге сәйкес емес және олар іске қосу кедергілері-

нің шамасына сәйкес өзгереді. Редуктордың тез қозғалатын білігіндегі бұралу кезеңі мен қозғалтқыштағы ток күші іске қосылудың сатыларына қарай мынадай (бөлшектің алымы екпіндеген кездегі, бөлімі – тежеген кездегі мәндер) мәндерді береді:

Іске қосылу сатылары	I	II	III	IV
Ток, А	150 – 260 260 – 610	260 – 380 500 – 610	290 – 380 500 – 610	340 – 380 330 – 430
Ең жоғарғы кезеңдер, Н·м	120 – 1000 600 – 1500	500 – 1200 800 – 1400	500 – 1200 800 – 1700	250 – 1100 700 – 800

Кранның ең жоғарғы жылдамдыққа дейінгі екпіндеу уақыты 4,5–6 с.

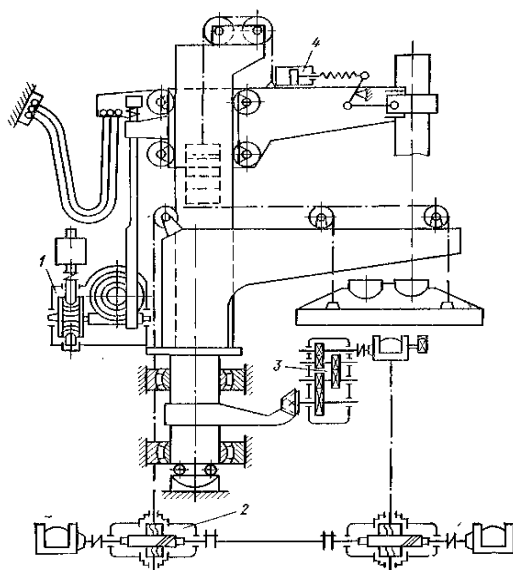
Кранды қарсы жүріске қосып тежеген кезде, жетек дөңгелектерінің тығылып қозғалуы нәтижесінде, механизм біліктерінде тұрақты амплитудалы қарқынды автотербеліс қоздырылады.

Электр доғасымен болат балқыту пештерінің негізгі механизмдері.

Электр доғалы болат балқыту пештерінің жұмысын қамтамасыз ету үшін мынадай механизмдер көзделген: электр доғалы пешті еңкейту; пештің сыртқы қабатын бұру; пештің күмбезін көтеру; күмбезін бұру; электродтарды көтеру және қысу механизмдері. Пеш механизмдерінің кинематикалық сұлбасы 24-суретте көрсетілген.

Электр доғалы пештің электродтарын көтеру механизмінің жұмысы қарастырылды. Электродтардың қозғалу жылдамдығын ұлғайту, тез әсерлігін жоғарылату және электродтарды жоғарғы дәлділікпен орнату қажеттілігі механизм буындарының серпімділігін шектейді. Тұрақсыз жұмыс режимі мен жоғарғы икемділігіне сәйкес, механизмінің тұйықталған жүйесінде,

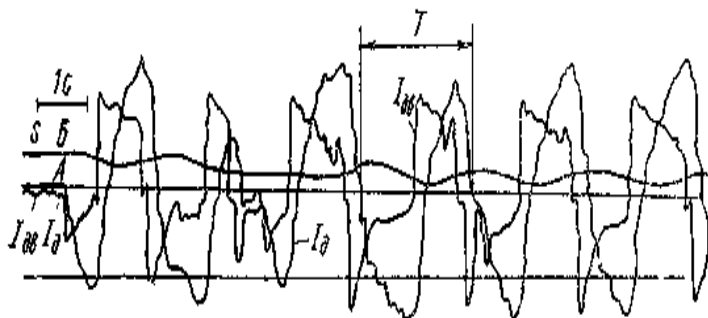
электродтарда амплитудасы елеулі механикалық тербеліс пайда болады. Мұндай құбылыс электр пештің жұмыс қабілетінің төмендегенін көрсететін себептердің бірі болып саналады. Электродтардың тербелу амплитудасын төмендету үшін, орындаушы жетектің электрод ұстағышпен кинематикалық байланысының қатаңдылығын арттыру үшін, тісті төрткілдеш немесе бұрама механизмдерін қолдану қажет.



24-сурет. Сыйымдылығы 200 тн электр доғалы пешінің кинематикалық сұлбасы

1 – электродтарды көтеру механизмі; 2 – құмбезді көтеру механизмі; 3 – құмбезді бұру механизмі; 4 – электродтарды қысу механизмі

25-суретте ДСП-200 электр доғалы болат балқыту пешінің ажыратылған реттеу жүйесінің жұмысын зерттеу барысында анықталған электродтардың тұрақты тербеліс осциллограммасы көрсетілген.



25-сурет. Электродталы болат балқыту пеш электродтарының тұрақты тербеліс осциллограммасы
 $I_{ав}$ – қозғалтқыштың ток күші, S – электродтардың қозғалу шамасы; I_d – электр доғасындағы ток

Осциллограмманың көрсетуіне қарағанда, А мезгілінде электр қозғалтқышқа берілген белгіге сәйкес, белгілі бір уақыт өткеннен кейін (Б кезеңі кезінде) қозғалтқыштың якоры, электродтың қозғалу бағытына сәйкес айнала бастайды.

Электрод ұстағыш тіреуінің алғашқы қозғалысының кешігуі қозғалтқыштың 0,5 айналысын (немесе доға ұзындығының 2 мм) құрайды. Қозғалтқыштың тұрақты айналу жиілігіне дейінгі екпіндеуі 1,157 с, тұрақты айналу жиілігі 490 мин^{-1} тең, электродтың қозғалу жылдамдығы 2,1 м/мин, қозғалтқыштың якорындағы кернеу 125 В құрады. Электродтарды қозғау механизмі буындарының серпімділігіне сәйкес, олардың қозғалыс сипаты тербелісті болғандықтан, электр пешінің жұмысына кері әсерін тигізеді.

2.2. Металлургия машиналары мен конструкцияларындағы жүктемелер

Технологиялық машиналар мен олардың жеке элементтерінің сенімділігін анықтайтын шешуші факторлардың бірі – оларға әсер ететін жүктемелер шамасы болып саналады.

Технологиялық машиналарға әсер ететін жүктемелер сипатына қарай: ауырлық күші, динамикалық әсерлер, қоршаған ортаның өзгеруінен туындайтын жел, зілзала, қар мен мұз әсерлерінің және қозғалысқа кедергі жасайтын күштердің жүктемелері болып бөлінеді.

Аталған жүктемелердің ішіндегі жабдықтарға жиі әсер ететіндеріне жүктің, металлконструкциялардың, механизмдердің, арнайы жабдықтардың ауырлық күштері жатады.

Динамикалық жүктемелер машиналар мен механизмдерді қосқан және тежеген кезде пайда болады. Динамикалық жүктемелер машиналардың беріліс қатынастарының өзгеруіне, қозғалу жылдамдығының артуы немесе төмендеуіне қарай пайда болады. Сонымен қатар, динамикалық жүктемелер инерция кезендерінің, жабдық салмағының өзгеруінен де туындайды. Цехтан тыс орнатылған жабдықтарға соққан жел үлкен әсерін тигізеді. Олардың шамасы жабдықтың соққан жел жағындағы ауданына және машина элементтері мен жүктің аэродинамикалық кедергісіне тікелей байланысты. Зілзала әсерінен болатын көлденең жүктемелердің шамасы жабдықтың ауырлық күшінің 2–10 %-ын құрайды. Ал қыс мезгіліндегі жабдықтардың үстіне түскен қар, қатқан мұз, оларға түсетін жүктеме шамасын арттырады. Үздіксіз транспорт машиналарының элементтеріне, көтеру кранының арбасына, грейфер краны қалақтарының жақтарына жабысқан материалдар көтеретін жүкпен қосылып қосымша кедергі күштерін туғызады. Грейфер кранына әсер ететін кедергі күштерінің шамасы, оның қалақтарының қабылдайтын материал қабатына енген кездегі үйкеліс пен тербелмелі қозғалыс кезінде пайда болатын кедергілер әсерімен анықталады. Белсенді жүктемелердің шамасы, машиналардың тіреулері мен жалғастарында пайда болатын реактивті жүктемелер шамасымен теңестіріледі. Жүктемелер уақыттың өзгеру сипатына қарай тұрақты және ауыспалы болып бөлінеді. Тұрақты жүктемелер уақыттың өзгеруіне қарай өзгермейді, ал ауыспалы жүктеме уақытқа байланысты тез өзгеріп отырады. Металлконструкциялар мен механизмдер элементтеріндегі серпімді тербеліске байланысты пайда болатын динамикалық

жүктемелер ауыспалы жүктеме тобына жатады. Ал ауырлық күші арқылы әсер ететін жүктемелер тұрақты жүктемелер тобына жатады.

Металлургия машиналарына әсер ететін жүктемелердің көп бөлігі кездейсоқ мөлшерлерге немесе процестерге жатады. Жүктеменің кездейсоқтық (стохастикалық) сипаты көптеген себептермен анықталады. Мысалы, машиналарды басқаратын операторлардың кездейсоқ әрекеттері динамикалық жүктеменің деңгейін көтеріп жіберуі мүмкін. Сонымен қатар, металды илемдеу немесе илемденген металды ораған кездегі электрқозғалтқыштың жиі қосылуы немесе тежелуі қосымша динамикалық жүктеме тудырулары мүмкін. Бұл жағдайда механизмдер мен металлконструкцияларда пайда болатын серпімді тербелістер бір-біріне қосылып көп компонентті жүктеменің кездейсоқ процесін құрайды.

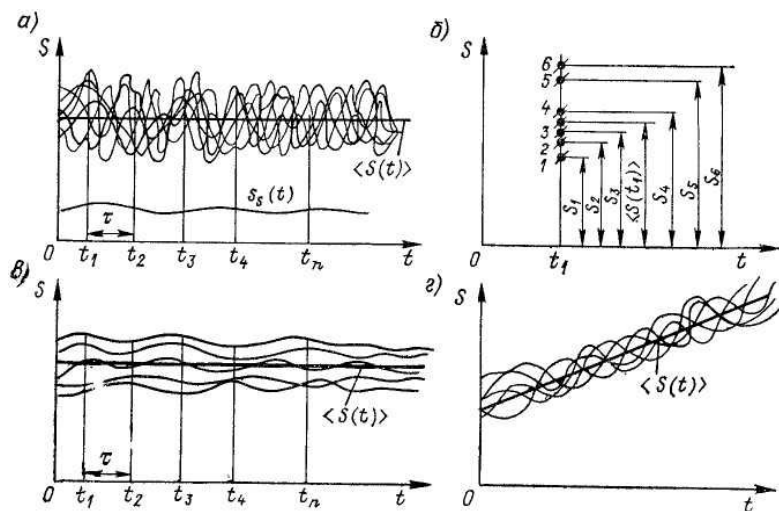
Сонымен қатар, іске қосылатын немесе тежеленетін құрылғылардың буындарындағы саңылау шамасын реттеу барысындағы өзгерістер, әр түрлі амплитудалы тербелістерді тудыру арқылы қосымша динамикалық жүктеменің пайда болуына себепші болады. Зілзала мен желден болатын жүктеменің кездейсоқтық (стохастикалық) сипаты, олардың табиғи жаратылысына байланысты.

Жүк крандары көтеретін жүктің ауырлық күші, әрбір көтеру циклінде әр түрлі болғандықтан, жүктеме мөлшері кездейсоқтық сипат көрсетеді. Осыған сәйкес, жабдықтардың сенімділігін анықтауға бағытталған есептеулердегі жүктемелер кездейсоқ процестің жалпы теориясына сәйкес қарастырылады.

Кездейсоқ функция деп, тәжірибе нәтижесінде алдын-ала болжамдалмайтын түрге айналатын функцияны айтады. Егерде функцияның аргументі (дәлелі) уақыт болған жағдайда, ондай функция кездейсоқ процесс деп аталады. Кездейсоқ процесті жалпы жағдайында іске асыру жиынтығы түрінде қарастыруға болады. 26 *a*-суреттегі порталды кран сидағының жағдайын өзгертетін механизмінің тісті сырығына түсетін жүктеменің бірнеше іске асырылуы көрсетілген.

Іске асырулар өзара кездейсоқ сипатты және олардың әр

түрлі нәтижелеріне сәйкес барлық іске асырулар жиынтығын кездейсоқ процесс деп қарастыруға болады.



26-сурет. Кездейсоқ процестердің іске асырылуы
 а – тұрақты эргодикалық процесс; б – уақыт кезеңіне сәйкес көптеген іске асырылудың қимасы; в – тұрақты эргодикалық емес процесс; г – тұрақсыз процесс

Кездейсоқ процестердің бір-біріне ұқсамайтын бірнеше сипаттары болғандықтан, оларды практикалық есептеулерде ескеру қажет. Осыған сәйкес, оқулық көлемінде математикалық күту мен дисперсия, корреляциялық функция мен спектрлі тығыздық сипаттамалары қарастырылады.

Бұл сипаттамаларды түсіндіру үшін кездейсоқ процестің іске асырылу жиынтығының $\tau < 1$ кезеңіне қима жүргізілді (26 а-сурет). t_1 қимасы 26 б-суретте жеке көрсетілген. t_1 вертикалының жеке іске асырылу процестерімен қиылысқан жерлерінде көптеген нүктелер пайда болады. Жеке іске асырылу процестерінің қисығымен қиылысқан ординаталары (1, 2, 3, 4, 5, 6) кездейсоқ S_1, S_2, S_3 , т.б. мөлшердің массивін құрайды және олар $f[S(t)]$

тығыздық бөлінуімен белгіленген заңдылыққа сай бөлінеді. Бұл жағдайда t_1 уақыты параметр рөлін атқарады. Қарастырылған кездейсоқ мөлшерлер массивінің математикалық күтуі мен дисперсиясы және олардың статистикалық бағалануы төмендегі формулалармен анықталады.

$$\langle S(t_1) \rangle = \frac{\sum_{i=1}^m S_i(t_i)}{m}; \quad (1)$$

$$D[S(t_i)] = \frac{\sum_{i=1}^m [S_i(t_i) - \langle S(t_i) \rangle]^2}{m-1} \quad (2)$$

мұнда m – іске асырылу саны.

Егерде $t_1, t_2, t_3 \dots t_n$ уақыт кезеңінде кездейсоқ процестердің көптеген іске асырылу қисықтары арқылы көлденең сызық жүргізген жағдайда, олардың қиылысқан әрбір нүктесіндегі математикалық күту мен дисперсияны (1) және (2) формулаларымен анықтау арқылы бірнеше нүктелер қатарын аламыз. Оларды бір-бірімен түзу сызықпен қосқан кезде сыныққа ұқсаған көлденең сызықтар пайда болады.

Егерде іске асырылу m саны мен n қима саны шексіз ұлғайтылған жағдайда, осы шексіздік аралығында сынық сызықтардың математикалық күтуі $\langle S(t) \rangle$ мен дисперсиясы

$D[S(t)]$ кездейсоқ емес функцияларға жақындайды. Бұлардың біріншісі (математикалық күту функциясы) жүктелу процесінің орта деңгейін, ал екіншісі (дисперсия функциясы) – іске асырылудың орта деңгейіне сәйкес шашырауын көрсетеді.

Корреляциялық функция деп кездейсоқ процестің ішкі құрылымы мен оның әр түрлі қимасындағы ықтималдық байланысын сипаттайтын функцияны айтады.

26 а, в-суреттерінде көрсетілгендей, іске асырудың шашырауы орта деңгейге сәйкес болғанына қарамастан, екі кездейсоқ процестің ішкі құрылымында елеулі өзгерістер бар екені

байқалады. 26 в-суретіндегі іске асырылудың кездейсоқ функция түрінде өзгеруіне қарамастан, оларда белгілі бір заңдылық байқалады. Мұндай іске асырудың араласуы әлсіз болғандығына қарамастан, t_1 мен t_2 қимасындағы жүктемелер арасындағы байланысты елеулі деп күту қажет.

26 а-суреттегі іске асырылу өте жақсы араласқан, бірақ t_1 мен t_2 қималардың арасындағы байланыс әлсіз.

Байланыс немесе кездейсоқ жүктелу процестерінің қимасындағы тәуелділік дәрежесі корреляциялық функциямен сипатталуы мүмкін. Бұл функцияның әрбір t_1 мен t_2 жұбы корреляциялық кезеңге тең және статистикалық бағалануында мына формуламен анықталады:

$$K_s^*(t_1, t_2) = \frac{\sum_{i=1}^m [S_i(t_1) - \langle S(t_1) \rangle] [S_i(t_2) - \langle S(t_2) \rangle^*]}{m-1}, \quad (3)$$

мұнда m – кездейсоқ процестің іске асырылу саны;

i – кездейсоқ процестің іске асырылуының номері;

$S_i(t_1)$ – t_1 уақыт кезеңіндегі i -нші іске асырылудың ординатасы;

$S_i(t_2)$ – t_2 уақыт кезеңіндегі іске асырылудың ординатасы;

$S(t_1)^*, \langle S(t_2) \rangle^*$ – t_1 мен t_2 уақыт кезеңіндегі кездейсоқ

процесінің математикалық күтуінің ординат функциясының статистикалық мәні (26 а-сурет).

Математикалық күтудің, дисперсияның статистикалық түрдегі корреляциялық функцияны қанағаттанарлық мөлшерде бағалауы үшін 50-ден аса іске асырылуларды қарастыру қажет. Осыған байланысты олардың сипаттамаларын анықтайтын есептеулерді белгілі стандартқа сәйкес келетін бағдарламамен ЭЕМ-да есептеу керек.

$t_1 = t_2$, яғни процестер қимасы бір-біріне дәл келген жағдайда мына теңдіктер орындалады: $S_i(t_1) = S_i(t_2)$, $(S_i(t_1))^* = (S_i(t_2))^*$,

және $K_s^*(t_1, t_2 = t_1) = D^*[S(t_1)]$.

Егерде процестің орташа деңгейі (математикалық күту функциясы) мен дисперсия функциясы тұрақты болса, яғни уақытқа тәуелді болмаған жағдайда, ал корреляциялық функция тек $\tau = t_2 - t_1$ уақыт аралығына тәуелді болып, ал τ аралығында уақытша осьтің қандай бөлігінде орналасқанына тәуелсіз процесті тұрақты деп атайды.

Басқаша айтқанда тұрақты процесс үшін

$$\langle S(t) \rangle = \langle S \rangle = \text{const}; \quad D[S(t)] = D_S = \text{const};$$

$$K_S(t_1, t_2) = K(\tau),$$

мұнда $\tau = t_2 - t_1$.

26 а-суретте тұрақты кездейсоқ процесс көрсетілген. Ал 26 з-суретте математикалық күтуі $\langle S(t) \rangle$ функциясы уақыттың өзгеруіне қарай өсіп отырғандықтан тұрақсыз процесті сипаттайды.

Өте жиі тұрақты процестің корреляциялық функциясының мөлшерленген түсінігі қолданылады

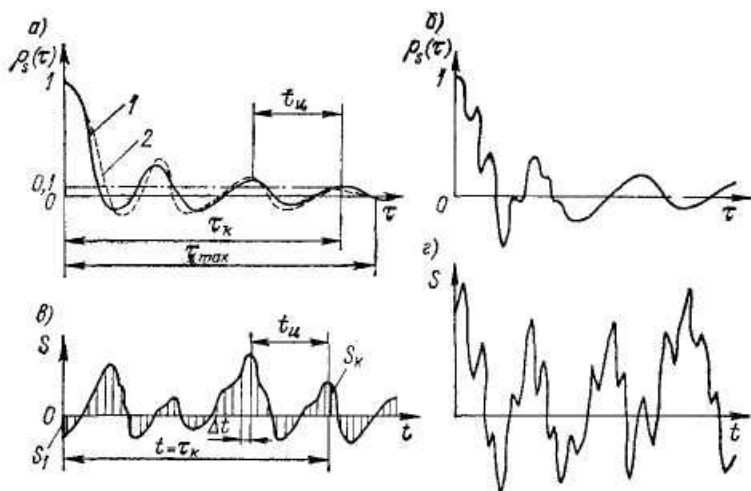
$$\rho_S(\tau) = \frac{K_S(\tau)}{D_S},$$

мұнда $\rho_S(\tau)$ – кездейсоқ процестің дисперсиясы;

$\tau=0$ болған жағдайда $K_S(\tau=0)=D_S$, соған сәйкес $\rho_S(\tau=0)=1$.

27-суретте технологиялық машиналардың жүктелу процесіне тән қалыптастырылған корреляциялық функциялар келтірілген. Оларда лүпілдік қозғалыс байқалады. Бірінші жағдайда (27 а-сурет) корреляциялық функцияның лүпілі бір жиілікті, ал екінші жағдайда (27 б-сурет) – екі жиілікті сипат көрсетеді.

Осыған сәйкес шын мәніндегі жүктелу процесінің сипаты бір және екі жиілікті болып (27 в, з-суреттер) келеді. Жүктеменің орта жиілігінің өзгерісі корреляциялық функцияның өзгеру жиілігіне тең.



27-сурет. Кездейсоқ (в,г) процестердің (а,б) корреляциялық функциялары

Корреляциялық функцияның лүпілі біртіндеп төмендейтін сипат көрсетеді, өйткені $\tau = t_2 - t_1$ уақыт аралығы өскен сайын кездейсоқ жүктелу процесінің қималары арасындағы ықтималдық байланыс біртіндеп әлсірейді (27 а, в-суреттер). τ уақыт шамасының өсуіне қарай бұл байланыс біртіндеп жойылады. Бұған корреляциялық τ_k уақыт шамасына тең аралық сәйкес келеді деп қабылданады және мөлшерленген корреляциялық функция 0,1 тең, яғни $\rho_s(\tau) = 0,1$ (27 а-сурет). Бұл S_1 мен S_k жүктемелері $t \geq \tau_k$ уақытымен бөлінгендіктен статистикалық тәуелсіз екені байқалады. Мұндай тұжырым беріктік есептеулерін орындаған кезде, жүктеменің кездейсоқ процесін тәуелсіз кездейсоқ мөлшерлер түрінде қарастыруға болады. Бұл жағдайда τ_k тең уақыт аралығымен бөлінген немесе одан жоғары жүктемелер ескеріледі. Жүктеменің гистограмма-сын құрған кезде кездейсоқ мөлшерлердің массивіне S_1 , S_k және т.б. жүктемелері ғана енгізіледі (27 в-сурет).

Кейбір жағдайда көптеген іске асырылулар орнына жүктеменің бір ұзын іске асырылу жүктемесін қарастыруға болады. Көптеген

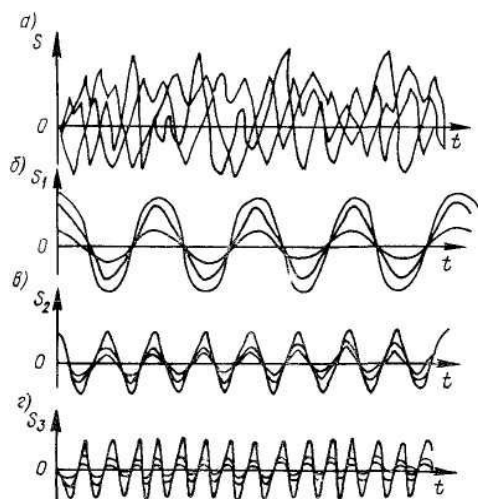
іске асыруларды статистикалық өңдеу арқылы алынған математикалық күту, дисперсия, корреляциялық функциялар мен бір ұзақ іске асырылу тең. Мұндай процестер эргодикалық деп аталады.

27 *a*-суретте эргодикалық, ал 27 *г*-суретте эргодикалық емес процестер көрсетілген. Бірінші жағдайда көптеген іске асырылулармен анықталған математикалық күту мен басқа да сипаттамалар, бір іске асырылу нәтижелеріне сәйкес болуы қажет. Екінші жағдайда әрбір іске асырылу өзінің орташа деңгейінде өтеді және көптеген іске асырулар мен өте ұзақ іске асырулардың математикалық күтуі бір-біріне сәйкес келмейді. Эргодикалық процестер жайындағы қортындыларының үлкен практикалық маңызы бар. Бұл жағдайда бірнеше металлургия машиналарын сынаудың орнына, ұзақ мерзімде бір ғана машинаны сынау арқылы керекті нәтижелерді алуға болады. Бірнеше металлургия машиналарына жүргізген зерттеулердің нәтижесі, көп жағдайда механизмдер мен құрылымдық металдардағы жүктемелерді тұрақты және эргодикалық кездейсоқ процесс түрінде қарастыруға мүмкіндік береді [1]. Бұл жағдайда, іске асырылу ретінде машинаның жұмыс істеу мерзіміндегі жүктеменің әрбір өзгерісі, белгіленген технологиялық вариант түрінде қарастырылады. Мысалы, науа (лоток) тәріздес нәрлендіргіштің жұмыс және бос жүрістері. Машиналардағы іске асырылу жүктемелерін бір циклге дейін қысқарту, тұрақсыз кездейсоқ жүктелу процесін қарастыру қажеттілігін тудырады және есептеуді біраз шамаға күрделендіреді [2]. Есептеулерде жиі кездейсоқ процестің спекторлық тығыздық сипаты деген ұғым қолданылады. Ол ұғым процестің ішкі құрылымын да сипаттайды. Кездейсоқ процестер теориясының дәлелі бойынша, әрбір тұрақты процесс (28 *a*-сурет) әр түрлі жиілікті гармоникалық тербелістер жиынтығы түрінде көрсетілуі мүмкін және оны гармоник деп те атайды. Әрбір гармоникадағы детерминделген амплитуда жиілігі (тербелісі) кездейсоқ. Басқаша айтқанда, әрбір период функциясындағы амплитуданың шашырауы кездейсоқ болып саналады (28 *б, в, г*-сурет). Мұндай амплитудалар шашырауы дисперсиямен сипатталады.

Бұл жағдайда әрбір жиіліктің өзіне тән амплитуда дисперсиясы болады. Кездейсоқ процестің спекторы әр түрлі жиіліктегі дисперсия амплитудасының бөлінуін көрсетеді. Егерде әрбір гармониканың дисперсия D_k амплитудасын көршілес $\Delta\omega$ жиіліктер арасына бөлген жағдайда, дисперсияның орташа тығыздығы, яғни осы аралық жиілігінің бір ұзындығына келетін дисперсия мына формуламен анықталады:

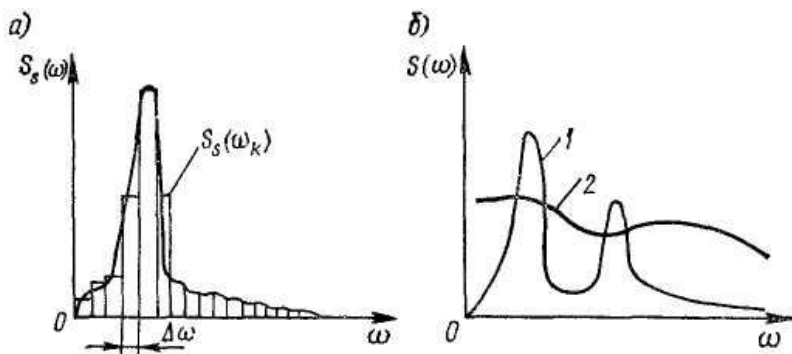
$$S_s(\omega_{\varepsilon}) = D_{\varepsilon} / \Delta\omega.$$

Кездейсоқ процестің іске асырылу санын ұлғайтқан жағдайда (28 а-сурет) $\Delta\omega$ аралығы кішірейеді және дисперсиялар $S_s(\omega_k)$ орташа тығыздығының сатылы графигі (29 а-сурет), спектралдық тығыздығының $S_s(\omega_k)$ үздіксіз графигіне ауысады.



28-сурет. Эргодикалық кездейсоқ процестің гармоникаларға (б, в, г) детерменделген жиілікпен және кездейсоқ амплитудалармен бөлінуі

Кездейсоқ тербеліс процесінің энергиясы дисперсия амплитудасына пропорционалды. Сондықтан, $S_s(\omega_k)$ энергияның жиіліктерге жіктелу процесінің бөлінуін анықтайды. 29 а, б-суреттерінде бір және екі жиілікті жүктелу процестеріне тән спектралды тығыздықтар көрсетілген.



29-сурет. Кездейсоқ процестердің спектральды тығыздықтары

Кездейсоқ процестердің спекторлары қисықтың спектральды тығыздық формасына қарай тарылған және кеңтілікті болып бөлінеді (29 б-сурет). Бір жиілікті жүктелу процестері тарылған спекторлардан тұрады. Олар үшін процестің экстремумдар K санының математикалық күту сызығымен қиылысқан санына қатынасы бірге тең. Егерде тұрақты кездейсоқ процестің ординатасының кезектегі мәні қарапайым заңдылықпен бөлінсе, оны «гауссовтік процесс» деп атайды. Егер оған қосымша оның спекторы тарылған ($K \approx 1$) болса, осы процестің амплитудасының бөліну тығыздығы S_a мынандай түрде болады:

$$f(S_a) = \frac{S_a}{D_s} \exp\left(-\frac{S_a}{2D_s}\right), \quad (7)$$

мұнда D_s – процесс дисперсиясы.

Спектральдық тығыздық шамасын біле отырып, дисперсия процесін мына формуламен анықтауға болады:

$$D_s = \int_{-\infty}^{\infty} S_s(\omega) d\omega, \quad (8)$$

Мөлшерленген корреляциялық функция $\rho_s(\tau)$ мен спектральдық тығыздық $S_s(\omega)$ бір-бірімен мынадай тәуелділіктермен байланысты:

$$\rho_s(\tau) = \frac{2}{D_s} \int_0^{\infty} S_s(\omega) \cos \omega \tau d\omega, \quad (9)$$

$$S_s(\omega) = \frac{D_s}{\pi} \int_0^{\infty} \rho_s(\tau) \cos \omega \tau d\tau, \quad (10)$$

мұнда D_s – кездейсоқ процестің дисперсиясы.

Сонымен, машинаның натурлы тензометриялық сынау немесе ЭВМда жүргізілген имитациялық үлгілеу нәтижелеріне қарай, механизмдердің немесе металлконструкция элементтері жүктемесінің өзгеру осциллограммасын алуға болады. Одан әрі осциллограмма берілгендерін статистикалық өңдеу нәтижесіне сәйкес тәжірибелік корреляциялық функция графигі құрылады (9). Бұл функцияның графигін қарапайым функция түріне келтіру арқылы (10) процестің спектральдық тығыздығы анықталады.

2.3. Пайдалану жүктемелерін анықтау әдістері.

Натуралды тәжірибе берілгендері бойынша пайдалану жүктемелерін анықтау

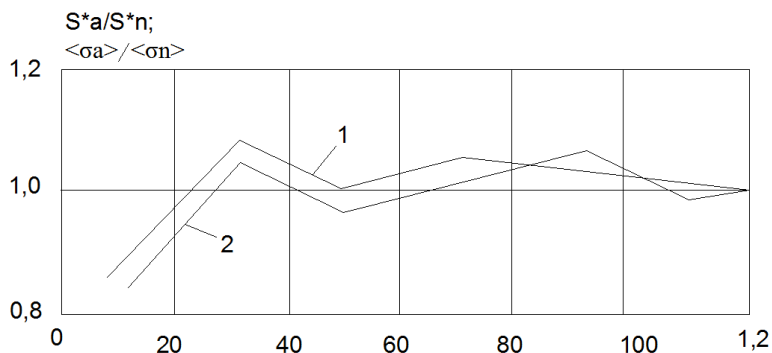
Жоғарыда көрсетілгендей, пайдалану жүктемелері кездейсоқ процестер немесе кездейсоқ мөлшерлер болып саналады. Сенімділік есептеулерінде пайдалану жүктемелерінің сипаты (тығыздықтың бөліну функциясы, МК, ОКА, корреляциялық функция, т.б.) жүргізілген тәжірибелер нәтижесімен немесе есептеу арқылы анықталады.

Жүктемелерді жүргізілген тәжірибе нәтижелеріне сәйкес

анықтау барысында натуралды тензометриялық сынау әдісі кеңінен қолданылады. Бұл әдіспен қалыпты немесе экстремальды пайдалану жағдайында жұмыс істейтін металлургия машиналары сыналады. Жүктемелердің (кернеулердің) өлшенуі тензостанция көмегімен жүргізіледі. Бөлшектердің кернеулері арнайы берілгіштермен тікелей өлшенеді. Жүктелу процестерін машинаның қозғалысы, жылдамдығы және үдеуімен байланысын талдау үшін, электр қозғалтқыштың айналу жылдамдығы тахогенератормен немесе айналысты санайтын аспаптар көмегімен өлшенеді. Жеке элементтердің үдеуін акселерометрлермен өлшеу арқылы анықтайды. Бөлшектің бұрыштық ауытқулары мен қозғалысын тіркеу үшін, реохордалармен жабдықталған арнайы аспаптар қолданылады. Тіркеу аппараттары ретінде осциллографтар, өзі жазатын аспаптар, берілгіштер көрсеткішін тіркейтін санағыштар қолданылады. Жүктеме жайында нақтылы мәліметтер алу үшін, жүктеменің іске асырылуы көрнекті, яғни белгілер біраз уақытта көрініп тұруы керек. Жүктеменің ұзаққа созылған іске асырылуын, сынаудың ұзақтығына тәуелді статистикалық сипатының (МК, ОКА, гистограммалар, т.б.) өзгерістерін талдау арқылы анықтауға болады.

Сынау ұзақтығына байланысты математикалық күту мен орташа квадратты ауытқудың статистикалық бағасы, олардың теориялық мәніне жақындайды.

30-суретте машинаның Δn циклдік жұмысы мен жалпы циклдар саны $n = 120$ тең мәндерінде анықтаған еденде жүретін машинаның ұзын тұмсығының белдеушесіндегі нормальды кернеуінің орташа квадратты ауытқуы мен математикалық күтуінің статистикалық бағасы қатынасының өзгеруі көрсетілген. Кернеудің барлық іске асыруларының ұзақтығы $n = 120$ циклді құрайды. Математикалық күту мен орташа квадратты ауытқудың жүктемесін анықтау үшін ұзақтығы 40–60 циклдік іске асыру жеткілікті.



30-сурет. Машинаның Δn циклдік жұмысы мен жалпы циклдар саны $n = 120$ тең мәндерінде анықтаған еденде жүретін машинаның ұзын тұмсығының белдеушесіндегі нормальды кернеуінің орташа квадратты ауытқуы (2 қисық) мен математикалық күтуінің (2 қисық) статистикалық бағасы қатынасының өзгеруі

Машиналарға әсер ететін факторлардың өзгеруіне байланысты (мысалы, машина жұмысының технологиялық вариантының, оператордың шеберлігінің, жіберуі және тежеу аппараттарын реттеу кезіндегі, т.б.) жүктелу процесінің сипаты да өзгереді. Вагон төңкергіш машинасына жүргізілген бірқатар зерттеулер нәтижесіне қарағанда, технологиялық варианттың өзгеруі олардың механизмдері мен металлконструкцияларындағы эквивалентті жүктемелердің 10–20 %-ға өзгеретінін көрсетті. Оператор шеберлігінің өзгеруі эквивалентті жүктеме шамасын 10–30 %-ға өзгертеді. Қозғалтқыштардың жіберу релесі мен тежегіш құрылғылары дұрыс реттелмеген жағдайда, эквивалентті жүктемелер шамасы дұрыс реттелген құрылғыларға қарағанда 1,2–2 есеге ұлғаюы мүмкін. Бұл жағдайда жүргізілетін тәжірибелер көп факторлы болғандықтан, олардың барлық механизмдері мен металлконструкцияларындағы эквивалентті жүктемелер шамасын толық анықтау үшін, көптеген зерттеу жұмыстарын жүргізу қажет.

Тәжірибелерді жүргізу әдісін таңдағанда экспериментті

жоспарлау теориясына сүйену керек, себебі оны жүргізу барысында уақыт пен қаржыны үнемдей отырып көптеген ақпарат алуға тырысу қажет. Әрбір жүргізілген тәжірибеде анықталған жүктелу процесінің шамасы міндетті түрде тіркеліп отырады.

Жүктелу процесінің іске асырылуы белгілі бір ретпен статистикалық өңдеуден өтеді.

Жүктелу процесінің стационарлық және эргодикалық гипотезасы осциллограмманың әр түрлі бөліктерінде тіркелген жазуларды салыстыру арқылы тексеріледі. Процестің бір типтілігі мен жүктеменің үздіксіз өсу немесе бәсеңдеу тенденциясының болмауы, көптеген іске асырудың айырмашылықтары немесе керісінше тарылуы осы гипотезаның дұрыстығын анықтайды. Бұл функциялардың уақытқа қарай аздап өзгеруі, іске асыру санының шектелуімен байланысты. Сондықтан, процестерді эргодикалық және стационарлы деуге жеткілікті негіз бар. Жүктелу процесінің тұрақтылығы және эргодикалығы жөніндегі гипотеза дәлелденген соң, көрнекті іске асырылу кезектегі ординат мәндері бойынша өңделеді. Ол үшін

$\Delta t = \frac{t_u}{\sigma}$ уақыт аралығында жүктелу процесінің ординатасы өлшенеді (27 в-сурет). Мұнда t_u – зерттелетін жүктелу процесінің жоғары гармоника циклінің орташа периоды. Жүктелу процесін өңдеу қолмен немесе арнайы бағдарламасы бар цифрлық ЭЕМ-да жүргізіледі. (1) және (2) формулаларды қолдана отырып, математикалық күту мен дисперсия функциялары құрылады. Одан кейін (3) формуланы қолдана отырып корреляциялық функция құрылады. Корреляциялық функцияның көрнекті бөлігінің ұзақтығы $\tau_{\max}$ (27 а-сурет) мына

теңсіздікпен $t_{\max} \leq \frac{T}{10 \div 30}$ анықталады, мұнда T – көрнекті іске

асыру ұзақтығы.

Корреляциялық функцияның өшуі процестің эргодикалық екенін көрсетеді (27 а-сурет). Өңдеу басы ығыстырылып құрылған корреляциялық функцияның дәл келуі, процестің тұрақты екенін көрсетеді (27-сурет, 1,2 қисықтар).

Содан кейін жүктелу ординатасы кезектегі мәндерінің статистикалық қатарының бөлінуі құрылады. Ол үшін осциллограммдан алынған барлық ординат массиві разрядтарға бөлінеді (1-кесте).

1-кесте

Жүктеме ординатасы кезектегі мәндерінің статистикалық қатарларының бөлінуі

Разрядтар	Разрядқа дәл тию сандары	Жиіліктер
$S_1 - S_2$	m_1	P_1^*
$S_2 - S_3$	m_2	P_2^*
.....		
$S_i - S_{i+1}$	m_{i-1}	P_{i-1}
.....		
$S_{K-1} - S_K$	m_K	P_{K-1}^*
Барлығы	n	1

K_p разрядтар саны әдетте 5 – 12 аралығында қабылданады. Сонымен, массивте кездейсоқ ординаттарының көптігіне байланысты разрядтар саны да көп етіп алынады. Разрядтардың бағасы мына формуламен анықталады:

$$\Delta S = \frac{(S_{\max} - S_{\min})}{K_p}.$$

мұнда $S_{\max}$, $S_{\min}$ – сынау кезінде тіркелген жүктеменің үлкен және кіші мәндері. Сонымен $\Delta S = S_i - S_{i-1}$ тең екенін айта кету керек. Әрбір разрядтағы жиілік мына формуламен анықталады:

$$P_{i-1}^* = \frac{m_{i-1}}{n};$$

мұнда m_{i-1} – $i-1$ разрядына ілінген ординаттар саны; n – осциллограмманы статистикалық өңдеу барысында алынған ординатаның жалпы саны.

Статистикалық қатарды графика түрінде мынандай гистограмма ретінде көрсетуге болады (31-сурет).

Гистограмманы құру барысында абцисса осінің бойына $\Delta S = S_i - S_{i-1}$ разрядтары салынады және әрбір разрядтың негізі секілді етіп тікбұрыш салынады, оның ауданы разряд жиілігіне P_{i-1}^* тең. Тікбұрыштың биіктігі мына формуламен анықталады:

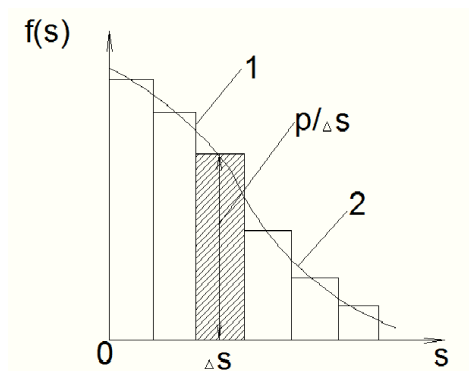
$$f^*(S) = \frac{P_{i-1}^*}{\Delta S}.$$

Тікбұрыштардың барлық аудандарының қосындысы 1-ге тең екенін атап айтқан жөн.

Тәжірибе осциллограммасының ұзындығы мен алынған жүктеме ординатының санын ұлғайта отырып, ұсақтау разрядтарды тағайындауға болады. Бұл жағдайда гистограмма бірге тең ауданды шектейтін қисық сызыққа жақындайды. Бұл қисық S кездейсоқ жүктеменің тығыздық функциясының $f(S)$ бөліну графигі түрінде болады.

Алдын ала бөліну заңдылығының $f(S)$ түрін гистограмма түрінде қарап анықтауға болады. МЕСТ 11.008-75 берілгендерінде ықтималдық торын құру тәртібі келтірілген. Соның көмегімен эмпириалдық нүктелердің орналасу заңдылығының түрін бағалауға болады. Кездейсоқ мөлшердің бөліну заңдылығының эмпириалдық және теориялық бағасының аналитикалық сәйкестілігін Колмогоровтың белгісі χ^2 және басқа МЕСТ-тер көмегімен анықтайды.

Құрылған гистограмма мен пайдалану жүктемесі ординатасының кезектегі мәнінің теориялық бөліну тығыздығы $f(S)$ бөлшектердің беріктік шарты бойынша тоқыраусыз жұмыс істеу ықтималдығын, иілуге жұмыс істейтін біліктердің, тісті берілістердің, мойынтрактердің циклдік беріктігі бойынша тоқыраусыз жұмыс істеу ықтималдығын есептеу үшін қолданылады.



31-сурет. S кездейсоқ жүктеменің тығыздық функциясының бөлінуі (2) мен гистограммасы (1)

Біліктерді бұралуға, металлконструкциялар элементтерін созылу мен сығуға және иілуге есептеу үшін, жүктелу процесін сұлбалауын жүргізу қажет. Ол кездейсоқ амплитудалы күрделі көп компонентті жүктелу процесі мен циклдік ассиметрия коэффициенттерін өзіне эквивалентті циклдік ақауларды жинақтайтын, кездейсоқ, амплитудалы симметриялы процеспен ауыстырудан тұрады.

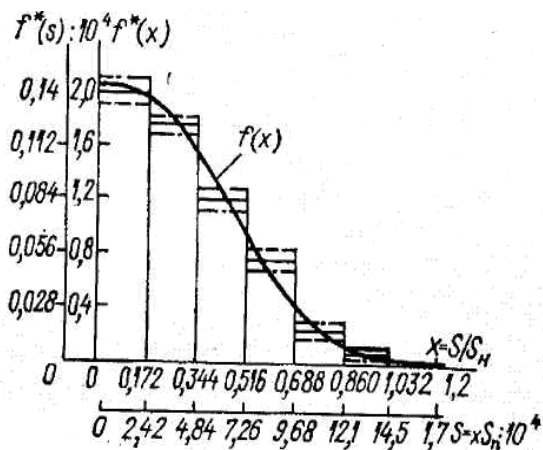
2.4. Пайдалану жүктемесін есептеу және тәжірибе әдістерімен анықтау

Бірқатар жүк көтеру машиналарының механизмдері мен металлконструкцияларын тәжірибе жүргізу арқылы зерттеулер жүргізе отырып, машина параметрлері мен пайдалану кезінде пайда болатын жүктемелердің ықтималдық сипаттамаларының (МК, ОКА, т.б.) арасында байланыс бар екендігін анықтауға болады. Осылай анықталған байланыстар машинаны жобалау кезінде, оның пайдалану жүктемесін есептеуге мүмкіндік береді. Жобаланатын жабдықтың пайдалану жүктемелерін есептеу үшін, сол жабдыққа параметрлері жақын бірнеше машиналарды натуралды тензометриялық сынаудан өткізу керек. Сынау арқылы алынған жүктемелер мәндерін қолдана отырып салыстырмалы координаттар жүйесінде гистограмма

құрылады. Абцисса осіне жүктеменің салыстырмалы мәні $x = \frac{S}{S_n}$ салынады; мұнда S – жүктеменің ағымды мәні; S_n – жүктеменің нормативтік мәні.

Бұл нормативті жүктеме жобаланатын машинаның параметрлері арқылы көрсетіледі (бұл параметрлерге қосу және тежеу кезеңдері, жетек пен жетекші массаларының инерция кезеңдері, статикалық кедергілер, серпімді буындардың қатаңдылық коэффициенті, металлконструкциялар, біліктер, т.б. жатады).

Егерде нормативті жүктемелер дұрыс анықталған жағдайда, параметрлері әр түрлі бір типтес машиналардың пайдалану жүктемесінің гистограммалары сәйкес келеді (32-сурет). Осы гистограммалар бойынша жүктеменің теориялық бөліну $f(x)$ заңдылығы анықталады. Параметрлі жаңа жобаланатын машиналардың нормативті жүктемелері анықталады және оның бөліну заңдылығы ретінде ертеректе алынған $f(x)$ тығыздығы қабылданады.



32-сурет.. Үш әр түрлі ұнтақтағыштардың механизмдеріндегі жүктелу гистограммасы (--- бірінші, — екінші, ----үшінші ұнтақтағыштардың сұлбадағы белгіленуі): салыстырмалы $f^*(x)$ - x және абсолютті $f^*(x) - S$ координат жүйесінде, ($f(x)$ – салыстырмалы жүктеменің механизмдегі бөліну тығыздығы $x=S/S_n$)

Әдістің ерекшелігі оның қарапайымдылығы мен қолдаудағы ыңғайлылығы. Бірақ бұл әдісті машиналарды жобалау кезінде қолдануға болмайды, себебі алдында келтірілген әдістерден елеулі өзгешеліктері бар.

2.5. Пайдалану жүктемелерін анықтаудың аналитикалық әдістері

Пайдалану жүктемелерінің ықтималдық сипатын анықтаудың аналитикалық әдісі, машиналардың статистикалық динамикасының алғашқы берілген жағдайларына негізделген. Статистикалық динамика – әр түрлі жүйеге сыртқы кездейсоқ әсерлердің тәртібін зерттейтін ғылым. Бұл жағдайда жүйе параметрлері өзгермеуі, кездейсоқ немесе кездейсоқ емес түрінде қалуы мүмкін (детерминленген).

Технологиялық машиналарға тән жүйеге жеке механизмдер немесе механизмдер тобы, олардың металлконструкциялары, жетек құрылғылары мен олардың құрамындағы немесе өңделегін материалдар қарастырылуы мүмкін. Кіретін деп жүйедегі өзгерістердің себептері болатын әсерлерді (процестерді) айтады. Олардың қатарына қозғалтқыштар мен тежегіштер тудыратын кезеңдер мен күштер, жел әсерлері, ауырлық күші, т.б. жатады. Кіретін процестерге металлургия машиналарының буындарындағы жүктемелерді жатқызуға болады және оларды динамикалық жүйенің әрекет етуінен болатын өзгерістер нәтижесі ретінде қарастырады.

Бірқатар жағдайда бұл өзгерістер тек соңғы мөлшерлер енгізілген тәуелділіктер (операторлар) түрінде көрсетілуі мүмкін. Мұндай операторлар төмендеген (құлдыраған) деп аталады және металлургия машиналары құрамындағы есептеуді қажет ететін элементтердің жүктемесі кездейсоқ мөлшер немесе кездейсоқ процесс функциясы түрінде қарастырылады. Мұндай оператордың қарапайым мысалы ретінде, жүк тиелген скиптің жегу құрылғысындағы темір арқанға түсетін жүктеменің біртіндеп өзгеру тәуелділігін келтіруге болады.

Кейбір жағдайда оператор құрамына шексіз кішкене

мөлшерлер енгізіледі. Осыған тән мысал ретінде машинаның серпімді элементтеріндегі жүктемелер мен сыртқы күш әсерінен болатын деформация мен жүктемені байланыстыратын дифференциалды теңдеулерді келтіруге болады. Мұндай операторлар құлдырамаған деп аталады. Бұл жағдайда жүктеменің сипатын анықтау үшін корреляциялық және кинетикалық теңдеулер әдістері қолданылады. Корреляциялық әдіс көмегімен МК, ОКА, корреляциялық функциялар және металлконструкциялар мен механизмдердің кездейсоқ жүктелу процестерінің спектральды тығыздықтары анықталады.

Кинетикалық теңдеулер әдістерінде кездейсоқ жүктелу процестері ординатасының бөліну заңдылығының өзгеруін бейнелейтін теңдеулер қолданылады. Зерттеулердің көрсетуіне қарағанда, металлургия машиналары үшін қолданылатын кинетикалық теңдеулердің сипаты өте күрделі және практикалық есептеулерде сирек қолданылады. Осыған баланысты алдағы зерттеулерде корреляциялық әдісі қолданылады.

Натурлы тензометриялық сынаулардың көрсетуіне қарағанда, жүктеменің бөліну заңдылығы жеткілікті мөлшерде тұрақты екені байқалады. Осыған сәйкес порталды кран элементтеріндегі жүктемелерді анықтау үшін, қарапайым қиылған бөліну заңдылығы өте жақын. Сондықтан есептеу барысында жүктеменің математикалық күтуі мен дисперсиясын анықтау қажет.

Механизмнің есептеу сұлбасындағы қозғалыс тізбексіз дифференциалды теңдеулермен бейнеленген жағдайда елеулі күрделі жағдайлар туындайды. Мұндай жағдайлар жүйедегі саңылауларды ескергенде, тармақталған сұлбаларды қарастырғанда, бірнеше механизмдердің бір уақыттағы жұмысын қарастырғанда, т.б. жағдайларда орын алады. Себебі, осыған ұқсаған көптеген теңдеулердің жалпы шешімі болмағандықтан және сызықсыздық жалпы және жеке шешімдерді біріктіруге мүмкіндік бермегендіктен күрделенеді. Бұл жағдайда сызықты теңдіктер шешуі секілді өзгеру коэффициенттерімен бірге, жүктемені анықтаудың жуықталған немесе әмбебап имитациялық әдісін қолдану арқылы мақсатқа жетуге болады.

2.6. Пайдалану жүктемелерін анықтаудың имитациялық әдісі

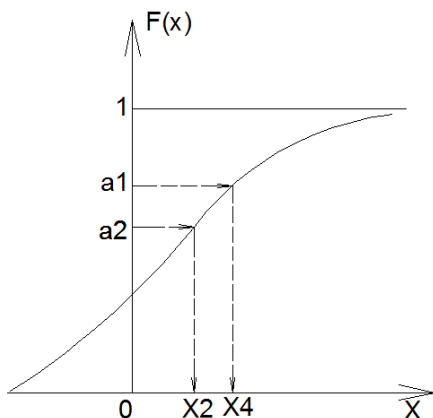
Пайдалану жүктемесін анықтаудың имитациялық әдісі жетілдірілген әдістердің бірі болып саналады және ЭЕМ кеңінен қолдануға мүмкіндік береді. Бұл әдістің негізіне жүйелі тәсіл қолданған, яғни адамды, машинаны және қоршаған ортаны біртұтас деп қарастыру көзделген. Адам-оператордың ісі, машина немесе механизмдердің электрондық үлгісін басқаратын арнайы бағдарлама көмегімен үлгіленеді. Бірқатар жағдайда электронды үлгілерді арнайы дайындықтан өткен оператор тізбесандықшадан басқарады. Технологиялық машина немесе оның жеке механизмдері, есептеу элементтеріндегі күшті анықтауға арналған тәуелділік пен ЭЕМ-да терілген қозғалыс теңдігі түрінде көрсетіледі. Қоршаған ортаның әсері алғашқы жағдай, сыртқы әсер, шектелген жүйе көмегімен имитацияланады.

Бұл әдістің негізгі сатыларына жататындар: қарастырылатын машинаның немесе оның механизмдерінің есептеу сұлбасын құру; есептеу буынына берілетін күш пен есептеу сұлбасының қозғалысын бейнелейтін теңдеу құру; басқару әсері мен басқа сыртқы әсерлерді, алғашқы жағдайдағы және т.б анықтау; ЭЕМ көмегімен дифференциалды теңдеулерді бірнеше рет шешу; жүктелу процесінің анықталған іске асырылуын статистикалық өңдеу; пайдалану жүктемесінің сипаттамасын есептеу.

Есептеу сұлбалары мен соған сәйкес қозғалыстың дифференциалды теңдеулері жеткілікті түрде қарапайым (мысалы, серпімді элементтер массаларының бөлінуін шоғырланған массамен ауыстыру) болуы қажет. Осыған сәйкес, бір жағынан олар жүктеменің орташаланған сипаттамасын анықтауға арналады (МК, ОКА және т.б.), ал екінші жағынан олардың көптеген шешімдері болуы қажет, ал ол цифрлі ЭЕМ-нің елеулі машина сағатының шығынын немесе қуатты аналогты ЭЕМ-ді қажет етеді.

Басқару әсері мен сыртқы жүктемелерді қалыптастырудың бірнеше әдістері белгілі. Олардың біреуі машина жұмысының кездейсоқ параметрлерін анықтауға негізделген.

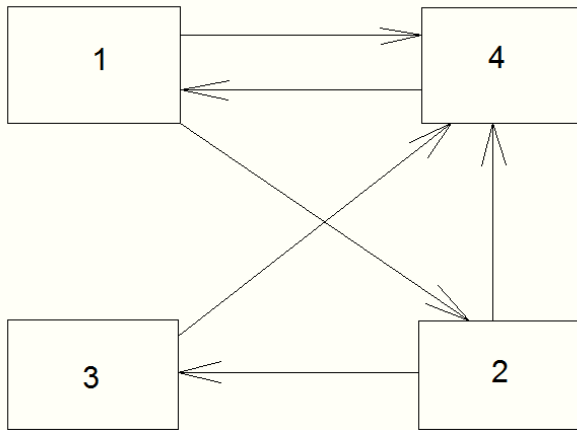
Егерде бұл жүк көтергіш машина болса, онда машина циклінің кездейсоқ параметрлері анықталады, оған жататындар механизмнің қозғалтқышы мен тежегіштері қосылу уақытының кезеңі, жүк массасы, шығарықтың бастапқы және соңғы мәндері, бұрылу бұрышы, жүк аспасының ұзындығы, т.б. жатады. Егер үздіксіз тасымалдау машиналары жобаланатын болса, кездейсоқ параметрлер ретінде жүкті тиеу қарқыны, тиеу және түсіру нүктелерінің координаттары, тарту мүшесінің бастапқы тартылуы, т.б. қарастырылады. Егерде кездейсоқ параметрлер тәуелсіз болса, олардың әрқайсысын анықталуы осы параметрдің бөліну $F(x)$ функциясы көмегімен (интегралды функция) жүргізіледі (33-сурет).



33-сурет. Белгілі $F(x)$ бөліну функциясы мен кездейсоқ $a, a_2, \dots$, т.б. сандардың X кездейсоқ параметрлерінің мәнін анықтау

Кездейсоқ сандардың анықтамасындағы кестеден бірінші a_1 саны алынады. Ол белгіленген масштабпен ординат осіне салынады және ол $F(x) = a_1$ тең екенін анықтайды. Одан кейін көлденең және тік нұсқаманың түйіскен жеріндегі x_1 мәні анықталады. Кездейсоқ параметрдің осы мәні (мысалға, жүк массасының мәні ретінде) машина жұмысының бірінші циклін

үлгілеген кезде қолданылады. Содан кейін кездейсоқ сандар кестесінен екінші a_2 санын алып, қайтадан модельдеудің екінші циклі үшін x_2 кездейсоқ параметрлердің мәні анықталады. Осылай барлық модельдеу цикліндегі параметрлер түгел анықталады. Кездейсоқ параметрлердің нақтылы мәнін анықтау ЭЕМ-де арнайы бағдарламаға сәйкес орындалады. Ол үшін барлық параметрлердің бөліну функциясы белгілі жобаланатын машиналар үшін жұмыс істеп тұрған және сынаудағы машиналардың параметрлерімен бірдей болуы керек. Бұл болжам натуралды сынау нәтижелерімен қиылыстырылуы қажет, ол технологиялық параметрлердің жұмыс варианты мен оның негізгі сипаттамаларына тәуелді.



34-сурет. Имитациялық кешеннің үйлесті-цифрлі басқаруының құрылымдық сұлбасы

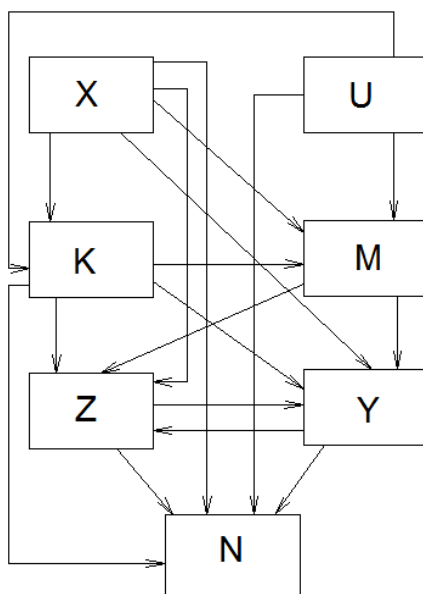
Бұл сипаттамалар техникалық тапсырма дайындау сатысында белгілі болуы қажет. Олар: машинаның қуаты, өнімділігі және т.б. Кездейсоқ параметрлер әдісі басқаруы жағынан қарапайым машиналардың жүктемелерін үлгілеуге ыңғайлы. Мысалы: жүкті көтеру немесе қозғау механизмдері

үшін, жалпы жағдайлар үшін бұл әдісті қолдану күрделірек.

Адам көмегімен басқаратын машиналарда қиылыстырылған имитациялық үлгілеу әдісін қолдану арқылы нақтылы мәліметтер алуға болады. Мұнда басқарылатын аналогты-цифрлі кешенді қолдану көзделген (34-сурет). Кешен құрамына оператордың нақтылы машинадағы жұмыс орнына ұқсас жұмыс орны 1 және машина мен жүк қозғалысының дифференциалды теңдеуін теретін 2 ЭЕМ-сы кіреді. Машина мен жүктің қозғалу процестері аналогты ЭЕМ-да қозғалыс теңдеуін шешу нәтижесінде қалыптасады. Басқаруды оператор өзінің жұмыс орнынан жүргізеді және машинаның жұмыс атқарушы элементтерінің қозғалысын электронды-сәуле индикаторы (3) бар экранынан қадағалап отырады. Кездейсоқ параметрлер (жүктемелер, айналу жылдамдығы, т.б.) кешен құрамындағы цифрлі ЭЕМ-да (4) қалыптасады. Сонымен бірге онда қозғалыс пен жүктелу және басқару процесінің статистикалық өңдеуі жүргізіледі. Кешеннің басты кемшілігі оның өте қымбаттылығында, сондықтан оның орнына сыртқы әсерді қалыптастыратын оператордың басқару алгоритмін қолдауға негізделген үшінші әдіс қолданыла бастады.

Электронды үлгіні басқаратын бағдарламаның машинист ісінің ретін қайталайтын логикалық элементі болуы керек. Бұдан басқа бағдарлама үйлесімдіге жақын басқаруды қамтамасыз етеді. Жалпы қолданыстағы машиналардың үйлесімділік белгісі ретінде уақыт циклі қабылданады. Сонымен қатар, қозғалыс, жылдамдық, жүктің үдеуі мен жүк көтергіш машиналары элементтерінің, оған қосымша механизмдерінің бір циклдегі қосылу саны бойынша шектелуі ескеріледі. Иілгіш аспасы бар жүк көтергіш машиналардың басқару бағдарламасы күрделірек. Басқару әсерін қалыптастыратын және жүктемені анықтауға арналған келешегі елеулі әдіс, қымбат имитациялық басқару кешенін құруды қажет етпейді. Қазіргі кезде ондай бағдарлама толық құрылды деп айту өте күрделі, себебі бірнеше бір уақытта әсер ететін механизмдердің басқару бағдарламасын құру қиындық тудырады. Жүктемені дәл үлгілеудің маңызы зор, себебі ол

шығатын процестің үлгіден алынатын нақтылы жүктелу мәнінің ауытқуымен анықталады. Үлгілеудің қателіктері кіретін процесс пен оның мөлшерінің нақтылы мәндерінен ауытқуы мен үлгінің тепе-тең еместігімен анықталады. Үлгілерді ЭЕМ-да қайталап көрсеткен кезде де қателіктер болуы мүмкін. Үлгінің нақтылы мәні ретінде натурлы сынау кезінде алынған мәндер қабылданады. Мұндай салыстыруларды жобаланатын машиналарға қолдану мүмкіндігі болмайды. Бұл жағдайда дәлділікті тексерудің екі жолы болуы мүмкін. Біріншісі – ұсынылған үлгілерді істеп тұрған механизмдерде (түзетулер енгізу арқылы) қолдану арқылы жүргізіледі және тәжірибе мен үлгілеу нәтижелері салыстырылады. Екіншісі – үлгіленетін жүктемені жуықталған және өте дәл жетілдірілген үлгілермен салыстыру көзделген. Детерминделген есептеулерді орындаған кезде дәлділігін тексергендегі белгісі ретінде жүктеменің дискретті мәні мен тербеліс периоды қабылданады. Ықтималдық есептеулерін орындағанда олардың дәлділігі жүктеменің статистикалық мәндерін салыстыру арқылы тексеріледі, оның ішінде: математикалық күту, дисперсия, орташа квадратты ауытқу, т.б. Кейбір жағдайда дәлділік эквивалентті жүктемелерді салыстыру арқылы тексеріледі. Қолданылатын үлгілердің тұрақтылығы болуы керек. Үлгілер тұрақтылығы деп кіретін берілгендердің немесе үлгінің ішкі құрылымына енгізілген аздаған өзгерістер жүктеменің аздаған өзгерісіне сәйкес болуы керек. Бұл соларға сәйкес қортындыланған координат таңдау, процестің қайшылықтарын болдырмайтын аппроксимацияланатын тәуелділік қолдану және т.б. шараларды қолдану арқылы қамтамасыз етіледі. Пайдалану жүктемесін имитациялық әдіспен анықтау, басқа әдістерге карағанда, механизмдер мен металлконструкциялардағы жүктемелердің әр түрлі факторлар әсерін зерттеуге мүмкіндік береді. Мұндай жағдайда жүйелі тәсіл қолданған тиімді, оның негізінде қорытындыланған үлгілер қолдану жатыр, оның мысалы графикалық түрде 35-суретте көрсетілген.



35-сурет. Жүктемелерді анықтауға арналған машинаның қортындыланған үлгісінің графигі

Бұл графикте пайдалану әсерінің жағдайы X , бұйымның жасалуы U , құрылғыны басқару процесі Y , машина мен орындаушы элементтің қозғалысы Z , машинаның конструктивтік ерекшеліктері M , элементтер мен N_1 жүйедегі жүктемелерге сай K сапа көрсеткіші көрсетілген. Осы графиктің әрбір төбесі элементтер көптігі түрінде қарастырылады. Карусельді құю машиналарындағы Y көптігіне: карусельді айналдыру Y_1 , шөмішті көтеру Y_2 , анодты қалыптардан шығару Y_3 механизмдерінің басқару процестері кіреді. Әрбір басқару процесі осы механизмдердің қозғалтқыштары мен тежегіштерін бірінен кейін бірін косудан тұрады. Z көптігінің құрамына карусельді айналдыру Z_1 процесі, қасықты еңкейту Z_2 мен анодтарды қалыптан шығару Z_3 механизмдерінің қозғалысы, т.б.

кіреді. M көптігіне жеке бөлшектердің конструктивтік ерекшеліктері M_1 мен жетек жүйесінің конструктивтік варианттары M_2 кіреді. Бұру механизмінің ақырғы берілісі шынжырлы немесе тісті жұп түрінде орындалған. Мұнда тісті дөңгелектердің ілінісуі кезінде олардың арасында әртүрлі саңылаулар пайда болады, ал олардың шамасы бұру механизміне түсетін жүктеме шамасын анықтайды.

Жүйенің жүктелу процесіне мынандай конструктивті варианттар әсерін тигізеді: жүктің темір арқанға асылу түрі (сызықты, жайпақ, кеңістіктегі); сидақ құрылғысының түрі (теңгерілген полиспаст түріндегі сидақ, топсалы жалғанған сидақ); жетек түрі (тұрақты және айнымалы токты электржетектер, гидро және пневмо жетектер); механизмдегі жетектердің саны (бір, екі, бірнеше), т.б.

K көптігіне жүктемеге әсер ететін сапа көрсеткіштері кіреді. Оларға құрылғының қандай жағдайға арналғанын анықтайтын көрсеткіші K_1 (жүк көтергіштігі, оның шағарығы, т.б.), өнімділік көрсеткіші K_2 (механизмдердің жылдамдығы), машина массасының көрсеткіштері K_3 және басқа осыларға ұқсаған көрсеткіштер кіреді. Қарастырылған көптіктердегі элементтер, өз кезеңінде көптіктер құруы мүмкін. Осылай құрылғының көтеру және бұру механизмдерінің басқару процесінің бірнеше варианттары (V , көптігі) немесе осы механизмнің жылдамдық мөлшерлерінің қатары (K_2 көптігі) қарастырылуы мүмкін.

Доғалар XN_1 , UN_1 , KN_1 , MN_1 , ZN_1 , YN_1 элементтер мен жүйелердегі аталған факторлардың N_1 жүктемесіне әсерін көрсетеді. Мұндағы байланыс операторы стохастикалық, дифференциалды теңдіктер жүйесін көрсетеді және коэффициенттер мен олардың оң жағы X , U , K , M , Z , Y көптіктеріне тәуелді. XK , XM , XZ , XV , UM , KM , KZ , KY , MZ , MY , ZY , YZ доғалары жүктемені анықтайтын факторлар арасындағы байланысты көрсетеді. Бұл байланыстар математикалық тәуелдік немесе эвристикалық қорытындылар түрінде болуы мүмкін. Мысалға, кран сидағының ең үлкен шығуы (K көптігінің элементі) айналу осінен жүкті қоятын

нүктеге дейінгі ең үлкен қашықтыққа тең болуы керек, ал олардың координаттары машина жұмысының технологиялық варианттарымен анықталады (X көптілігінің элементтері).

Жүктемеге әсер ететін көптеген факторлар кездейсоқ оқиғалар, мөлшерлер мен процестер болып саналады. Әрбір үйлесімді i факторлардың (белгілі бір технологиялық варианттың, басқару шеберлігінің, жіберу және тежеу аппараттарын реттеудің, т.б.) P_i пайда болуы белгілі бір ықтималдыққа сәйкес. Осындай үйлесімді факторларда механизмге немесе металлконструкцияға $N_1 S$, жүктемесінің өзіндік бөліну $f_i(S)$ заңдылығы болады. Барлық қарастырылған үйлесімді факторлардағы қортындыланған $f_i(S)$ бөліну заңдылығын анықтау үшін, кездейсоқ қоспалар теориясы қолданылады, сол заңдылыққа сәйкес:

$$f(S) = \sum_{i=0}^n P_i f_i(S),$$

мұнда n – факторлар үйлесімділігінің мүмкіндік саны.

Жүктеменің орташа деңгейі, кездейсоқ қоспа теориясына сәйкес мына тәуелділік бойынша анықталады:

$$\langle S \rangle = \sum_{i=1}^n P_i \langle S_i \rangle, \quad (15)$$

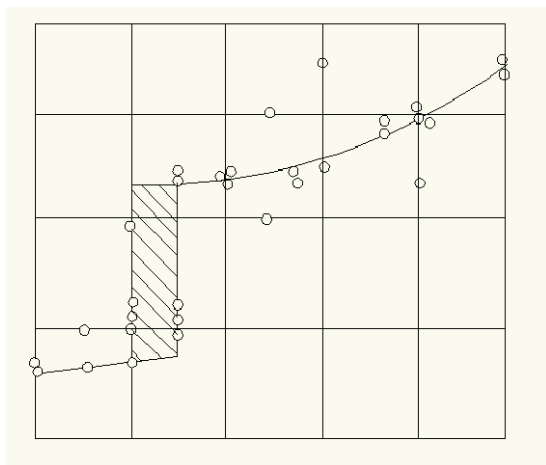
мұнда $\langle S_i \rangle$ – i -ші үйлесімді факторлардағы жүктеменің математикалық күтуі.

2.7. Металлургия машиналары элементтерінің көтеру қабілеті мен шекті жағдайы

Металлургия машиналарының сенімділігі жеке элементтердің сенімділігіне тәуелді. Механизмдер мен металлконструкция бөлшектерінің сенімділігі, беріктік белгілері мен циклдік беріктігі тек оларға түсетін жүктемеге ғана тәуелді емес, сонымен қатар элементтердің көтеру қабілетіне де тәуелді.

Көтеру қабілеті деп бөлшектің белгілі бір жүктеме әсерінен шекті тозу жағдайына жеткенге дейінгі күйін айтады. Шекті тозу деп бөлшекті әрі қарай пайдалану мүмкіндігінің болмайтын күйін айтады. Metallургия машиналарының шекті тозу жағдайының бірнеше түрлері болады, олардың тозуының сипатына сәйкес ерекшеліктері төменде қарастырылады.

Бөлшектердің статикалық беріктік белгісі бойынша жағдайы шектен асқан жүктеме, илемді деформацияның әсерінен немесе олар жасалған материалдың тұрақтылығының төмендеуі нәтижесінен бөлшектің алғашқы пішінінің өзгеруін тудырады. Мысал ретінде шойыннан жасалған редуктордың сыртқы қабатының бүлінуі, механизмге әсер еткен едәуір жүктеменің нәтижесінен оның білігінің иілуі немесе басқа бөліктерінің істен шығуы, т.б. себептерді атауға болады.



36-сурет. 15 ХСНД маркалы болаттың σ_s ұру тұтқырлығының t жылулыққа тәуелділігі 1 мм радиуспен кертілген үлгіде көрсетілген

Циклдік беріктік белгісі бойынша бөлшектің шекті жағдайы, жүктеме әсерінен пайда болатын ауыспалы кернеулерден бөлшектерде болдыру жарықшақтары пайда болып, белгілі бір уақыт өткеннен кейін олардың шамасы шекті

тозу жағдайына жетіп істен шығады. Кейбір жағдайда пайда болған жарықшақтар әсерінен бөлшектер толық істен шығуы мүмкін. Мысал ретінде кран сидағының металлконструкциясында пайда болған жарықшақтың әсерінен кран өзінің жұмысын тоқтатуға мәжбүр болуы немесе редуктордың білігінде пайда болған жарықшақтың әсерінен оның аяқ асты істен шығуын келтіруге болады.

Бөлшектердің тозу белгісінен болатын шекті жағдайы, сыртқы күш әсерінен бөлшектер арасындағы үйкеліс, жылулықтың артуы, қозғалыс жылдамдығының ұлғаюы, майланатын майдың төменгі деңгейі және үйкелетін беттердің арасында тозу тудыратын заттардың болуы нәтижесінде болады.

Технологиялық машиналар элементтерінің көтеру қабілеті оның беріктік өлшемдері мен бөлшектің пішініне, олар жасалған материалдың механикалық қасиетіне, термоөңдеу мен бөлшектердің ішкі және сыртқы беттеріне жүргізілген суық өңдеу нәтижесіне тәуелді.

Қоршаған ортадағы ауаның немесе шанданған газдың жылулығы, ылғалдығы және басқа ерекшеліктері оны агрессивті ортаға айналдыру арқылы бөлшектің көтеру қабілетіне әсерін тигізеді. Төменгі жылулықта көптеген материалдар тұтқырлық жағдайдан морт сынғыш жағдайға өзгереді. Төменгі t^0 жылулықта конструкциялық болаттардың ұру тұтқырлығы a_5 күрт төмендейді, ал ол бөлшектердің суық сынғыштық қасиетін тудырады (36-сурет). Болат бөлшектердің суық сынғыштығына төменгі жылулықтан басқа болаттың химиялық құрамы мен құрылымы, кернеудің шоғырлануы, сыртқы жүктеменің әсер ету жылдамдығы, олар жасалған материалдың балқыту технологиясы мен т.б. көптеген факторлар әсер етеді. Морт сынғыштық белгісі бойынша БСтЗ, БСтЗкп және т.б. қайнайтын көміртекті болаттар қауіпті. Сонымен қатар, төменгі жылулық әсері көптеген басқа материалдардан жасалған бөлшектердің де сенімділігін төмендетеді. Морт сынғыш процесінің басталуы, кішкене жарықшақтардың пайда болуынан басталады және ол жарықшақтар әр түрлі жылдамдықпен даму арқылы элементтің бүлінуін тудырады.

Машина бөлшектерінің көтеру қабілеті уақытқа тәуелді. Осыған байланысты тұрақты жүктеме әсерінен материалдардың баяу аққыштық қасиеті пайда болады. Бұл құбылыс материалдың аққыштығы деп аталады. Материалдың аққыштық қасиеті бүліну кернеуі мен жұмыс істеу уақытының ұзақтығына тәуелді. Жұмыс істеу уақытының ұзақтығына сәйкес бөлшектің беріктігі біртіндеп төмендейді. Бұл жағдайда жай беріктік сипатының орнына кернеуге тәуелді ұзақ беріктік шамасы қолданылады, ал ол белгілі бір жылулықта, t уақыты өткеннен кейін тоқырауға алып келеді.

Егерде бөлшек жасалған материалға арнайы жегіден қорғау шаралары жіргізілмеген жағдайда, металда жегіде процесі өте тез дамиды. Ондай процесс дымқыл және әр түрлі агрессивті ортада тез дамиды. Жегідеге шалдыққан материалдың болдыру шегінің күрт өзгеруі нәтижесінде оның көтеру қабілеті уақыт өткен сайын төмендей береді.

2.8. Циклдік беріктік

Бөлшектер қайталанып әсер ететін айнымалы жүкеменін ұзақ әсерінен және статикалық жүктелу кезіндегі материалдың төменгі беріктік шегінде әсер ететін кернеуден істен шығады. Бұл жағдай ұзақ айналатын машиналар үшін маңызы зор. Себебі, ондай машиналар циклдік жүктеме жағдайында жұмыс істейді және олардың жалпы жұмыс істеу мезгіліндегі цикл саны бірнеше миллионға жетеді. Статистика көрсеткендей, машиналарды пайдалану барысындағы бүлінуі мен апатты істен шығуының 80 %-ға жуығы болдыру нәтижесінде болады. Сондықтан, машиналардың сенімділігі мен ұзақ тұрақтылығын арттырудың негізгі шараларының бірі – болдыру беріктігін жоғарылату проблемасы болып саналады.

Циклдік жүктемелер ілгерлемелі-қайтармалы жүрісті машиналардың механизмдерінде анық көрінеді (поршенді машиналар, жұдырықты механизмдер). Сонымен қатар, циклдік жүктеме ротор типтес машиналардың айналатын бөліктерінің теңгерілмеген, радиалды және бүйір ауытқымалары болған және т.б. соған ұқсаған көптеген жағдайларда міндетті түрде болады.

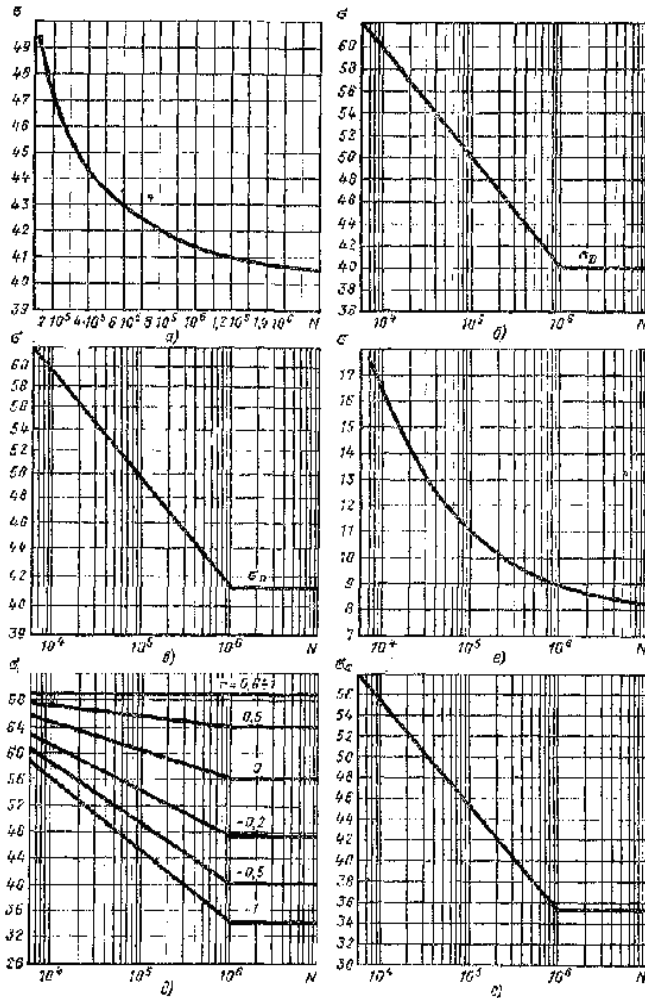
Көп жағдайда жүктемелердің амплитудасы жоғарғы немесе төменгі жиілікті циклмен өзгереді. Материалдың бүлінуге дейін әсер ететін жүктеменің циклдік саны кернеудің ең жоғарғы және циклдік кернеудің екі шеткі мәндеріне тәуелді. Бүліну тудыратын циклдар саны кернеу мөлшерінің төмендеуіне қарай ұлғаяды және кейбір өте төменгі кернеуде шектен тыс үлкен мән көрсетеді. Мұндай кернеуді төзімділік шегі деп атайды және циклдік жүктемеге әсеріндегі бөлшектерді беріктікке есептегенде негіз ретінде қабылданады.

Төзімділік шегінің мөлшерін болдыру қисығын құру арқылы анықтайды. Абсцисса осіне N циклдар саны, ал ординат осіне стандартты үлгілерді сынау арқылы анықталған бүліну тудыратын ең жоғарғы σ цикл кернеуі салынады. N -нің төменгі мәнінде бүліну тудыратын кернеу шамасы статистикалық беріктік көрсеткіші аумағында болады. Циклдар санының өсуіне қарай бұл мөлшер төмендейді және циклдың белгілі бір санына жеткенде тұрақтанады. Диаграмманың болдыру қисығының көлденең бөлігіндегі σ_D ординатасы төзімділік шегі болып саналады.

Болдыру диаграммасын $\sigma-N$ (37 а-сурет), жартылай логарифмді $\sigma - \lg N$ (37 б-сурет) және логарифмді $\lg \sigma - \lg N$ координаттар жүйесінде құрады. Тәжірибеде, негізінде жартылай логарифмді координаттар жүйесі жиі қолданылады.

Көптеген конструкциялық болаттардың төзімділік шегін $10^6 - 10^7$ циклдар санына дейін анықтайды. Бұл сан циклдың базалық саны ретінде қабылданады. Мысалы, түсті металдар қорытпалары үшін, оның ішінде алюминийден жасалған бөлшектерге түсірілетін жүктеменің өзгеру саны өте жоғары ($10^7 - 10^8$ циклге дейін), кейбір жағдайда анықталған циклдар санынан бөлшектің бүліну кернеуі төмен болуы мүмкін (37 з-сурет).

Сонымен қатар, төзімділік шегі жанасу кернеулерінде, жүктеменің жоғарғы жылулықтағы әсерінде және бөлшектің жегідеге шалдығатын ортада жұмыс істеген кезінде анық көрінбеуі мүмкін. Бұл жағдайда циклдар санының өсуіне қарай бүлдіру кернеуі үздіксіз төмендейді. Өлшемдері үлкен бөлшектерде анық көрінетін төзімділік шегі болмайды, ол бөлшектің қимасындағы материалдың механикалық қасиетінің біркелкі еместігімен түсіндіріледі.

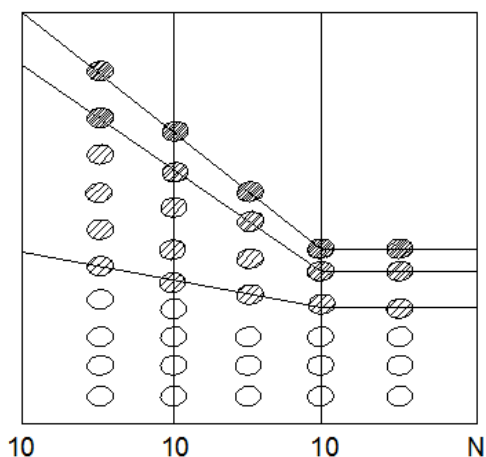


37-сурет. Болдыру диаграммалары

Әдетте, сынауды таңбасы ауыспалы симметриялы циклда (ассиметрия циклінің коэффициенті $r=-1$) жүргізеді. Себебі, бұл жағдайда кернеу амплитудасы үлкен болады, ал болдыру шегі

төмен (37-суреттегі төменгі сызық). Ассиметрия r циклінің шамасының өсуіне қарай төзімділік шегі өседі, ал r -дің мәні бірге жақындағанда (төменгі амплитудалы тербеліс) тұрақтанады (жоғарғы сызық) және статикалық беріктік көрсеткішімен теңеседі.

Ассиметрия циклінің әсерін пайдалану үшін, кешенді түрде жасалған $\sigma_a - N$ координаттар жүйесіндегі болдыру диаграммасын қолданған ыңғайлы, мұндағы σ_a – цикл амплитудасының шегі.

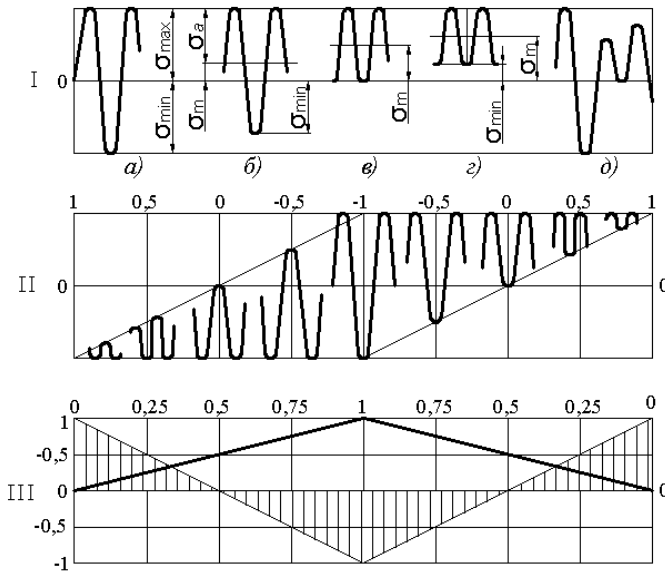


38-сурет. Болдыру жарықшағының пайда болу сұлбасы

Болдыру бүлінуінің даму сұлбасы 38-суретте көрсетілген. Жүктеме әсерінің бірінші сатысында жеке кристалдық көлемде, тәжірибе әдісімен анықталмайтын иілімді ығысу пайда болады (жарық нүктелер). Циклдар саны мен кернеу деңгейінің өсуіне қарай ығысу үлкен көлемді қамтиды және электронды микроскоп көмегімен байқалатын субмикроскопты ығысуға ауысады (сызықшаланған нүктелер). Циклдың белгілі бір саны мен кернеу деңгейінде (1 қисық) микроскоппен көрінетін көптеген жарықшақтар пайда болады. Металлография әдісімен анықталатын жарықшақтардың пайда болуының басын шартты түрде жарықшақтың құрылуының табалдырығы деп атайды.

Микрожарықшақтар ұзақ уақыт аралығында кристалл көлемінің шегінде беріктігін төмендетпей қалып қоюы мүмкін (таралмайтын жарықшақтар).

Әсер ететін кернеу шамасы материалдың төзімділік шегіне жақындаған кезінде жарықшақтар өзінің дамуының өтпелі кезеңдегі фазасына кіреді (2 қисық); микрожарықшақтар қарқынды ұлғая отырып макрожарықшақтарға айналады (жартылай қараланған нүктелер), осылай пайда болған макрожарықшақтар бөлшектің бүлінуін туғызады (3-қисықтағы қараланған нүктелер).



39-сурет. Циклдар сипаты

Циклдік жүктеме тудыратын кернеудің мынандай негізгі түрлері бар:

- таңбасы ауыспалы симметриялы — ең жоғарғы және төменгі кернеулердің таңбасы қарама-қарсы, бірақ мөлшерлері бірдей (39 а-сурет);

- таңбасы ауыспалы ассиметриялы – ең жоғарғы және төменгі кернеулердің таңбасы қарама-қарсы, мөлшері бірдей емес (39 б-сурет);

- лүпілдеуші (пульсирующий) – кернеу нольден ең үлкен мәніне дейін өзгереді (39 в-сурет);

- таңбасы тұрақты – ең жоғарғы және төменгі кернеулердің таңбалары бірдей (39 г-сурет);

- күрделі – жоғарыда аталған циклдар әр түрлі ретпен біріктірілген (39 д-сурет);

Циклдардың негізгі сипаттары:

- цикл периоды – бір циклдің ұзақтығы;

- циклдың жиілігі – белгіленген уақыттағы циклдар саны (циклдың периодына кері мөлшер);

- $\sigma_{\max}$ – циклдегі кернеудің алгебралық мөлшерінің ең жоғарғысы (созылу кернеуі оң таңбалы, ал қысу кернеуі кері таңбалы);

- $\sigma_{\min}$ – циклдегі кернеудің алгебралық мөлшерінің ең төменгі мәні;

- $\sigma_m = 0,5 (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$ – циклдегі орташа кернеу;

- $\sigma_a = 0,5 (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ – циклдегі кернеу амплитудасы ($2\sigma_a$ мөлшерін цикл кернеуінің тербеліс сермесі деп айтады);

- $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ – цикл ассиметриясының коэффициенті (цикл

кернеуі осылардың таңбасымен алынады).

r -дің әр түрлі циклдардағы мәндері 39 II-суретте келтірілген. (жоғарғы шкала).

Симметриялы циклдар үшін $r = -1$, лүпілдеуші циклдарда $r = 0$, таңбасы ауыспалы ассиметриялы циклдар үшін $0 > r > -1$, таңбасы тұрақты циклдар үшін $0 < r < 1$.

Симметриялы циклдардың төзімділік шегі «-1» (мысалы, σ_1 ; τ_1), лүпілдеуші циклдар «0» белгіленеді (мысалы, σ_0 ; τ_0).

Циклдің сипаты ретінде амплитуда коэффициентін қолданған ыңғайлы. Амплитуда коэффициенті кернеу амплитудасының $\sigma_a = 0,5 (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ ең жоғарғы цикл кернеуіне қатынасымен анықталады $\sigma_{\max}$.

$$a = \frac{\sigma_a}{\sigma_{\max}} = 0,5 \left(1 - \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \right) = 0,5(1 - r),$$

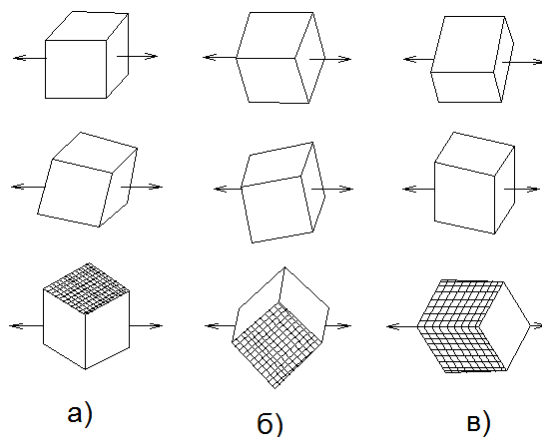
a – мөлшері 1-ден (симметриялы циклдар үшін) 0-ге (статикалық жүктемелер үшін) дейінгі аралықта өзгереді және барлық циклдар үшін белгісі тұрақты (39 III-суреттегі қараланған сызықтар).

Болдыру бүлінуі бөлшек көлеміндегі материалдың бөлінуінің бір текті еместігінен, бірнеше рет тез қайталанып алмасатын серпімді және иілімді деформация әсерінің нәтижесінде болады. Алғашқы бүліну шағын жүктеме әсерінің қолайсыз бағытталған және алдын-ала қалдықты кернеуге шалдыққан, оған қосымша жергілікті ақаулармен әлсізденген шағын микро көлемде пайда болады. Олар біртіндеп жиналып және бір-біріне қосыла келе жергілікті бүліну тудырады, ал ол бөлшектің жалпы бүлінуінің бастамасы болып саналады.

Болдыру арқылы бүліну процесі кезінде деформацияға шалдыққан микро көлемнен бөлініп шыққан жылу ошағы үлкен роль атқарады. Жылулықтың жоғарылауы нәтижесінде микро көлемдегі материалдың беріктігі төмендейді, ал ол жаңа иілімді ығысудың пайда болуын жеңілдетеді, ығысулар өзінің кезегінде жылулықтың жоғарылауына септігін тигізеді. Шынықтырылған болаттарда микрожылулық жергілікті босандату тұғызады және кернеу әсеріндегі микро көлемде трооститті немесе сорбитті құрылым құрады, олардың беріктігі мартенситті құрылым беріктігіне қарағанда төмен.

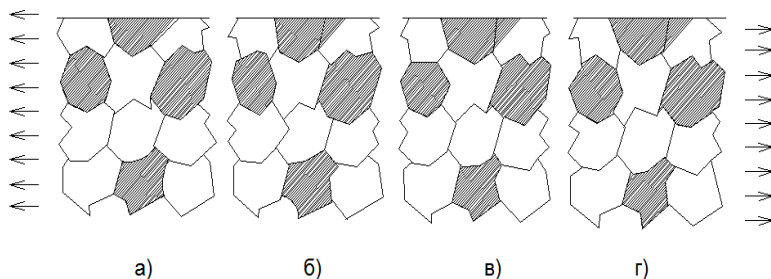
Микро көлемдердегі жылудың бөліну шамасы кернеу амплитудасының ұлғаюына қарай өседі және бұл жағдайда циклдік ассиметрия коэффициентінің шамасы төмендейді. Екінші жағынан жеке микро көлемдегі жылулықтың өсуі материалдың қасиеті мен құрылымдық құрамына тәуелді.

Микро көлемдегі жылулықтың өсуі материалдың жылу өткізгіштігі мен жылу сыйымдылығының төмендеуіне қарай жоғарылайды. Болдыру жарықшағының пайда болу процесі бірнеше сатыдан тұрады (40-сурет).



40-сурет. Кристаллиттердің әсер ететін күшке қарай бағдарлануы:
I, II – ыңғайлы бағдарланған; III – ыңғайсыз бағдарланған

Жүктелудің бірінші сатысында кристалдар көлемінің шекараларында жарықшақтар пайда бола бастайды, себебі жазықтағы кристалдар тобына ең үлкен жанама кернеудің параллель бағытталған әсерінен, яғни созу кернеуіне шамамен 45° бұрышпен бағытталған пластикалық ығысу тудырады. Кристаллиттердің бағдарлануына қарай ығысу бір, екі (III а, б-суреттері) немесе үш жазықтық бағытында (III в-сурет) болуы мүмкін.



41-сурет. Болдыру жарықшақтарының пайда болуы

Жүктелудің белгілі бір шамасында металл қалыңдығында иілімді деформацияға шалдыққан кристалл дәндерінің мозаикасын құрайды. Ал металл қалыңдығындағы кернеуге шалдықпаған бөліктеріндегі дәндер жанама кернеу жазықтығына ыңғайлы бағытталып орналасқан дәндерден тұрады (41 а-сурет). Металдың жалпы серпімді-пластикалық деформациясы, шамадан тыс кернеу әсерінен дәндердің созылуы мен дән аралық ығысуы және дәндердің бір бірінен бұрылып орналасуы нәтижесінде болады. Дән шегіндегі алғашқы жарықшақтың пайда болуы, дән шекарасына қарай бағытталған бос орындардың көбеюі мен қозғалыстың нәтижесінде болады. Диффузия жылдамдығы кернеу мен жылулыққа пропорционалды болғандықтан, материал бойындағы микрожылулық біртіндеп үдейді. Пайда болған бос орындардың шоғырлануы құрылымды қопсытқандықтан микрокеуектік пен алғашқы жарықшақтар пайда бола бастайды.

Егерде кернеу әсері тоқтамаған жағдайда бүліну процесі одан әрі дами береді. Дәннің бүлінуі біртіндеп дамып дәннің бетіне шығады (41 б-сурет). Осыдан кейін көршілес дәндердегі кристалдық бағытталуы нәтижесінде пайда болған кедергі олардың қозғалысын тоқтатады. Кристалдық беттер бағытының өзгеруі пластикалық ығысуға кедергі жасайды. Ондай кедергіден өту үшін кристалл ішіндегі ығысуды тудыратын кернеуден жоғарғы кернеу қажет. Процестің белгілі бір сатысына жеткенде, дән аралық қабатты бұзып шыққан жарықшақ көршілес дәндерге қарай ығыса бастайды.

Дәннің сыртына шыққан жарықшақ ұлғая келе макро-жарықшаққа айналып бағытын өзгертеді, ол енді жоғарғы созылу кернеуі әсеріне перпендикуляр бағыттағы материалдың осал жерлерімен қозғала бастайды (41 в-сурет). Макрожарықшақтар дән аралық кедергіні жеңуге қажетті кернеуден әлдеқайда кем кернелер әсерімен де дамуы мүмкін. Жарықшақтың дамуына қажетті кернеу шамасы оның ұлғаюына қарай төмендейді.

Бір уақытта өте көп жарықшақтардың ұлғаюы мүмкін (41 г-сурет). Кейбір жарықшақтар кедергілерге ұрылып дамуын тоқтауы, ал одан басқалары ұлғаюын тоқтатпай дами беруі мүмкін. Дамудың белгілі бір сатысына жеткенде жарықшақтар-

дың ұлғаюы тоқтайды және көршілес жарықшақтар тобы бір-бірімен қосылып біртіндеп жайыла бастайды. Олар басқа жарықшақтарға қарағанда ерте бастан дамуы мүмкін. Көршілес жарықшақтар қосылып терең дамыған жарықшақ жүйесін құруы мүмкін. Жаңа иілімді ығысу нәтижесінде қосымша жарықшақтар пайда болмайды, ал ертеректе пайда болған жарықшақтар тоқтайды немесе дамуы бәсеңдейді, себебі барлық деформацияны басты жарықшақ қабылдайды. Басты жарықшақтың дамуы бөлшектің бүлінуін тудырады.

2.9. Машина бөлшектерінің статикалық және циклдік беріктіктері

Машина элементтеріне ең шекті жүктемелер мен соған сәйкес кернеулер әсер еткен жағдайда бөлшектерде қалдықты деформация пайда болып, олардың бүлінуін тудыруы мүмкін. Бөлшектердің материалдары тұтқырлы және морт сынғыш жағдайда болады. Тұтқырлы материалдан жасалған бөлшектердің бүлінуіне елеулі әсерін иілемді деформация тигізеді. Иілемді материалдардан жасалған бөлшектердің көтеру қабілетін анықтау үшін, аздаған дәрежедегі иілемді деформация туғызу арқылы олардағы өзгерістерді қадағалайды. Бұл жағдайда материалдың аққыштық шегін анықтаудың елеулі мәні бар, ол материалдың серпімді-иілемді аумағын есептеу кезінде деформация қисығындағы пропорционалдық шегіне тең етіп алынады. Деформациялау диаграммасының нақтылы және шартты түрлері болады. Шартты диаграммада ординат осіне

$\sigma = \frac{S}{F_\sigma}$ кернеуі, ал абсцисса осіне $l = \frac{\Delta l}{l_0}$ деформация шамасы

салынады. Мұнда S – созылатын үлгіге әсер ететін күш; F_σ мен l_0 – үлгі қимасының алғашқы ауданы мен ұзындығы; Δl – үлгінің абсолютті деформациясы. Бұл диаграммадағы аққыштық шек үлгінің 0,2 %-ға тең қалдықты деформацияға сәйкес келеді. Шартты аққыштық шектің мәндері анықтамаларда келтірілген. Мұнда мынандай жағдайды ескерген жөн: бөлшектің кейбір

қималарындағы илемді деформациядан кейін оның көтеру қабілетінің өскені байқалады. Оны бөлшек материалына әсер еткен пластикалық деформация нәтижесінде оның қимасындағы кернеудің қайта бөлінуінен (мысалы, остің немесе сырықтың иілуі) нығыздалуымен түсіндіруге болады.

Морт сынғыш материалдан жасалған бөлшектерде, бүліну алдында илемді деформация болмайды. Бөлшектің бүлінуі бұрынғы және жаңа пайда болған жарықшақтардың тез ұлғаюы нәтижесінде болуы мүмкін. Ал жарықшақтардың тез дамуына аздаған мөлшердегі иілімді деформация себебін тигізеді. Морт сынғыш бүлінуі, төменгі жылулықта жұмыс істейтін беріктігі жоғары болаттарда, шойындарда, жұмсақ көміртекті болаттарда, сонымен қатар өлшемдері үлкен және қалыңдығы жоғары конструкцияларда, пісіріліп немесе құйылып жасалған бұйымдарда жиі кездеседі.

Морт сынғыш материалдардағы жарықшақтардың пайда болуының негізгі себептері, олардың илемділік қасиетінің төмен болуымен байланысты. Сызықты механиканың түсіндіруіне қарағанда, пайда болған жарықшақтарға перпендикуляр әсер ететін күш, олардың ұштарында аққыштық шектен төмен номиналды кернеу туғызу арқылы жарықшақтарды ұлғайтып бүліну жағдайына жеткізуі мүмкін.

Ауыспалы кернеу әсері жағдайындағы механизмдер мен металлконструкциялар бөлшектерінде ақаулар біртіндеп жиналады. Ондай процесті болдыру деп, ал бөлшектердің болдыруға қарсы тұру қабілеті циклдік беріктік немесе төзімділік деп аталады. Циклдік бүлінудің жиналуының алғашқы сатысында металдың жеке кристалдар торында илемді деформация процесі жүреді. Мұндай илемді деформация кернеулердің қайта бөлінуін тудырады және біраз кристалл беттерінде ығысу сызықтары пайда болады. Илемді деформация кристалдардың жеке бөліктерінің нығыздалуын туғызады, ал оның ішкі ақау пайда болған аумағында құрылымының қопсуы жүреді. Ауыспалы кернеу әсері белгілі бір деңгейден асқан кезінде, ығысу сызықтарында микрожарықшақтар пайда бола бастайды. Микрожарықшақтар ұлғая келіп макрожарықшақтарға

айналады. Макрожарықшақтар бөлшек қимасының беріктігін төмендетеді және жарықшақ өлшемі өзінің шегіне жеткен кезде бөлшек морт сынып істен шығады. Осыған байланысты болдыру бүлінуін екі сатыға бөлуге болады. Бірінші сатысы макрожарықшақтың пайда болуына дейінгі кезең, ал екінші – жарықшақтың пайда болуынан бүлінуге дейінгі кезең. Көптеген әдебиеттерде келтірілген ақпараттарға қарағанда, бөлшектегі жарықшақтың пайда болу белгісімен анықталатын төзімділік шегі мен толық бүліну белгісі, шоғырлану коэффициентінің $\alpha_0 < 2...3$ болған жағдайына дәл келеді.

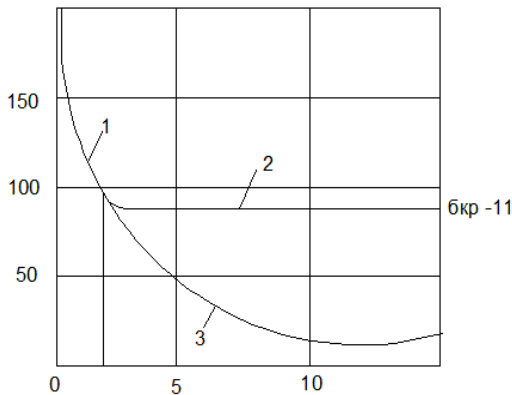
Жоғарғы мәнді шоғырлану коэффициентіне сәйкес келетін циклдар санында пайда болатын макрожарықшақтың дамуы, оның пайда болуынан бөлшек қимасының бүлінуіне дейінгі аралық, бөлшектің жалпы қорының 70–80 %-ын құрайды. Болдырудан болатын жарықшақтың дамуы жарықшақтың ұшындағы аумақтағы циклдік деформация нәтижесінде болады. Жалпы жағдайда макрожарықшақтардың пайда болуынан бастап бөлшектің толық бүлінуіне дейінгі аралықты үш сатыға бөлуге болады. Бірінші сатысы жарықшақ дамиды сырғанау тілігінің бойымен төменгі жылдамдықпен таралуымен сипатталады. Екінші сатысында жарықшақ тұрақты жылдамдықпен тарайды. Үшінші сатысында жарықшақтың таралу жылдамдығының өсуіне байланысты өлшемі ұлғайып, бөлшек тез арада істен шығады.

Тәжірибе мен теориялық зерттеулер және пайдалану кезіндегі байқауларға қарағанда, болдыру нәтижесінде болған жарықшақтың барлығы бөлшектің бүлінуіне әкеліп соқпайды. Кейбір жағдайда таралмайтын немесе ұлғаю жылдамдығы өте төмен жарықшақтар кездеседі. Осыған сәйкес, жарықшақтың тарау жылдамдығын төмендетуге бағытталған шаралар қолдану арқылы машина бөлшектерінің төзімділігін арттыру мүмкіндігі болады.

Жарықшақтың ұшында өте жоғарғы кернеу шоғырланады. Тәжірибелердің көрсетуіне қарағанда, көп жағдайда кернеудің шоғырлану шамасының өсуіне қарай, болдыру кедергісі өседі, ал ол дамымайтын жарықшақтың қалыптасуына себепші болады. 42-суретте болат үлгінің төзімділік σ_{1k} шегінің, осы

үлгілерге жасалған кертүүлердегі кернеудің α_σ теориялық шоғырлану коэффициентіне тәуелділігінің жалпы сұлбасы көрсетілген.

Алғашындағы α_σ шамасының ұлғаюы болдыру бүліну шегінің күрт төмендеуіне әкеліп соғады (1 қисық). Болдыру бүліну шегі ($\sigma_{-1}^{ед}$) ауыспалы күйдің деңгейіне жеткен кезде α_σ шамасының ұлғаюына қарамастан төмендеуін тоқтатады (2 қисық).



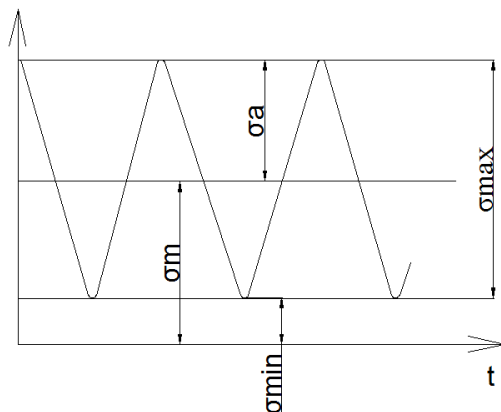
42-сурет. Төменгі көміртекті болаттан жасалған үлгілерді симметриялы жүктелу циклі бойынша иілуге сынағандағы $\sigma_{-1к}$ болдыру шегінің теориялық шоғырлану коэффициентіне тәуелділігі: 1,2 – бүлінудің төзімділік шегі; 3 – жарықшақ пайда болғанға дейінгі төзімділік шегі

Жарықшақ пайда болғанға дейінгі төзімділік шегі (3 қисық) α_σ ұлғаюына қарай төмендейді. 42-суретте көрсетілгендей ауыспалы теориялық шоғырлану коэффициентінен $\left(\alpha \frac{k\rho}{\sigma}\right)$ кейін төзімділік шегі бөліне бастайды. Үлгінің керткен

жерінде $\alpha_\sigma > \sigma_{-1к}^{кр}$ дамымайтын болдыру жарықшағы пайда болады. Жарықшақтың дамуының тоқтауы оның ұшындағы материалдың кернеулік жағдайының өзгеруіне және жоғарғы

шоғырланған кернеу аумағындағы материалдың тығыздалуына және басқа себептерге байланысты. Бұл мәселенің теориялық зерттелуі толық аяқталды деп айтуға болмайды, бірақ кейбір жағдайда шоғырлану коэффициентінің ауыспалы кезеңіндегі теориялық және төзімділік шегінің бүлінуі мен жарықшақ тудыратын мәндерді есептеуге болады. Жарықшақтың шекті ұзындығын әсер ететін кернеудің деңгейі белгілі болған жағдайда есептеу арқылы анықтауға болады.

Циклдік беріктіктің негізгі сипаттамасына болдыру қисығын жатқызуға болады және жүктелу цикліндегі ең жоғарғы $\sigma_{\max}$ (43-сурет) кернеуін бөлшектерде жарықшақ пайда болғанға немесе бүлінгенге дейінгі циклдер санымен байланыстырады.



43-сурет. Бөлшек қимасындағы кернеу өзгеруінің асимметриялық процесі

Тәжірибеге сүйене отырып, құрылған болдыру қисығында нәтижелердің шашырауы байқалады, оны бөлшек жасалған металл структурасындағы және өңдеген кездегі кездейсоқ алшақтықтармен және басқа жағдайлармен түсіндіруге болады. Көптеген сынаулар жүргізе отырып, бөлшектің ең жоғарғы σ' кернеуінің белгілі бір деңгейіндегі бүлінуді немесе жарықшақтың пайда болуына дейінгі N циклдар санының бөліну

$f_1(N)$ заңдылығын анықтауға болады. Сонымен қатар, төзімділік шегінің $f(\sigma_{rkd})$ бөліну заңдылығын анықтау мүмкіндігі де бар (44 а-сурет).

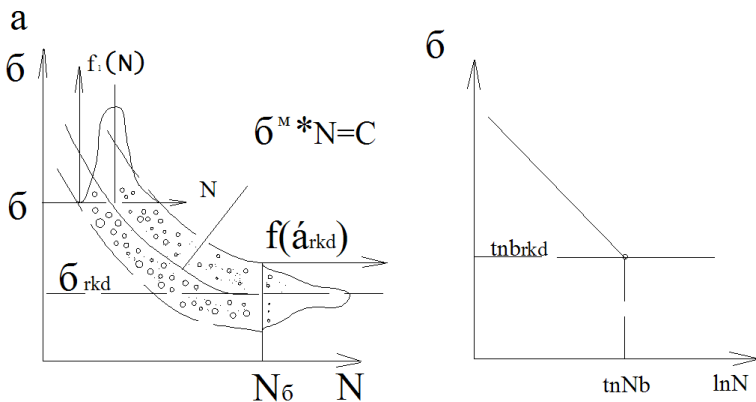
Сынаудан өткен бөлшектер мен үлгілердің әр түрлі бүлінбейтін P_n ықтималдықтарын тәжірибемен анықталған нүктелерді қосу арқылы болдыру қисығы анықталады.

Болдыру қисығының теңдігі:

$$\sigma^m N = C,$$

мұнда m – болдыру қисығының көрсеткіш дәрежесі;

C – тұрақты (константа).



44-сурет. Болдыру қисықтары

$a - \sigma - N$ координат жүйесінде; $b - \log$ арифмді координат жүйесінде

Жарықшақтың пайда болу белгісі бойынша құрылған m болдыру қисығының дәреже көрсеткіші бүліну белгісімен анықталған дәреже көрсеткішінен жоғары.

Болдыру қисығының теңдеуі кернеудің өзгеру циклінің белгілі бір сипаттамасына сәйкес келеді. Олардың құрамына максимальды $\sigma_{\max}$ мен минимальды $\sigma_{\min}$ кернеулерінен басқа 2-кестедегі

тәуелділіктермен анықталатын амплитуда σ_a , орташа кернеу σ_m (44-сурет) мен циклдің асимметрия коэффициенті r кіреді.

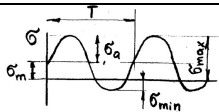
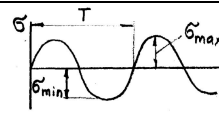
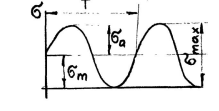
Болдыру қисығын логарифмді координат жүйесіне түсіруге болады (44 б-сурет).

Металлургия саласының машина жасау өндірісінде қолданылатын көптеген болаттар үшін, $\sigma_{\text{гkd}}$ мен N_σ координаттарындағы сыну нүктесі абцисса осіне параллель болдыру қисығының өтпелі бөлігіне сәйкес келеді. Мұндағы $\sigma_{\text{гkd}}$ – төзімділік шегі N – циклдің базалық саны.

Төзімділік шегі циклдің максимальды кернеу мәніне тең және оның шексіз циклдер санындағы әсері бөлшектің бүлінуін тудырмайды.

2-кесте

Жүктеме циклінің сипаты

Цикл	Жүктелудің периодтық заңдылығы	Циклдің сипаты		
		амплитуда	орташа кернеу	асимметрия коэффициенті
1	2	3	4	5
Асимметриялы		$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$	$R_\sigma = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}}$
Симметриялы		$\sigma_a = \sigma_{\text{max}}$	$\sigma_m = 0$	$R_\sigma = -1$
Нольден басталған		$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}}}{2}$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}}}{2}$	$R_\sigma = 0$

Шектелген төзімділік шегінің шамасы максимальды цикл кернеуіне сәйкес ($\sigma_s = \sigma_{\text{max}}$), оның осындай жағдайында

төзімділік қисығының сол жақ тармағында бөлшектің бүлінуі болады (44 б-сурет).

Металлургия машиналарының металлконструкцияларында кейбір жағдайда жүктеменің аз циклдік санында ($N < 10^5$) жарықшақ пайда болады. Мұндай жағдай жіктің толық пісірілмеуі, жіктің кертілуі, жұмыс жасау барысында жіберілген ақаулар және жүйелі түрде әсер ететін үлкен күш әсерлерімен байланысты. Бөлшекті жасау сапасын көтеру, оны бірқалыпты жағдайда пайдалану мен әсер ететін цикл санын төмендету арқылы болдыру жарықшағының пайда болуын шектеуге болады. 2-кестеде жүктеме циклінің сипаты келтірілді.

2.9.1. Статикалық және циклдік беріктік шарты бойынша элементтердің көтеру қабілетінің бөлінуі

Элементтердің көтеру қабілетін анықтау үшін, олар жасалған материалдың механикалық сипаттамаларына сүйену қажет, себебі көп жағдайда бөлшектің көтеру қабілеті мына тәуелділікпен анықталады:

$$S_{\sigma} = \sigma_{\text{пр}} \cdot F,$$

мұнда $\sigma_{\text{пр}}$ – шекті кернеу (аққыштық шегі, уақытша кедергі, болдыру шегі т.б.);

F – есептелетін қиманың геометриялық факторы (кедергі кезеңі, бөлшек қимасының ауданы).

Тәжірибе жүргізу арқылы зерттеген кезде әр түрлі үлгілер мен бөлшектердің аққыштық шегі, беріктігі, болдыруы мен басқа сипаттамаларының едәуір шашырайтыны анықталады. Бұл шашыраудың негізгі себептері: бір балқытумен алынған металл құрылымының бірдей еместігі, яғни кристалл торындағы ақаулар; олардың құрамындағы кездейсоқ қоспалар, кеуектер және т.б. материалдың механикалық сипатының әрбір балқытуда әр түрлі болып шашырауы; механикалық және термиялық өңдеу мен пісіру режимдерінің кездейсоқ өзгеруі; өлшемдерінің шашырауы (галтельдер радиусы, отырғызатын

аумақтағы диаметрі, пісірілген жіктер катетінің өзгеруі, т.б.); жобаланған пішіннен кездейсоқ ауытқуы (өзектердің тік болмауы, жапырақты металл беттерінің майысуы, т.б.) болып саналады.

Элементтердің көтеру қабілеті уақытқа байланысты жегідеге шалдығып, пайда болған микрожарықшақтардың біртіндеп дамуы арқылы және басқа толып жатқан құбылыстар әсерінен өзгеруі мүмкін.

Төзімділік шегінің бөліну заңдылығын көптеген үлгілерді сынау арқылы анықтау мүмкіндігі бар. Мысалға 100 үлгіні сынау арқылы эмпириялық бөлінудің бар болғаны 4–5 нүктесін анықтауға болады. Тәжірибемен алынған нүктелер санының салыстырмалы аздығы статистикалық Вейбулл, қарапайым және логарифмді қарапайым бөліну заңдылықтарын қолдана отырып жүргізілген аппроксимациясының қанағаттанарлық екендігімен түсіндіріледі. Осы заңдардың ішіндегі есептеу жүргізуге ыңғайлысы қарапайым бөліну заңдылығы. Қарапайым бөліну заңдылығының екі ғана өзгеретін параметрлері бар. Олардың біріншісі математикалық күту $\langle \sigma_{-1\kappa\varnothing} \rangle$, ал екіншісі орташа квадратты ауытқу $S_{-1\kappa\varnothing}$ мен кейбір жағдайда оның орнына қолданылатын өзгеру коэффициенті.

$$\nu_{-1\kappa\varnothing} = S_{-1\kappa\varnothing} / \langle \sigma_{-1\kappa\varnothing} \rangle.$$

Математикалық күту мен өзгеру $\nu_{-1\kappa\varnothing}$ коэффициентінің мәні белгілі болған жағдайда, орташа квадратты ауытқуды оңай анықтауға болады:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1\kappa\varnothing} &= \langle \sigma_{-1} \rangle / \kappa_{\sigma\varnothing}; \\ \kappa_{\sigma\varnothing} &= (\kappa_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} + 1 / \beta - 1) / \beta_{\gamma}; \\ \langle \tau_{-1\kappa\varnothing} \rangle &= \langle \tau_{-1} \rangle / \kappa_{\tau\varnothing}; \\ \kappa_{\tau\varnothing} &= (\kappa_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + 1 / \beta - 1) / \beta_{\gamma}; \end{aligned} \quad (17)$$

мұнда $\langle \sigma_{-1} \rangle$ – тегіс үлгіні айналдыру арқылы игендегі

барлық балқыту жиынтығының төзімділік шегінің орташа мәні;

$\langle \tau_{-I} \rangle$ – бұралу кезіндегі сол мәндер;

k_{σ} , k_{τ} – бөлшектердегі тиімді шоғырлануы коэффициенттері;

ε – бөлшектің көлденең қимасының абсолютті өлшемдерінің әсер коэффициенті;

β – бөлшек бетін өңдеу сапасының әсер коэффициенті;

β_y – бөлшек бетін беріктендірудегі әсер коэффициенті.

3-кестеде кейбір көп тараған болаттардың шыдамдылық шегінің орташа мәндері келтірілген.

3-кесте

Болаттардың шыдамдылық шегінің
статистикалық берілгендері

Болат маркасы	Дайындаманың қалыңдығы, мм	Иілу $\langle \sigma_{-I} \rangle$, МПа	Бұралу $\langle \tau_{-I} \rangle$, МПа
1	2	3	4
Ст3сп	Кез келген	190	110
Ст5	16	220	130
Ст45	80 дейін	380	230
	80 – 120	350	210
	120 жоғары	250	150
Ст40Х	120 дейін	410	240
	120 – 200	360	210
	200 жоғары	320	200
Ст40ХН	200 дейін	420	250
	200 жоғары	360	210
Ст34ХНЗМ	100 жоғары	400	240

Зерттеулердің көрсетуіне қарағанда, мықтылық, аққыштық шектері, салыстырмалы ұзаруы мен тарылуы, ұру тұтқырлығы секілді бөлшектің механикалық сипаттамалары қарапайым заңдылықпен бөлінеді.

Кейбір болаттардың сипаттамалары 4-кестеде көрсетілген.

Аққыштық шегінің уақытша кедергісінің
статистикалық сипаттамасы

Болат маркасы	Дайындаманың диаметрі, мм	$\langle \sigma_{\tau} \rangle$, МПА	V_{τ}	$\langle \sigma_B \rangle$, МПА	V_B
1	2	3	4	5	6
Ст3сп	4-26	290	0,09	550	0,09
	10-40	280		510	
	40-60	270		480	
Ст5сп	Кез келген (190HB)	330	0,07	600	0,07
	80 (270 HB)	760	0,07	1050	0,07
	120 (240 HB)	640		930	
	Кез келген (200HB)	530		850	
Ст40Х	120 (270 HB)	850	0,05	1020	0,05
	120-200 (240 HB)	740		910	
	Кез келген (200HB)	570		830	
Ст40ХН	200 (240 HB)	740	0,06	930	0,06

Мұнда V_{τ} , V_B – аққыштық және беріктік шегінің өзгеру коэффициенттері.

2.10. Беріктікке есептеудің детерминикалық әдістері

Бөлшектерді жобалаған кезде мынадай негізгі есептеулер жүргізу қажет: көлемдік немесе беттік беріктікке, жанасу немесе өзіндік қатандылыққа, тозуға төзімділікке, дірілге орнықтылыққа, жылуға төзімділікке есептеулер жүргізіледі.

Барлық есептеулер мына ретпен орындалуы қажет: а) есептеудің алғашқы берілгендерін анықтау; б) есептеудің сұлбасын құру; в) жұмысқа қабілеттіліктің негізгі белгілерін анықтау; г) есептеулерді орындау; д) қорытынды жасау.

Бөлшектерді жобалаған кезде барлық детерминделген көлемді (көлемдік беріктікке), сонымен қатар оның бет қабатының (қабаттық беріктікке) статикалық беріктігі мен болдыру кедергісін анықтауға арналған есептеулер жүргізіледі.

2.10.1. Статикалық жүктелу кезіндегі беріктік есептеулері

Беріктік белгісі орындалу үшін мынандай шарттар орындалуы керек:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \dots \leq [\sigma]; \\ \tau_{\max} &= \dots \leq [\tau]\end{aligned}\quad (16)$$

немесе

$$n = \dots \geq [n], \quad (17)$$

мұнда $\sigma_{\max}$ мен $\tau_{\max}$ – ең жоғарғы нормальды және жанама кернеулер;

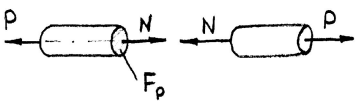
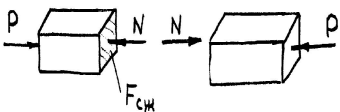
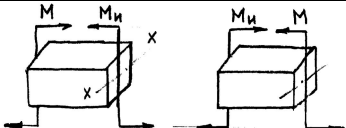
$[\sigma]$ мен $[\tau]$ – шақтамалы кернеулер;

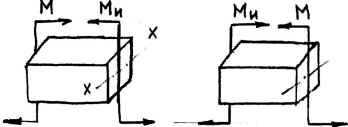
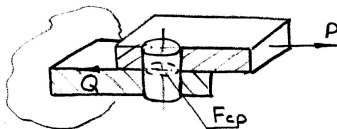
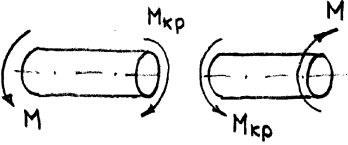
$[n]$ – беріктік қорының шақтамалы коэффициенті;

n – жалпы n_{Σ} , n_{τ} жанама, n_{σ} нормальды кернеулермен есептегендегі есептелген беріктіктің қор коэффициенті.

5-кесте

Қарапайым статикалық жүктелу түрлерінің формулалары мен беріктік шарты

Жүктеме түрлері	Жүктеме сұлбасы	Беріктік шарты
1	2	3
Созылу		$\sigma_p = \frac{N}{F_p} \leq [\sigma]_p$
Қысу		$\sigma_{сж} = \frac{N}{F_{сж}} \leq [\sigma]_{сж}$
Иіліс		$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{X,Y}} \leq [\sigma]_{и}$

1	2	3
Иіліс		$\sigma_{\dot{\epsilon}} = \frac{\dot{I}_{\dot{\epsilon}}}{W_{x,y}} \leq [\sigma]_{\dot{\epsilon}}$
Қиық		$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{F_{\text{ср}}} \leq [\tau]_{\text{ср}}$
1	2	3
Бұралу		$\tau_{\dot{\epsilon}\theta} = \frac{\dot{I}_{\dot{\epsilon}\theta}}{W_v} \leq [\tau]_{\dot{\epsilon}\theta}$
Жаншу		$\sigma_{\dot{n}i} = \frac{D}{F_{\dot{n}i}} \leq [\sigma]_{\dot{n}i}$

Беріктік қорының есептелген коэффициенті деп бөлшектер үшін шекті кернеудің ең жоғарғы есептелген кернеуге қатынасын айтады. Ал бөлшектің шақтамалы қор коэффициенті деп ең шекті кернеудің шақтамалы кернеуге қатынасын айтады. Кедергінің қарапайым түріндегі ең жоғарғы есептелген кернеулері жобаланатын бөлшектің кернеулі-деформацияланған жағдайына тәуелділігін, бізге [1] белгілі формулалармен анықтауға болады. Ол формулалардың негізгілері 5-кестеде көрсетілген.

Күрделі кедергі жағдайында (нормальды және жанама кернеулердің бірге әсеріндегі) есептеуді, беріктік гипотезасына сәйкес эквивалентті кернеу арқылы жүргізу керек. Илемді материалдар үшін көп тараған гипотезаларына жататындар: ең жоғарғы жанама кернеу мен потенциалды энергияның түрін өзгерту гипотезалары немесе орташа жанама кернеу гипотезасы.

Ең жоғарғы жанама кернеу гипотезасына сәйкес беріктік белгісі мынадай түрде

$$\sigma_{\text{эк}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]. \quad (18)$$

Потенциалды энергияның түр өзгерту гипотезасы бойынша

$$\sigma_{\text{уе}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \leq [\sigma], \quad (19)$$

мұнда σ_1 , σ_2 мен σ_3 – ең жоғарғы, орта және ең төменгі басты кернеулер.

Жазықтықтағы кернеулік жағдай үшін $\sigma_{\text{эк}}$ есептеу формулалары:

ең жоғарғы жанама кернеулер гипотезасы бойынша

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 4\tau^2}, \quad (20)$$

потенциалды энергияның түр өзгерту гипотезасы бойынша

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 3\tau^2}, \quad (21)$$

мұнда

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\rho(c)} \pm \sigma_n = \pm \frac{F_z}{S} \pm \frac{M_x}{W_x} \pm \frac{M_y}{W_y},$$

мұнда M_x пен M_y – есептеу қимасындағы иілу кезеңдері;

W_x пен W_y – осы қимадағы кедергі кезеңдері.

Атап айтқанда, $F_z=0$ болған жағдайда дөңгелек қималы кесінділердің беріктік шарты (20) мен (21) формулаларды ескере отырып былай жазуға болады:

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}}{W_u} \leq [\sigma], \quad (22)$$

және

$$\sigma_{ye} = \frac{\sqrt{\dot{I}_{\dot{\theta}}^2 + \dot{I}_{\dot{\phi}}^2 + 0,75\dot{I}_z^2}}{W_{\phi}} \leq [\sigma], \quad (23)$$

мұнда $M_z = M_k$

Илемді материалдар үшін шақтамалы кернеу мынаған тең:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{TP}}{[n]_T}, \quad (24)$$

мұнда σ_{TP} – созылу кезіндегі аққыштық шегі; әдетте $[n]_T = 1,2 \pm 2,5$.

Мор гипотезасына сәйкес мортсынғыш материалдар үшін

$$\sigma_{ЭК} = \sigma_1 - k\sigma_3, \quad (25)$$

мұнда $k = \frac{\sigma_{ep}}{\sigma_{ec}}$ (σ_{ep} мен σ_{ec} – созылу мен сығу кезіндегі

беріктік шектері), ал шойыннан жасалған бөлшектер үшін оның орташа мәні $k=0,3$, қаттылығы $\leq$ HRC 60 болаттары үшін $k=0,5$.

Жазықтықтағы кернеулі жағдайы үшін

$$\sigma_{ЭК} = \frac{\sigma_{\Sigma}}{2}(1-k) + \frac{1}{2}(1+k)\sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (26)$$

мұнда

$$\sigma_{\Sigma} = \pm \frac{F_z}{S} \pm \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{W_u}; \quad \tau = \frac{M_z}{W_p},$$

мұнда W_u және W_p қимасы дөңгелек бөлшектің осьтік және полярлық кедергі кезеңдері.

Созылу әсеріндегі талшықты материалдың шақтамалы кернеуі

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{ep}}{[n]_e}. \quad (27)$$

Қысылған талшықтар үшін

$$[\sigma]_{сж} = \frac{\sigma_{6с}}{[n]_6}. \quad (28)$$

Ең жоғарғы жанасу кернеуінің гипотезасына сәйкес жанасу беріктігін есептеу барысында былай анықталады

$$\sigma_{эк} = 0,6 p_0 \leq [\sigma]_H, \quad (29)$$

мұнда p_0 – деформацияға ұшыраған көлем шегіндегі ең жоғарғы қысым.

$[\sigma]_H$ – шақтамалы жанасу кернеуі.

Осьтері параллель екі цилиндр жанасқан жағдайда (алғашқы сызықты жанасу)

$$p_0 = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{\sum \kappa}{\eta}} g, \quad (30)$$

мұнда $\sum k$ – денелердің алғашқы жанасқан жеріндегі басты қисайған беттердің қосындысы

$$\sum k = \frac{1}{\rho_{np}},$$

мұнда ρ_{np} – келтірілген қисықтың радиусы;

$q = \frac{F}{l}$ – сызықтық қарқындылық;

(F – қысу күші; l – жанасу сызығының ұзындығы).

$$\eta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2};$$

мұнда $\mu_1, \mu_2; E_1, E_2$ – Пуассон коэффициенті мен материалдың серпімділік модулі. Дөңгеленген алаңша арқылы жанасқанда (алғашқы нүктелі жанасуы)

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum \kappa}{\eta} \right)} F. \quad (31)$$

2.11. Айнымалы кернеу кезіндегі беріктік қор коэффициенттері бойынша есептеу

Жинақталатын бірлік сызбасын орындағаннан кейінгі құрамындағы бөлшектердің негізгі параметрлерін тексеруге арналған есептеулер жүргізіледі. Бөлшектердің болдыру кедергісінің қоры, оның абсолютті өлшемдері, конструктивті пішіні, беттерінің өңделу күйі мен басқа да факторларды ескере отырып бағалау қажет.

Беріктіктің есептелген қор коэффициентін кернеудің уақытқа байланысты өзгеру сипатына және кернеулік күйдің түріне сәйкес анықтау қажет.

Бөлшектің жүйелі жүктелу кезіне сәйкес мынандай есептеу түрлерін жүргізу мүмкіндіктері бар.

1. Егерде кернеулік жағдай сызықты, ал кернеу симметриялы циклмен өзгерген жағдайда, қалыпты кернеу үшін беріктіктің қор коэффициенті мынаған тең:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_a}, \quad (32)$$

жанама кернеулер үшін.

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1\partial}}{\tau_a}, \quad (33)$$

мұнда $\sigma_{-1\partial}$ мен $\tau_{-1\partial}$ – натурлы бөлшектің төзімділік шегі;

σ_a мен τ_a – деформацияланған күйдің түріне сәйкес анықталатын кернеу амплитудалары.

Бөлшектің төзімділік шегі:

$$\sigma_{-1\partial} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma\partial}}; \quad (34)$$

мұнда σ_{-1} – симметриялы цикл кезіндегі бөлшектің төзімділік шегі;

$K_{\sigma\partial}$ – бөлшектің төзімділік шегінің төмендеуін сипаттайтын коэффициент;

$$K_{\sigma\sigma} = \left(\frac{\kappa_{\sigma}}{\kappa_{\sigma\sigma}} + \frac{1}{\kappa_F} - 1 \right) \frac{1}{\kappa_v}, \quad (35)$$

мұнда κ_{σ} – кернеудің шоғырлануының тиімділік коэффициенті;

$\kappa_{d\sigma}$ – бөлшектің көлденең қимасы абсолютті өлшемінің әсер коэффициенті (масштаб факторы);

κ_F – бөлшек беті күйінің әсер коэффициенті;

κ_v – бөлшек бетін беріктендірудің әсер коэффициенті.

Егерде бөлшек жегіде әсерінде болған жағдайда κ_F -ті жегіденің $\kappa_{кор}$ әсер коэффициентімен ауыстыру қажет.

Болдыру бүлінуінің ұқсастық теориясына сәйкес

$$\frac{\kappa_{\sigma}}{\kappa_{d\sigma}} = \frac{2\alpha_{\sigma}}{1 + \left(\frac{1}{88,3} \frac{L}{\bar{G}} \right)^{-v_{\sigma}}}, \quad (36)$$

мұнда α_{σ} – кернеудің шоғырлануының теориялық коэффициенті;

$\frac{L}{\bar{G}}$ – ұқсастық белгісі;

v_{σ} – масштабтық фактор мен кернеудің шоғырлану сезімділігін сипаттайтын болдыру бөлінуінің ұқсастық тендігінің параметрі;

$\bar{G}$ – бірінші басты кернеудің σ_1 салыстырмалы градиенті, 1/мм;

L – үлгінің периметрі немесе периметрдің бір бөлігі.

2. Егерде кернеулік күй сызықты, ал кернеу асимметриялық цикл бойынша өзгерген жағдайда:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_{a\partial\kappa}}; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1\partial}}{\tau_{a\partial\kappa}}, \quad (37)$$

мұнда $\sigma_{a\partial\kappa} = \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m$,

$\tau_{a\partial\kappa} = \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m$ – симметриялы циклдің

эквивалентті амплитудасы, өзінің бұлдіру әсері бойынша асимметриялы циклдің σ_a , τ_a мен σ_m , τ_m (σ_m және τ_m - циклдің орташа кернеуі) параметрлерімен пара-пар,

$$\psi_\sigma = \frac{(2\sigma_{-1} - \sigma_0)}{\sigma_0} \text{ мен } \psi_\tau = \frac{(2\tau_{-1} - \tau_0)}{\tau_0} - \text{асимметриялық}$$

цикл кернеуінің сезімділік коэффициенттері;

σ_0 мен τ_0 – нольдік кернеу циклінің төзімділік шегі.

3. Егерде кернеулік күй күрделі болған жағдайда:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (38)$$

Бөлшек жүктелуінің сандық сипатын анықтау үшін, тұрақсыз жүктелу кезіндегі болдыру кедергісін есептеуге қажетті нақтылы кездейсоқ процесті, болдыру бүліну деңгейі бойынша нақтылы процеске эквивалентті болатын сұлбаландырылған процеспен ауыстыру қажет. Тұрақсыз жүктелу кезіндегі қалыпты кернеумен анықталатын беріктік қор коэффициенті:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1\delta}}{\sigma_\sigma}, \quad (39)$$

мұнда

$$\sigma_\sigma = m_\sigma \sqrt{\frac{\lambda v_{\delta\sigma}}{N_{0\sigma} a_{p\sigma}} \sum \sigma_{ai}^{m_\sigma} \frac{v_{i\delta\sigma}}{v_{\delta\sigma}}}, \quad (40)$$

$$\sigma_{ai} \geq \frac{\sigma_{-1\delta}}{n_\sigma}, \quad (41)$$

жанама кернеумен

$$\tau_\sigma = m_\tau \sqrt{\frac{\lambda v_{\delta\tau}}{N_{0\tau} a_{p\tau}} \sum \sigma_{ai}^{m_\tau} \frac{v_{i\delta\tau}}{v_{\delta\tau}}}, \quad (42)$$

$$\tau_{ai} \geq \frac{\tau_{-1\delta}}{n_\tau}.$$

мұнда (40) – (42) теңдеулеріндегі m_σ мен m_τ – болдыру қисығының көрсеткіш дәрежесі;

λ – жүктелу шығырларының (блоктар) саны;

$v_{\sigma\sigma}$ мен $v_{\sigma\tau}$ – шығырдағы (блоктағы) циклдың жалпы саны;

$v_{i\delta\sigma}$ мен $v_{i\delta\tau}$ – шығырдағы (блоктағы) τ_{ai} ;

σ_{ai} – амплитудалары қайталануындағы цикл саны;

$N_{0\sigma}$ және $N_{0\tau}$ – сынау базасы;

$a_{p\sigma}$ мен $a_{p\tau}$ – салыстырмалы ұзақ тұрақтылық қосындыларын дәлелдейтін мәндер.

(38) және (39) формулаларындағы n_σ мен n_τ беріктік қор коэффициенттерін біртіндеп жуықтату әдісімен анықтайды, себебі олар (40) және (42) теңдіктеріне енгізілген.

$$\text{Төзімділік есептеулерін } \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = const \text{ немесе } \frac{(\sigma_a + \sigma_m)}{\sigma_m} = const$$

болған жағдайында ғана жүргізу қажет. Егерде мұндай шарттар сақталмаған жағдайда (мысалы, бөлшектегі серпімді тербелістің пайда болуында σ_m тұрақты, ал σ_a өзгертін болғанда), беріктіктің есептелген қор коэффициентін нормальды және жанама кернеулер арқылы (32), (33) формулалары арқылы анықтауға болады.

6-кесте

- n_σ – беріктік қор коэффициенттерінің шамаланған мәндері

Жасалу шарты	Беріктік шарты	Сенімділікке қойылатын талаптар		
		Төмен	Орташа	Жоғары
Жоғары	Жоғары	1-1,1	1.1-1,2	1,2-1,4
	Орташа	1,2-1,4	1,4-1,6	1,5-1,8
	Төмен	1,4-1,7	1,6-2	1,8-2,3
Орташа	Жоғары	1,8-2,0	1,8-2,4	2,1-2,8
	Орташа	1,8-2,3	2,1-2,8	2,4-3,2
	Төмен	2,0-2,6	2,4-3,2	2,6-3,6
Төмен	Жоғары	2,2-2,9	2,6-3,5	3,0-4,0
	Орташа	2,4-3,2	2,8-3,9	3.3-4,5
	Төмен	2,6-23,5	3,1-4,2	3,6-5

Асимметриялық кернеу циклінде σ_a -ның орнына $\sigma_{a\text{эк}}$ -ні, ал тұрақсыз жүктелу кезінде $\sigma_{\text{эк}}$ қою қажет.

Күрделі кернеу әсер еткен жағдайда беріктіктің жалпы қорын (38) формула көмегімен анықтау қажет.

Есептеулерді жүргізу барысында конструктор $[n]$ мөлшерін тандауға ерекше көңіл бөлінеді. Беріктік қор коэффициентінің шақтамалы мәнін анықталған жүктеменің дәлділігіне және материалдың болдыру бүліну кедергісінің сипатына, технологиялық дайындық деңгейіне және ақауларды бақылау мүмкіндігіне, материалдың біркелкілігі мен конструкцияның жауапкершілігіне қарай тағайындау қажет (6, 7-кесте).

Беріктік қор коэффициентінің шақтамалы мәнін машина жасау өндірісінде көп жағдайда 1,5-2,5 тең етіп қабылдауды ұсынады. Машиналар өлшемдерінің ұлғаюына және конструкциясының күрделенуіне байланысты, әсіресе бұзылған бөлшек адам өміріне қауіп тудыратын жағдайда, жоғарыда көрсетілген $[n]$ шамасын ұлғайту қажет.

$[n]$ - таңдау барысында жобалау кезінде жүргізілген тәжірибелер мен есептеу нәтижелерін, пайдалану кезінде анықталған тоқырау шамаларын салыстыру арқылы қажетті деңгейін таңдау қажет.

Пайдалану жүктемелері, кернеудің бөлінуі мен болдыру бүлінуі кедергісінің сипаты жайындағы берілгендерді түбегейлі зерттеулердің сенімді нәтижелеріне, бөлшектерді жасаудың жоғарғы технологиялық деңгейінде және соған сәйкес ақау анықтайтын аспаптармен үздіксіз тексеріп отырған жағдайда $[n]=1,3\div 1,5$ төмендетілген мәнін қолдану мүмкіндігі бар. Бірақ бөлшектің пайдалану қоры мен ағымдық жағдайы қатаң түрде қадағалануы қажет.

Егерде $n>[n]$ болса және бөлшектің беріктігі оның өлшемдерімен анықталған жағдайда, ал қатаңдылық пен басқа факторлар (конструктивтік және технологиялық) шектелмеген жағдайда конструктор бөлшектің өлшемін төмендетуі қажет.

Статикалық жүктеменің әр түрлі түрлеріндегі шақтамалы кернеудің ұсынылған мәндері

Жүктелу түрлері	Материал	
	Илемділік қасиеті	Морттық сынғыштық қасиеті
Созылу	$[\sigma]_p = \frac{\sigma_t}{n_\sigma}$	$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{пч}}{n_\sigma}$
Қысу	$[\sigma]_{сж} = [\sigma]_p$	$[\sigma]_{сж} = 3[\sigma]_p$
Жаншу	$[\sigma]_{см} = 1,5[\sigma]_p$	-----
Иілу	$[\sigma]_е = [\sigma]_\delta$	$[\sigma]_е = [\sigma]_\delta$
Қиық	$[\tau]_{\delta\delta} = 0,75[\sigma]_\delta$	$[\tau]_{ср} = [\sigma]_p$
Бұралу	$[\tau]_{\delta\delta} = 0,5[\sigma]_\delta$	$[\tau]_{кр} = 0,7[\sigma]_p$

Болдыру кедергісіне есептеуден басқа, статикалық беріктік белгісінің орындалуын тексеру қажет, ал ол илемді материалдар үшін мына мөлшермен анықталады:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{(\sigma_a + \sigma_m)} \geq [n]_T = 1,2 \div 1,5;$$

$$\text{морт сынғыш материалдар үшін: } n_a = \frac{\sigma_a}{(\sigma_a + \sigma_m)} \geq [n]_a = 4,5 \div 6,0,$$

егерде τ әсер еткен жағдайда формула осыған ұқсаған түрде болады.

2.12. Ұзақ тұрақтылық есептеулері

Мұндай есептеулерді жоғарғы кернеулік жүктелу режимінде, яғни натурлы бөлшектің циклдік кернеу σ_a амплитудасы

төзімділік $\sigma_{-1\partial}$ шегінен жоғары болған және жұмыс істеу уақыты шектелген жағдайда жүргізу қажет.

Есептеу негізі ретінде болдыру қисығының еңкейген тармағының теңдігі алынады:

$$\left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1\partial}} \right)^{m_\sigma} = \frac{N_{0\sigma}}{N_i}, \quad (43)$$

мұнда σ_{ai} – жүктелудің N_i цикл санында бөлшектің бүлінуін туғызатын симметриялы кернеу циклінің амплитудалық мәні;

$\sigma_{-1\partial}$ – (36) формуламен анықталатын натурлы бөлшектің төзімділік шегі;

$N_{0\sigma}$ – сынау базасы.

Негізінде $N_{0\sigma}=10^6 \div 3 \cdot 10^6$; егерде бөлшектің тәжірибемен анықталған берілгені болмаған жағдайда $N_{0\sigma}=2 \cdot 10^6$ тең етіп қабылданады;

m_σ – болдыру беріктігі қисығының көрсеткіш дәрежесі, шамамен $m_\sigma = \frac{C}{K_{\sigma\partial}}$;

мұнда $C=12$ пісірілген қосылыстар үшін; ал көміртеккі болаттар үшін $C=12 \div 20$; легирленген болаттар үшін $C=20 \div 30$.

Тұрақты жүктелген жағдайда есептеу мүмкіндіктері мынадай болуы мүмкін:

1. Егерде кернеулік жағдай қарапайым, ал кернеу белгіленген тұрақты σ_a немесе τ_a амплитудасымен симметриялы циклмен өзгерген жағдайда, бөлшектің N_σ немесе N_τ циклдік ұзақ тұрақтылығы (43) формулаға сәйкес былай болады:

$$N_\sigma = \left(\frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_a} \right)^{m_\sigma} N_{0\sigma}, \quad (44)$$

немесе
$$N_\tau = \left(\frac{\tau_{-1\partial}}{\tau_a} \right)^{m_\tau} N_{0\tau}.$$

2. Егерде кернеулік жағдай қарапайым болып, ал кернеу σ_a (τ_a) мен σ_m (τ_m) тұрақтыларымен асимметриялы циклмен өзгерген жағдайда:

$$N_{\sigma} = \left(\frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_{a\partial\partial}} \right)^{m_{\sigma}} N_{0\sigma}, \quad (45)$$

немесе

$$N_{\tau} = \left(\frac{\tau_{-1\partial}}{\tau_{a\partial\partial}} \right)^{m_{\tau}} N_{0\tau},$$

мұнда $\sigma_{a\partial\partial}$ мен $\tau_{a\partial\partial}$ – кернеудің эквивалентті амплитудалары;

$$\sigma_{a\partial\partial} = K_{\sigma\partial}\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m;$$

$$\tau_{a\partial\partial} = K_{\tau\partial}\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m.$$

3. Егерде кернеулік жағдай күрделі болған жағдайда, циклдік ұзақ тұрақтылық былай анықталады:

$$N = \frac{N_{\sigma}N_{\tau}}{\left(N_{\sigma}^{\frac{2}{m}} + N_{\tau}^{\frac{2}{m}} \right)^{\frac{m}{2}}}, \quad (46)$$

теңдікті $m_{\sigma}=m_{\tau}=m$ болған жағдайында ғана қолдануға болады.

Бұйымдарды нақты пайдалану кезінде (мысалы, автомобильдер, білдектер), олардың бөлшектерінің жүктелуі кездейсоқ сипатта болады, басқаша айтқанда бөлшектерге түсетін күштің шамасы шектен асып кетуі мүмкін және уақыттың өтуіне қарай кернеудің орташа мәні мен амплитуда циклі өзгеріп отырады. Мұндай жағдайда бөлшектің ұзақ тұрақтылығы километр, сағат, цикл, т.б. өлшемдермен өлшенеді.

$$L = l_{\sigma}\lambda,$$

мұнда l_{σ} – шығырдың жүктелу (ШЖ) (блоктың) ұзақтығы километр, сағат, цикл, т.б. өлшемдермен өлшенеді.

ШЖ – бөлшектің ұзақ мерзім жұмыс істегендігі әсер ететін кернеулер жиынтығы (мысалы осцилограмма).

λ – шығырдың жүктелу санымен көрсетілген бөлшектің ұзақ тұрақтылығы. Қарапайым кернеу әсер еткенде

$$\lambda_{\sigma} = \frac{a_p N_0 \sigma_{-1\delta}^m}{\sum \sigma_{ai}^m v_{\delta i}}; \quad \sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\delta}, \quad (47)$$

мұнда a_p – ұзақ тұрақтылықтың салыстырмалы қосындысы;
 $v_{\delta i}$ – шығырдағы σ_{ai} амплитудасының қайталанған циклдер саны.

Мұнда барлық $\sigma_{ai} > \sigma_{-1\delta}$ берілгендерінің қосындысы анықталады.

Ұзақ тұрақтылықтың салыстырмалы қосындысы мына формуламен анықталады:

$$a_p = \frac{\sigma_{a \max} \xi - 0,5 \sigma_{-1\delta}}{\sigma_{a \max} - 0,5 \sigma_{-1\delta}}, \quad (48)$$

мұнда

$$\xi = \sum \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \frac{v_{\delta i}}{v_{\delta}}, \quad (49)$$

$$\sigma_{ai} \geq 0,5 \sigma_{-1\delta}.$$

(48) және (49) формулалардағы $\sigma_{a \max}$ бағдарланған шығырдың ең жоғарғы амплитудасы;

v_{δ} – жүктелу шығырындағы циклдардың жалпы саны.

(47) формуланы амплитуда спектрында көптеген ұсақ амплитудалармен бірге қомақты шамадан тыс жүктелу болған жағдайда қолдануға болады. Мұнда тек $\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\delta}$ амплитудаларының қосындысы анықталады, сонымен қатар егерде $a_p < 0,1$ болған жағдайда $a_p = 0,1$ тең деп қабылдау керек.

Егерде спектрде орташаға жақын амплитудалар көп болған жағдайда және $\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1\delta}$ болса, $a_p = 1$ деп қабылдауға болады, яғни бұл жынтығының сызықты гипотезасын қолдану қажет.

Жанама λ_τ кернеу әсер еткен жағдайда есептеу үшін жоғарыда келтірілген формулаларға ұқсас етіп алынады.

Күрделі кернеулік жағдайдағы бөлшектің ұзақ тұрақтылығы шығырдың жүктелу санымен көрсетіледі және $m_\sigma = m_\tau = m$ болған жағдайда мынаған тең:

$$\lambda = \frac{\lambda_\sigma \lambda_\tau}{\left(\frac{2}{\lambda_\sigma^m + \lambda_\tau^m} \right)^{\frac{m}{2}}}, \quad (50)$$

(50) формуланы $m_\sigma = m_\tau = m$ болған жағдайда ғана қолдануға болады. Егерде $m_\sigma \neq m_\tau$ болмаған жағдайда λ -ны мына қатынас арқылы анықтайды:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_\sigma} \right)^{\frac{2}{m_\sigma}} + \left(\frac{\lambda}{\lambda_\tau} \right)^{\frac{2}{m_\tau}} = 1.$$

Егерде m_σ мен m_τ арасының айырмасы 30–50 %-дан аспаған жағдайда, $m = 0,5(m_\sigma + m_\tau)$ деп қабылдап, (50) формуланы қолдануға болады.

Мысалы. Илемдеу станының қорғау айналдырығы нольдік циклмен өзгеретін айналу кезеңімен жүктелген. Материалдардың төзімділік шегі $\tau_{-1} = 140 \text{ МПа}$, ал қауіпті қимасындағы түзету коэффициентінің жиынтығы $k_{\sigma d} = 3,16$. Материалы мен диаметрлері бірдей емес құбырларды илемдеу кезінде кезеңнің амплитудалық мәні әр түрлі. Ұзақ тұрақтылығын анықтау үшін $l_\sigma = 1$ жыл аралығында тензометриялық өлшеулер жүргізілді (9-кесте). Айналдырықтың L_L – ұзақ тұрақтылығын анықтау қажет.

Айналдырықтың төзімділік шегін анықтаймыз.

$$\tau_{-1\sigma} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\sigma d}} = \frac{140}{3,16} = 44 \text{ МПа.}$$

8-кесте

τ_{ai} мен $v_{\delta i}$ мәндері

Амплитудалар номері	τ_{ai} , МПа	$v_{\delta i} \cdot 10^{-3}$
1	55,0	10
2	48,2	15
3	41,2	35
4	33,4	25
5	27,5	55
6	20,6	200
$r = 7$	13,8	145

Ұзақ тұрақтылықты анықтауға арналған параметрлер 9-кестеде келтірілген, кесте құрамына $0,5\tau_{1d} = 0,5 \cdot 44 = 22$ МПа

және $\left(\frac{\tau_{vi}}{\tau_{a \max}} \right) \left(\frac{v_{\delta i}}{v_{\delta}} \right)$ мен ξ есептелген мәндері кіреді.

9-кесте

Ұзақ тұрақтылықты анықтауға арналған параметрлер

Амплитуда номерлері	τ_{vi}	$v_{\delta i} \cdot 10^{-3}$	$t_i = \frac{v_{\delta i}}{v_{\delta}}$	$\frac{\tau_{vi}}{\tau_{v \max}} t_i$
1	2	3	4	5
1	55	10	0,0435	0,0435
2	48,2	15	0,0655	0,0573
3	42,0	35	0,1620	0,1138
4	33,4	75	0,3260	0,2040
$r_{0,5}=5$	21,5	95	0,4130	0,2065
-	-	$\sum v_{\delta i} = v_{\delta} = 230$	$\sum t_i = 1$	$\xi = \sum_{i=1}^m \frac{\tau_{vi}}{\tau_{v \max}} t_i = 0,625$

Одан кейін α_p коэффициенті анықталады

$$a_p = \frac{\tau_{a \max} \xi - 0,5 \tau_{-1\sigma}}{\tau_{a \max} - 0,5 \tau_{-1\sigma}} = \frac{5,5 \cdot 0,625 - 0,5 \cdot 44}{55 - 0,5 \cdot 44} = 0,385.$$

45 болат үшін $N_0=10^6$ және $m=10$ деп қабылдап (47) формула бойынша айналдырықтың ұзақ тұрақтылығын анықтаймыз:

$$\lambda = \frac{\tau_{-1\sigma}^m N_0 a_p}{\sum \tau_{ai}^m \nu_{\sigma i}} = \frac{44 \cdot 10^6 \cdot 0,385}{55^{10} \cdot 10^4 + 48,2^{10} \cdot 15 \cdot 10^3} \approx 3 \text{ БН}$$

немесе $L_{\lambda} = \lambda_{\sigma} = 3 \cdot 1 = 3$ жыл.

2.13. Беріктік есептеулерінің ықтималдық әдісі

Бұл есептеуді жинақтау бірлігінің жобасы дайын болғаннан кейін оның құрамына енген бөлшектерді есептеу үшін қолданады. Есептеу барысында жобаланатын бөлшектің бүліну Р ықтималдығын (немесе бүлінбейтін ықтималдығын) оның беріктік сипаты мен жүктелу параметрлерін ескере отырып бағалайды, оған қосымша, конструктор көп жағдайда бөлшектің циклдік беріктік белгісінің сақталуын қадағалай отырып жобалайды.

Болдыру кедергісі ықтималдық аспектісінде және жүйелі айнымалы жүктелетін бөлшектердің есептеулерін мына ретпен орындау қажет:

а) үлгілер мен бөлшектің параметрлерін сынау нәтижелерін статистикалық өңдеу арқылы натурлы бөлшектің болдыру кедергісінің сипаты; $\overline{\sigma}_{-1\sigma}$ немесе $\overline{\tau}_{-1\sigma}$ – төзімділік шегінің медиандық мәнін; m_{σ} немесе m_{τ} – болдыру қисығының көрсеткіш дәрежесі; $\nu_{\sigma-1\sigma}$ немесе $\nu_{\tau-1\sigma}$ – төзімділік шегінің өзгеру коэффициенттерін анықтау;

б) тәжірибе нәтижелерін өңдеу арқылы бөлшектің жүктелу

параметрлерін, оның ішінде: σ_a мен (немесе) τ_a – кернеулер амплитудаларының орташа мәні, $v_{\sigma a}$ мен (немесе) $v_{\tau a}$ – кернеу амплитудасының өзгеру коэффициентін анықтау;

в) a мен b пункттеріндегі берілгендерге сүйене отырып, нормальды және жанама кернеулердің орташа мәндері үшін шартты қор коэффициентін есептеу;

г) қарапайым бөлінудің квантили мына формуламен анықталады:

$$U_p = \frac{1 - \sqrt{\frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}}}{\sqrt{\mathcal{G}_{\sigma-1\sigma}^2 + \frac{1}{1 + \left(\frac{n_\sigma}{n_\tau}\right)^2} \frac{\mathcal{G}_{\sigma a}^2}{n_\sigma^2} + \frac{1}{1 + \left(\frac{n_\tau}{n_\sigma}\right)^2} \frac{\mathcal{G}_{\tau a}^2}{n_\tau^2}}}, \quad (51)$$

мұнда $\mathcal{G}_{\sigma-1\sigma}$ – бөлшектің төзімділік шегінің өзгеру коэффициенті;

д) қарапайым бөліну заңдылығының кестесі бойынша U_p мәніне сәйкес келетін тоқырасыз жұмыс істеу ықтималдығын анықтау;

е) $P + Q = 1$ тәуелділігін ескере отырып, бүлінбеу $Q, \%$ ықтималдығын анықтауға болады.

Ассиметриялы цикл бойынша өзгереді, σ мен τ компоненттері бар жазықтық кернеулік күйдегі және көлденең жазықтығы бар болдыру қисығындағы шартты n беріктіктің қор коэффициенттерінің орташа мәні мен қарапайым бөлінудің P тоқырасыз жұмыс істеу ықтималдығына сәйкес келетін U_p квантилін анықтауға арналған формулалар:

$$n_\sigma = \frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma}}{\bar{\sigma}_{a\sigma}} \quad \text{және} \quad n_\tau = \frac{\bar{\tau}_{-1\sigma}}{\bar{\tau}_{a\sigma}}, \quad (52)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma}_{a\sigma} &= \bar{\sigma}_a + \psi_{\sigma\sigma} \bar{\tau}_m; \\ \bar{\tau}_{a\sigma} &= \bar{\tau}_a + \psi_{\tau\sigma} \bar{\tau}_m; \end{aligned} \right\}, \quad (53)$$

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma_{a\kappa}}^2 &= S_{\sigma_a}^2 + \psi_{\sigma\partial}^2 S_{\sigma_m}^2; \\ S_{\tau_{a\kappa}}^2 &= S_{\tau_a}^2 + \psi_{\tau\partial}^2 S_{\tau_m}^2; \end{aligned} \right\}, \quad (54)$$

$$\vartheta_{\sigma_{a\kappa}} = \frac{S_{\sigma_{a\kappa}}}{\bar{\sigma}_{a\kappa}}; \quad \vartheta_{\tau_{a\kappa}} = \frac{S_{\tau_{a\kappa}}}{\bar{\tau}_{a\kappa}}$$

мұнда $S_{\sigma_a}^2 = (\bar{\sigma}_a \vartheta_{\sigma_a})^2$ және $S_{\tau_a}^2 = (\bar{\tau}_a \vartheta_{\tau_a})^2$ – кернеу-дің жұмыс амплитудасының дисперсиясы;

$S_{\sigma_m}^2 = (\bar{\sigma}_m \vartheta_{\sigma_m})^2$ пен $S_{\tau_m}^2 = (\bar{\tau}_m \vartheta_{\tau_m})^2$ – орташа кернеудің дисперсиясы;

$\bar{\sigma}_m$ мен $\bar{\tau}_m$; ϑ_{σ_m} мен ϑ_{τ_m} – кернеудің орташа мәні мен орташа кернеу циклінің өзгеру коэффициенті;

$\bar{\sigma}_a$ мен $\bar{\tau}_a$; ϑ_{σ_a} и ϑ_{τ_a} – кернеудің орташа мән мен кернеу амплитудасының өзгеру коэффициенті.

Бірінші жақындықта $\psi_{\sigma\partial}$ мен $\psi_{\tau\partial}$ детерминделген мөлшерлер деп, ал σ_a мен τ_a , σ_m мен τ_m мөлшерлері корреляцияланбаған деп қабылданады.

Кернеу симметриялы циклмен өзгерген кезінде $\sigma_m = \tau_m = 0$, ал сызықты кернеулік күйдегі жағдайда $\sigma_a = \tau_a = 0$ болады.

Бөлшектің ықтималдық аспектісіндегі болдыру кедергісін есептеуге арналған мысалды қарастырамыз, мұндағы негізгі мақсат есептеудің ретімен және әдістерімен таныстыру [10].

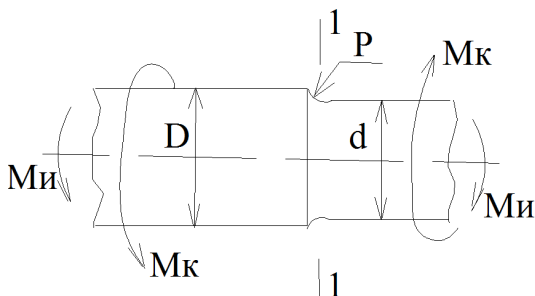
Мысалы: Біліктің ұзақ тұрақтылығының бөліну функциясын есептеу қажет (45-сурет), егерде оның 1-1 қимасындағы параметрлері мынандай болса $D=110$ мм, $d=100$ мм, $\rho=5\pm 2$ мм және білік уақытка қарай кездейсоқ өзгеріп отыратын $M_{и}$ иілгішті және M_z бұралу кезеңдерімен жүктелген.

Берілгендері: білік МЕСТ-1050-84 талабына сай келетін 45 болаттан жасалған, оның σ_b беріктік шегінің орташа мәні 660 МПа-ға, ал беріктік шегінің өзгеру коэффициенті 0,06 тең; тегіс лабораториялық үлгінің иіліп айналу кезіндегі төзімділік

шегінің медиандық мәні $\sigma_{-1} = 310$ МПа, ал таңбасы ауысып отыратын бұралу кезеңі $\tau_{-1} = 180$ МПа.

Кернеудің шоғырлануы мен масштабтық факторлардың сезімділігін сипаттайтын болдыру бөлінуінің ұқсастық теңдігінің параметрі $\nu_\sigma = 0,11$, $\nu_\tau = 0,22$ тең. Біліктің өңдеу тазалығы, кедір-бұдырлық параметрі $R_a = 6,3$ мкм; білік бетін беріктендіру және коррозия әсеріне қарсы шаралар жасалған жоқ. Білік қалыпты жылулықта жұмыс істейді.

Пайдаланудағы кернеулік жағдайдың сипаты: біліктің жұмыс істеу қоры сағатпен есептеледі; жүктелу шығыры $l_0 = 100$ сағ.; кездейсоқ процесс кезіндегі нормальды кернеудің орташа мәні $\sigma_m = 0$. Нормальды кернеудің амплитудалары қарапайым заңдылыққа сәйкес мынандай параметрлермен бөлінген: $\overline{\sigma}_a = 60$ МПа, $\vartheta_{\sigma a} = 0,4$; шығырдағы нормальды кернеудің амплитуда циклінің жалпы саны $\nu_{\overline{\sigma}\overline{\sigma}} = 1,5 \cdot 10^6$; орташа амплитуданың өзгеру коэффициенті $\vartheta_{\tau_a} = \vartheta_a = 0,08$. Жанама кернеудің амплитудалары қарапайым заңдылықпен мынадай параметрлер циклдерімен бөлінген $\overline{\tau}_a = 40$ МПа; $\vartheta_{\tau_a} = 0,3$; $\vartheta_{\tau_a} = \vartheta_\varepsilon = 0,08$; $\nu_{\delta\tau} = 1,2 \cdot 10^6$.



45-сурет. Біліктің есептеу сұлбасы

1. Иіліс кезіндегі болдыру кедергісінің сипатын анықтаймыз. Біліктің төзімділік шегінің медиандық мәні

$$\overline{\overline{\sigma}}_{-1\partial} = \frac{\overline{\overline{\sigma}}_{-1}}{\kappa_{\sigma\partial}},$$

$$\kappa_{\sigma\partial} = \left(\frac{\kappa_{\sigma}}{\kappa_{d\sigma}} + \frac{1}{\kappa_F} - 1 \right) \frac{1}{\kappa_{\nu}} = \left(2,04 + \frac{1}{0,88} - 1 \right) \cdot 1 = 2,18$$

сонда

$$\overline{\overline{\sigma}}_{-1\partial} = \frac{310}{2,18} = 142 \text{ МПа.}$$

Бөлшектің иіліс кезеңдегі төзімділік шегінің өзгеру коэффициенттерінің қосындыларын анықтаймыз:

$$\vartheta_{\sigma-1\partial} = \sqrt{\vartheta_{\sigma_{\max}}^2 + \vartheta_{\overline{\sigma}-1}^2 + \vartheta_{\alpha_{\sigma}}^2},$$

мұнда $\vartheta_{\sigma_{\max}} = 0,045$ – ең үлкен нормальды кернеудің өзгеру коэффициенті;

$\vartheta_{\overline{\sigma}-1}$ – үлгінің төзімділік шегінің өзгеру коэффициентін

$\vartheta_{\overline{\sigma}-1} = \vartheta_{\sigma\sigma} = 0,06$ тең деп қабылдаймыз;

$\vartheta_{\alpha_{\sigma}} = 0,036$ – кернеудің теориялық өзгеру коэффициентінің гальтельмен байланысты өзгеру коэффициенті.

$$\vartheta_{\sigma-1\partial} = \sqrt{0,045^2 + 0,06^2 + 0,036^2} = 0,083.$$

Болдыру қисығы теңдігінің параметрін анықтаймыз.

$$m_{\sigma} = \frac{16}{\kappa_{\sigma\partial}} = \frac{16}{2,18} = 7,3 \quad N_{0\sigma} = 2 \cdot 10^6 \text{ цикл.}$$

2. Бұралу кезіндегі болдыру кедергісінің сипатын анықтаймыз. Бұл есептеуді иіліске жүргізілген есептеудің ретімен жүргіземіз

$$\overline{\tau}_{-1\partial} = \frac{\overline{\tau}_{-1\partial}}{\kappa_{\tau\partial}} = \frac{180}{1,82} = 99 \text{ МПа,}$$

$$\nu_{\tau-1\sigma} = 0,08 ,$$

$$m_{\tau} = m_{\sigma} = m = 7,3 ,$$

$$N_{0\sigma} = N_{0\tau} = N_0 = 2 \cdot 10^6 \text{ циклдер.}$$

3. Тек нормальды кернеудің әсері кезіндегі білік қорының бөліну функциясын анықтаймыз.

Тоқырасыз жұмыс істеу ықтималдығына сәйкес қарапайым бөлінудің квантилін анықтаймыз.

$$U_p = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n}^2 g_{\sigma-1\sigma}^2 + g_{\sigma}^2}} ,$$

мұнда $\bar{n} = \frac{N_{\Sigma}}{N_0}$ салыстырмалы ұзақ тұрақтылыққа тәуелді

салыстырмалы қор коэффициенті; (N_{Σ} – барлық амплитудалардың қайталанатын циклдер санының қосындысы)

$$\frac{N_{\Sigma}}{N_0} = 10^3 \quad \bar{n} = 0,955 \text{ болғанда}$$

$$U_p = \frac{1 - 0,955}{\sqrt{(0,955 \cdot 0,083)^2 + 0,08^2}} \approx 0,4 .$$

Қарапайым бөліну кестесі бойынша квантильдің осы мәніне сәйкес тоқырасыз жұмыс істеу ықтималдығы мәні $P = 65,5 \%$.

$$\frac{N_{\Sigma}}{N_0} = 100 ; \quad \bar{n} = 1,05 \text{ болғанда } U_p = -0,435 \text{ және } P=33,1 \% \text{ тең;}$$

$$\frac{N_{\Sigma}}{N_0} = 30 ; \quad \bar{n} = 1,15 \text{ болғанда } U_p = -1,2 \text{ ал } P=11,5 \% \text{ тең.}$$

$$\frac{N_{\Sigma}}{N_0} \text{ мөлшерінің мәніне сәйкес біліктің жұмыс қорын}$$

есептеуге болады.

$$L_{\sigma} = \lambda_{\sigma} l_{\sigma} = \left(\frac{N_{\Sigma}}{N_0} \right) \frac{N_0}{v_{\sigma} \sigma} L_{\sigma}.$$

$$\text{Сонымен } \frac{N_{\Sigma}}{N_0} = 10^3 \text{ болғанда } L_{\sigma} = 1,33 \cdot 10^5; \quad \frac{N_{\Sigma}}{N_0} = 10^2$$

болғанда $L_{\sigma} = 1,33 \cdot 10^4$; ал $\frac{N_{\Sigma}}{N_0} = 30$ болғанда $L_{\sigma} = 4 \cdot 10^3$. Бүліну

ықтималдығы осыларға сәйкес 65,5; 33,1 және 11,5 %-ға тең.

Сонымен L_{σ} мен P арасындағы сәйкестік анықталды.

Табылған мәндер бойынша логарифмді қарапайым қағазға сәйкес тек σ әсері еткендегі білік қорының бөліну функциясының есептелген кестесін құруға болады. Осыдан $P=50\%$ болғанда $\lg \bar{L}_{\sigma} = 4,64$ және қордың медиандық мәні $\bar{L}_{\sigma} = 4,37 \cdot 10^4$. Егерде $P=84,1\%$ ал $U_p = 1$, $\lg \bar{L}_{\sigma} + S_{\lg L_{\sigma}} = 5,54$ және логарифмнің орташа квадратты ауытқуы $L_{\sigma} S_{\lg L_{\sigma}} = 0,9$.

Осыған ұқсаған есептеу жүргізіп және тек ғана жанама кернеудің әсеріндегі біліктің қорына тәуелді P кестесін құру арқылы мынаны табамыз:

$$\bar{L}_{\tau} = 2,5 \cdot 10^7 \text{ сағ және } S_{\lg L_{\tau}} = 1,7.$$

σ мен τ бір уақыт әсеріндегі біліктің медианды қоры

$$\bar{L} = \frac{\bar{L}_{\sigma}}{\left[1 + \left(\frac{\bar{L}_{\sigma}}{\bar{L}_{\tau}} \right)^{\frac{2}{m}} \right]^{\frac{m}{2}}} = 25300 \text{ сағ}$$

және логарифмнің орташа квадратты ауытқуы $L S_{\lg L} = 1,06$.

$\lg \bar{L} = 4,4$ және $L S_{\lg L} = 1,06$ мәндерін қолдана отырып иіліс пен бұралудың бірге әсеріндегі біліктің бөліну функциясының кестесін құруға болады.

Бақылау сұрақтары:

1. Металлургия машиналарына ішкі және сыртқы жүктемелер қалай әсер етеді?
2. Динамикалық жүктемелер қандай жағдайда пайда болады және машиналарға әсері қандай?
3. Жүктелу процесіндегі тұрақты және эргодикалық гипотезаның мәні нені көрсетеді?
4. Тәжірибелік осциллограмма ұзындығы ұлғайған жағдайда гистограмма қандай функцияға айналады?
5. Созылу, сығу, иілу, қиық, бұралу, жаншу жағдайындағы беріктік шарты қандай формуламен анықталады?
6. Есептелген беріктік қор коэффициентін уақытқа байланысты кернеудің өзгеру сипатына және күйіне сәйкес есептеу қалай жүргізіледі?
7. Ұзақ тұрақтылық есептеулерін жүргізудің негізгі шарттары қандай?
8. Есептелген беріктік қор коэффициенті нені анықтайды?
9. Ауыспалы кернеу жағдайындағы беріктік қор коэффициенттері қалай есептеледі?
10. Болдыру кедергісіне есептеуден басқа статикалық беріктік белгісінің орындалуы қалай тексеріледі?

3. МЕТАЛЛУРГИЯ МАШИНАЛАРЫНЫҢ ДИНАМИКАСЫ

3.1. Metallургия машиналарының пайдалану жағдайы мен жүктелу сипаты

Тау-кен, қара және түсті металлургия саласында қолданылатын технологиялық жабдықтар ауыр салмақты болып келеді және олар үлкен көлемді металл мен энергияны қажет етеді. Сондықтан, әрбір жабдықтың салмағы мен қажетті энергия сыйымдылығын төмендету, машинажасау өндірісінің елеулі проблемаларының бірі болып саналады.

Өндіріске қажетті машиналардың сапасын жақсарту үшін, оларды жобалау кезінде ғылым мен техниканың алдыңғы қатардағы жетістіктерін, тәжірибе жүргізу және пайдалану кезінде анықталған жетістіктерді кеңінен қолдану қажет. Себебі, оны күнделікті жағдай талап етеді.

Металлургия саласындағы жабдықтар өлшемдерінің елеулігі және бағасының қымбаттығы, олардың тәжірибелік үлгісін жасап, сынау арқылы параметрлерін анықтаудың мүмкіндігі өте төмен. Сондықтан, олардың параметрлері пайдалану барысында тексеріліп, анықталады.

Жобалау кезінде машиналардың болашақта болатын мүмкіндік өзгерістерін ескеру керек. Ол үшін машиналарға әсер ететін физикалық процестер жайында ғылыми-техникалық ақпарат болуы қажет. Машинаның әр түрлі тораптарындағы жүктеменің өзгеру мөлшері мен сипаты, жетектің күрделі электрмеханикалық жүйесіндегі салмақ пен қатандықтың әсері, пайдалану кезіндегі технологиялық процестің ауытқуының машина жұмысына әсері мен өзгерісін анықтайтын ғылыми-техникалық ақпараттар болуы қажет.

Металлургия саласындағы технологиялық машиналар циклдік жүктеме жағдайында және кейбір кезде оның ұруға жақын жүктеме айналатын жағдайда жұмыс істейді. Мұндай өзгерістер міндетті түрде елеулі динамикалық жүктеме туғызады. Динамикалық жүктеменің тербелісті сипатын кез

келген машиналардан табуға болады, ал кейбір кезеңдерде тербеліс деңгейі өте жоғары болуы мүмкін, сондықтан олар жобалау кезінде жүргізілетін есептеулерде міндетті түрде ескеріледі.

Динамика саласының қазіргі даму сатысында пайда болған жаңа бағыттың бірі – машинаның серпімді тораптарының динамикасы, ал ол машиналарда болып жатқан физикалық процестердің сипатын толығырақ ашу және тораптардағы жүктеме мен олардың қозғалу заңдылығын анықтауға мүмкіндік береді.

Металлургия машиналары мен механизмдеріндегі тербелу процесінің негізгі сипатын зерттеу арқылы анықтаудың негізгі мақсаты – динамикалық жүйедегі таңбасы өзгеріп отыратын қозғалыс пен сол қозғалыспен байланысты күш әсерінің өзгерісін талдау болып саналады.

Тербелісті зерттеудің негізгі мақсаты – жалпы жүйенің сенімділігін арттыру мен жабдыққа түсетін күштің әсерін анықтау, ал олар машина құрастыру мен пайдалану кезінде тербелу процесінің шамасын реттеуге мүмкіндік береді.

Металлургия машиналары өте ауыр циклдік жұмыс ырғағында (кейбір машиналар 1 сағ-та 2500 рет қосылуы мүмкін), сипатты динамикалық жүктелу (кейбір кезеңдерде ұруға дейін жететін) жағдайында жұмыс істейді. Машиналардың жеке тораптары тез өзгертін жоғарғы жылулық әсерінде жұмыс істейді, ал үйкетүзілімді жұптардың қарқынды тозуы нәтижесінде буындардағы саңылау шамасы ұлғаяды және олар тұйықталған кезде ұрғылау жүктемесіне айналуы мүмкін.

Металлургия машиналарының жұмыс қабілетінің төмендеуіне тораптар мен бөлшектердің тозуы, шектен тыс күштің жиі әсер етуі нәтижесінде аяқ асты бүлінуі, бөлшектердің циклдік жүктеме әсерінен болдыру бүлінуіне шалдығуы мен ертеректе пайда болған микрожарықшақтардың ұлғаюы себеп болады.

Көптеген факторлардың ішінде машинаның беріктігі мен ұзақ тұрақтылығын анықтайтын себептер ретінде, оның элементтеріне айналымы күштің әсерін айтуға болады. Осыған сәйкес машина бөлшектері бүлінуінің себептерін екі топқа бөлуге болады: олар жүктеме әсерінен аққыштық шектен асатын

кернеу тудыратын статикалық және аққыштық шектен төменгі кернеу әсерінен болатын болдыру. Бірінші жағдайда бөлшек бүлінуінің негізгі себептеріне пайдалану режимінің бұзылуы, жобалау мен жасау кезінде жіберілген қателіктер салдары жатады; екінші жағдайда металдың болдыруын тудыратын циклдік немесе таңбасы тез өзгеретін жүктемелер әсерінен бүлінеді. Бөлшектің болдыру құбылысы нәтижесінде болған бүліну аяқ асты көрінгенімен, оның алдында елеулі илемді деформация болатыны белгілі. Көптеген себептерге байланысты бөлшектің бет жағында микрожарықшақтар пайда болады және олар кернеудің шоғырландырғышы болып саналады. Циклдік деформация әсері уақыттың өтуіне қарай әсер ететін жүктеменің қарқыны, бөлшектің өлшемдері, материалдың ерекшеліктеріне және басқа факторларға сәйкес микрожарықшақтардың әр түрлі жылдамдықпен дамуын туғызады. Олардың ұлғаюына қарай, бөлшек қимасы біртіндеп әлсірейді және статикалық жүктемеге қарсы тұруға мүмкіндігі болмаған жағдайда істен шығады.

Жетек тізбегінде динамикалық жүктеменің пайда болуына қозғалтқыштың түрі, сипаты, параметрлері мен қозғалтқыштың басқару жүйесі әсерін тигізеді. Осыған сәйкес қысқа тұйықталған асинхронды және фазалы роторлы қозғалтқыштарды іске қосқан кезде беріліс тізбегінде елеулі динамикалық жүктеме пайда болады. Жұмсақ сипатты қозғалтқыштарда тербеліс қарқыны төмен, ал қатаң сипатты қозғалтқыштардың үлкен диссипативтілігі болғандықтан, оларда пайда болған тербеліс тез сөнеді.

Машиналардағы өтпелі кезеңнің ұзақтығына жетектің электрмеханикалық уақыт тұрақтысының мөлшері әсер етеді: маховиксіз жетектерде ол тұрақты $T_m = 0,02 \div 0,6$ с; ал маховикті жетектерде $T_m = 0,3 \dots 1,5$ с.

Металлургия машиналарында синхронды электр қозғалтқыштар сирек қолданылады, ал олар қолданылған агрегаттар мен механизмдер жетектеріндегі бөлшектердің істен шығуы кездеседі. Бөлшектер бүлінуінің негізгі себебі – сөнбейтін қарқынды тербеліс процесінің болуы. Машиналар-

дағы технологиялық жүктемелер мөлшері мен фазасы, қозғалтқыштың сондай жүктемелерімен сәйкес келмейді. Технологиялық жүктемеден қозғалтқыш тоғы өсуінің кешігуі жетектің айналатын элементтердің кинетикалық энергия қоры шамасының өсуіне қарай ұлғаяды. Қозғалтқыш тоғының өсуі жұмыс режиміндегі жүктеменің тез өсуіне жете алмайды. Машина бөлшектері мен тораптарының істен шығуы көптеген шығынға әкеліп соғады.

Көптеген машиналардың беріктігі мен ұзақ тұрақтылығы сипатын тербелісті динамикалық жүктемелер анықтайды. Жүктемесінің мөлшері мен сипаты серпінді элементтердің динамикалық параметрлеріне, қозғалтқыштың сыртқы сипаттамасына, тораптардағы бөлшектер арасындағы саңылауларға тікелей байланысты.

3.2. Кинематикалық сұлба мен физикалық үлгілердің жіктелуін талдау

Металлургия машиналарының көптеген механизмдерінің натуралы зерттеулер нәтижесінің көрсетуіне қарағанда, динамикалық жүктеменің шамасы машинаның түрі мен технологиялық жүктеменің әсер ету жағдайына ғана тәуелді емес, сонымен қатар оның кинематикалық сұлбасының құрылымына, жетектің түрі мен орналасуына тәуелді.

Ыңғайсыз таңдалған механизмнің кинематикалық сұлбасы, дұрыс таңдалған сұлба бойынша жасалған механизмге қарағанда, технологиялық жүктемесі мен құрылысы бірдей болғанымен, үлкен динамикалық жүктеменің пайда болуына мүмкіндік туғызады. Үйлесімсіз таңдалған кинематикалық сұлба бойынша жасалған машиналарға әр түрлі конструктивті өзгерістер енгізу арқылы сапасын жақсарту мүмкіндігі өте төмен. Сондықтан, машинаның тиімді кинематикалық сұлбасын таңдауға өте көп көңіл бөлу қажет және ондай механизмдерге конструктивті өзгерістер енгізу арқылы жетілдіру мүмкіндігі шексіз. Осыған сәйкес жабдықтарға әсер ететін динамикалық

жүктеме шамасын төмендету үшін мынандай шаралар қолдану қажет:

1) машиналардың енжарлы байланыстарын алып тастап, құрылысын мүмкіндігінше қарапайымдау;

2) жетектің берілістер тізбегінің ұзындығын қысқарту арқылы оны ыңғайлы орналастыру;

3) трансмиссия мен қосу муфталарының санын мүмкіндігінше шектеуге тырысып, әрбір механизмге жеке жетек қолдану немесе қуаты жоғары бір жетек орнына кіші өлшемді бірнеше жетектермен ауыстыру, оның ішінде қозғалтқыш-редуктор және т.б осыған ұқсаған шараларды кеңінен енгізу;

4) ауыр режимде жұмыс істейтін тез әсерлі механизмдер үшін, редукторсыз жетектер қолдану;

5) төменгі өлшемді, жеңіл және тез әсерлі пневмо-гидро жетектер мен қиыстырылған жетектер қолдану;

6) динамикалық жүктеме шамасын төмендету мен машиналардың сенімділігін арттыру үшін, көп қозғалтқышты жетек қолдану.

Металлургия машиналарының нақтылы жүйесінде механизмдері өте күрделі және көптеген еркін дәрежелері бар, динамикалық параметрлері жиі өзгертін, саңылаулары үлкен, сипатты күрделі жабдықтарға жатады. Машиналардың динамикасына электр қозғалтқыштардың түрлері, олардың сипаты мен басқару жүйесі үлкен әсерін тигізеді. Қозғалтқыштардың механикалық жүйе мен машиналарда пайда болатын механикалық тербелістің электрмагнитті процестерге әсер ету дәрежесі бірдей емес. Кейбір машиналарда электрмагнитті процестің әсері өте төмен болғандықтан, механикалық процестерді қозғалтқыштарда болатын электрмагнитті құбылыстарсыз қарастыруға болады. Ал кейбір машиналарда оларды бөлуге болмайды, себебі машиналардағы физикалық процестер дұрыс көрсетілмейді және оларсыз жүргізілген есептеулер нәтижесінде қателіктер енгізілуі мүмкін.

Кейбір технологиялық машиналардағы механикалық тербелістер тек ғана энергия көзімен әрекеттесіп қоймайды, сонымен бірге машинаның жұмыс торабының технологиялық

процестерімен де әрекеттеседі. Кейбір жағдайда механикалық тербелістер қозғалтқыштағы электрмагнитті процестерге қарағанда, технологиялық процестерге елеулі дәрежеде әсерін тигізеді (мысалы, илемдеу орнақтарында). Мұндай машиналардың физикалық және математикалық үлгілері электрмеханикалық үлгілерге қарағанда күрделірек. Мұндай жүйелерді электрмеханикалы-технологиялық деп атауға болады.

Сонымен, барлық металлургия машиналарын есептеуді мынадай физикалық үлгілерге келтіруге болады:

1) буындарының серпімділігі ғана ескерілетін ең қарапайым механикалық;

2) тораптарындағы серпімділігі мен қозғалтқыштағы электрмагнитті процестері ескерілетін электрмеханикалық;

3) жүйенің серпімділігі, қозғалтқыштағы электрмагнитті процестер мен жұмыс машиналарындағы технологиялық процестер ескерілетін электрмеханикалы-технологиялық.

Осыған байланысты, жетек тізбегіндегі динамикалық жүктеменің қалыптасуына қозғалтқыш елеулі әсерін тигізеді. Сондықтан, машиналардың физикалық үлгілерін қозғалтқыштың санына және жетектегі қозғалтқыштың орналасуына қарай қарапайым бір қозғалтқышты, екі қозғалтқышты, тарамдалып топталған жетекті, көп қозғалтқышты етіп жіктеу тиімді.

3.3. Динамикалық есептеудің жалпы жағдайы

Металлургия машиналары өте ауыр динамикалық режимде жұмыс істейді, сондықтан олардың құрылымының беріктігі мен сенімділігіне жоғарғы талаптар қойылады. Машиналардың сапасы олардың негізгі параметрлеріне жүргізілген есептеудің дәлділігіне байланысты. Машинажасау өндірісі дамуының қазіргі сатысында, тәжірибе талаптарына сәйкес қалыптасқан динамиканың жаңа бағыты – машиналардың қолданбалы динамикасы дами бастады, ол бағыт машиналардағы динамикалық процестерді толығырақ зерттеуге және олардың элементтеріндегі жүктемелерді анықтауға мүмкіндік береді.

Нақтылы машиналар мен механизмдердің физикалық

моделін құру кезіндегі негізгісі ретінде, дискретті массалардың ең төменгі санын дәлелді таңдау болып саналады, себебі олардың санының өсуіне қарай математикалық есептеулердің шешімі күрделенеді.

Машиналарды олардың нақтылы жағдайында, яғни материалдың қасиетін (серпімділігін), қозғалтқыштың сипаттамасын, жетек тізбегіндегі саңылаулар мен жүйенің диссипативтік қасиетін ескере отырып, сыртқы күштермен нақтылы жүктелу сипатын қарастыру қажет. Машиналардағы динамикалық құбылыстарды аналитикалық түрде зерттеу барысында, олардың эквивалентті үлгілерінің есептеу нәтижесі, зерттелетін үлгінің сапалық және сандық нәтижелері жеткілікті дәлділікпен машинаның натурлы сынау нәтижелерімен дәл келуі керек.

Ауыспалы процестерге жүргізілген инженерлік есептеулерде міндетті түрде оның алғашқы екі жиілігі ескеріледі, себебі жетектің серпімді тораптарындағы динамикалық жүктеменің қалыптасу сипатына жоғарғы гармоникалық тербелістер елеулі сапалық өзгерістер енгізе алмайды.

Домна және болат балқыту цехтарының машиналары қарқынды динамикалық жүктеменің әсерінде жұмыс істейді. Ал илемдеу цехтарындағы машиналар қатаң динамикалық режимнің әсерінде жұмыс істейді, ал олар кейбір жағдайда ұрғылау жүктемесіне жакындайды. Осыған сәйкес динамикалық жүктемелер металлургия машиналарының беріктігі мен ұзақ тұрақтылығын анықтайтын есептеулерде міндетті түрде ескерілуі қажет.

Машиналардың апатты тоқтатуы статикалық жүктеменің аздаған шамасында болуы мүмкін, ал ауыспалы күш әсері бөлшектің болдыру бүлінуін тудыратын негізгі себептің бірі болып саналады. Машина бөлшектерінің 90 %-ы динамикалық жүктемесі болдыру бүліну нәтижесінде болады. Машиналардағы механикалық тербеліс, олардың беріктігіне ғана қолайсыз әсерін тигізіп қоймайды, сонымен қатар олар белгілі бір дәрежеде машинаның жұмысы мен қалыпты технологиялық процесіне әсерін тигізу арқылы, олардың

жағдайын күрделендіреді. Мысалы, электрдоғалы пештің электродтарының тербелісі, жапырақты металды немесе құбырларды илемдеу кезіндегі орнақтардың біліктерінде пайда болған тербеліс илемденетін металл сапасына әсерін тигізеді және орнақтың біліктерінің тығылып жүруін туғызады.

Машиналардың динамикалық жүктемесінің есептеулері олардағы тербеліс жиілігі мен амплитудасының белгіленген мөлшерін анықтайды және осы анықталған мөлшерлер негізінде бөлшектердің төзімділігі анықталады.

Сапалы орындалған динамикалық есептеулер, ғылыми зерттеу элементтері бар диплом немесе курстық жобаларының сапасын және болашақ мамандардың теориялық даярлық деңгейін жоғарылатып, ғылыми зерттеу жұмыстарын орындауға дағыландырады.

Машиналарды жобалау барысында орындалатын есептеу жұмыстарын іске асыру үшін ЭЕМ қолданған ыңғайлы, себебі ол есептеудің көптеген варианттарын орындап, олардың ішінен ең тиімдісін таңдауға мүмкіндік береді және болашақта жасалатын машинаның сапасын жоғарылатуға көмектеседі.

Машинаның сапасына тиімді таңдалған кинематикалық сұлба оң әсерін тигізеді. Кинематикалық сұлбадағы енжарлы байланыстардың сандарын төмендету арқылы, динамикалық жүктеме шамасын мүмкіндігінше төмендету арқылы машинаның сенімділігін арттыруға болады. Механизмнің сәтсіз құрылған кинематикалық сұлбасы мен динамикалық параметрлерінің дәлелсіз таңдалуы, жүктеменің шамасын шексіз өсіру арқылы машинаны апатты жағдайға жеткізуі мүмкін. Сондықтан, жобалау кезінде ЭЕМ көмегімен ұқыпты жүргізілген есептеулер нәтижесіне сүйене отырып, кинематикалық сұлбаның әр түрлі варианттарын талдау арқылы, машинаның қажетті параметрлерін дұрыс таңдауға болады. Машиналардың атқаратын қызметі мен конструктивті ерекшеліктеріне тәуелсіз, олардың барлығына тән жалпы қасиеттеріне тораптарының серпімділігі мен белгілі бір жағдайда тербеліс процесін тудыратын қабілеті жатады.

Сыртқы жүктеме әсерінен (кезеңдер мен күштер) жетектің серпімді элементтері деформацияға ұшырайды, ал ондай машина

элементтері атқаратын жұмыс процесінен аздап ауытқиды немесе тербеліс тудыруы мүмкін. Осындай өзгерістердің нәтижесінде жетекке қосымша кедергі кездері немесе уақытқа сәйкес жүйенің өзіндік тербеліс жиілігі өзгеріп, серпімді күштермен жүктеледі.

Машиналардағы тербеліс сипаты жүктеме нәтижесінен болатын динамикалық жүктемені ескеру үшін орындалатын есептеулер мынандай сатылардың тұрады:

1. Машинаның физикалық үлгісін құру;
2. Жүйеге әсер ететін сыртқы жүктеменің өзгеру сипаты мен мөлшерін анықтау;
3. Серпімді жүйе қозғалысының дифференциалды теңдігін құру;
4. Өзіндік тербелістің жиілігін анықтау;
5. Жетек буындарындағы серпімді күш пен кезеңдерді, машинаның жұмыс элементтерінің қозғалыс параметрлерінің өлшемдік режимін ескере отырып есептеу.

Машина жетектері көптеген шоғырланған және шашыраған массалардан тұрғандықтан, ондай жүйелердің теориялық зерттеулері қиындық тудырады. Сондықтан, нақтылы жүйенің шақтамалы есептеу дәлділігімен қамтамасыз ететін, мүмкіндігінше аздаған массалар, келтірілген есептеу сұлбасы бар қарапайым жүйемен ауыстырылады.

3.4. Машинаның физикалық үлгілері параметрлері

Машиналардың қолданбалы динамикасында физикалық және математикалық үлгілерді құру динамикалық есептеудің жауапты кезеңінің бірі болып саналады. Нақтылы машинадан эквивалентті есептеу сұлбасына дәлелді өту мен параметрлерін анықтау дәлділігі, физикалық процестердің математикалық бейнеленуіне динамикалық есептеулердің дәлділігімен тікелей байланысты.

Нақтылы машиналар мен механизмдердің физикалық үлгілерін құрған кезде, олардың негізгісі ретінде дискретті массалардың ең төменгі санын негіздеу арқылы таңдау болып саналады, себебі олардың санының өсуіне қарай математикалық

шешімдердің күрделілігі оны есептеу арқылы шешкен кезде артады. Машиналардағы динамикалық құбылыстарды аналитикалық түрде зерттеу үшін, олардың эквивалентті үлгісі сан және сапа жағынан, зерттеу нәтижелерінің дәлдігі бойынша жеткілікті және олар машинаның натурлы зерттеу нәтижелерімен сәйкес келетіндей болуы қажет.

Физикалық модельдердегі байланыстар мен қосымша массаларды ескеру кезіндегі дифференциалды тендеулер қатарының өзгеруіндегі сандық нәтижелерін анықтаумен баланыстырмай (есептеу сұлбасының параметрлерін анықтауда ауытқу шегінің шамасы 10 %-ға дейін), жетек жүйесіндегі жаңа сапалық динамикалық сипатын зерттеумен байланыстыру қажет.

Натурлы тәжірибемен жүргізілген зерттеулерге қарағанда, көп массалы металлургия машиналарының көптеген күрделі жүйелерін есептеу дәлділігінің шақтама шегінде үш массалы физикалық үлгіге келтіруге болады.

Ал күрделі емес механизмдердің кинематикалық сұлбаларын өте қарапайым екі массалы үлгілерге келтіруге болады.

Кейбір жағдайларда, егерде теориялық зерттеулер жүргізу қажет және динамикалық процестер мен жүктемелердің қалыптасуына көптеген факторлар әсерін тигізетін болса, оның ішінде қозғалтқыштың сипаты, күрделі технологиялық жүктеменің өзгеру заңдылығы, сызықтық емес сипаттамалар әсер еткен жағдайда жан-жақты баға беру үшін, екі массалы үлгімен шектелуге болады.

Көп жағдайда күрделі жүйенің динамикалық есептеулерінің дәлдігі массалар санына ғана емес, сонымен қатар сыртқы жүктеменің өзгеру заңдылығының дұрыс айқындалуы, байланыстардың сызықтық еместігі, машиналар буындарындағы саңылаулардың ескерілуі мен басқа да технологиялық және конструктивтік факторларға тәуелді.

Машиналардағы динамикалық жүктеменің резонанс құбылысын есептеу кезінде тербелістің жиілігін дәл анықтаудың маңызы зор және бұл жағдайда көп массалы жүйе қарастырылды.

Машинаның физикалық моделін құраған кезде дискретті

және шоғырланған массалардың ерекшеліктерін анықтауға көңіл бөлу қажет. Тегергіштер, роторлар, шкивтер, тісті және жүру дөңгелектері дискретті массаларға жатады. Егерде бөлшектің диаметрі білік диаметрінен екі немесе одан да көп болған жағдайда массаларды дискретті деп қабылдау қажет. Серіппелі буындарға біліктер, жалғастырғыштар, тісті дөңгелектер, белдікті, шынжырлы және темір арқанды берілістер жатады.

Қозғалтқыштардың роторы, тежеу шкиві, муфталар мен басқа бөлшектердің инерциялық кезеңдерінің мәндерін каталогтардан тауып алуға немесе олардың жуықталған мәндерін формулаларды қолдана отырып анықтауға болады.

$$J = k_m m D_n^2, \text{ Нм}^2,$$

мұнда m – бөлшектің массасы, Н;

D_n – бөлшектің сыртқы диаметрі, м;

k_m – денедегі массаның бөліну коэффициенті және ол бөлшектің конструкциясына тәуелді: оның мәні тұтас білік үшін 0,125; қуыс білік үшін 0,25; жалғайтын муфталар үшін 0,11; шкивтер үшін 0,15; тісті дөңгелектер үшін 0,16 тең.

Күрделі пішінді бөлшектердің инерциялық кезеңдерін жуықтаған есептеу үлгілері көмегімен анықтауға болады. Ол үшін күрделі пішінді бөлшектерді жеке қарапайым бөліктерге бөліп, әрбір бөлінген бөліктердің инерциялық кезеңдерін анықтау қажет.

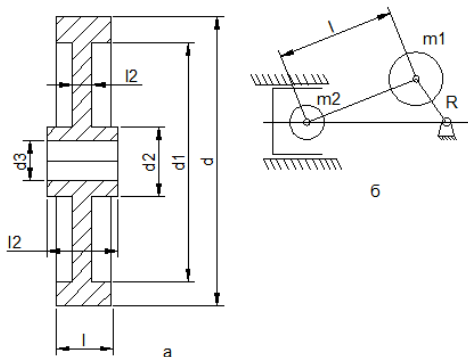
$$J_i = \rho \frac{\pi}{32} l_i d_i^4,$$

мұнда: ρ – материалдың тығыздығы, кг/м³;

l_i, d_i – бөлшектің бөлінген бөлігінің ұзындығы мен диаметрі, м.

Бөлшектің жалпы инерция кезеңі

$$J = \sum J_i.$$



46-сурет. Күрделі бөлшектер (а) мен қосиін-сырғақты механизм (б) массаларының инерциялық кезеңдерін анықтау сұлбасы

Жалпы алғанда, инерция кезеңдерін аналитикалық әдістермен анықтауға болады, оның ішінде *шкивтің инерция кезеңі* (46-сурет).

$$J = \rho \frac{\pi}{32} \left[l(d^4 - d_1^4) + l_1(d^4 - d_{42}^4) + l_2(d_2^4 - d_3^4) \right].$$

Қосиінді механизмді екі шоғырланған массалармен ауыстыруға болады, олар: қосиіннің шетмойыны (m_1) мен бұлғақтың (m_2) жоғарғы бастиегінің бармағында шоғырланған.

Бұлғақты механизмнің инерция кезеңі:

$$J_{к.м.} = \left[m_1 + \frac{1}{2} m_2 \left(1 + \frac{R^2}{4L^2} \right) \right] R^2;$$

$$m_1 = \left(\frac{2}{3} \div \frac{3}{4} \right) m_{ш};$$

$$m_2 = m_{н.к.} + \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{4} \right) m_{ш}.$$

мұнда $m_{ш.}$ – қосиіннің массасы;

$m_{нк.}$ – поршеньді кешеннің массасы.

3.5. Элементтердің қатандығын есептеу

Қатандық, беріктік секілді конструкциялардың жұмыс қабілетін анықтайды. Беріктікке қауіпті кернеу пайда болғанға дейінгі конструкцияларда пайда болған елеулі деформация шамасы, олардың қалыпты жағдайда жұмыс істеуіне әсерін тигізеді. Пайда болған деформация бөлшекке әсер ететін жүктеменің біркелкі бөлінуіне кедергі жасайды. Осыған сәйкес, бөлшектің жеке бөлігіне шоғырланған күштің әсер еткен кезінде, оның сол бөлігіне шамасы жоғарғы кернеу пайда болады. Кейбір жағдайда олардың шамасы номинальды кернеу мөлшерінен бірнеше есеге жоғары болуы мүмкін.

Қатандығы төмен тұрқыға орнатылған механизмдердің бір-бірімен өзара әрекеттесуі бұзылған кезде, бірге қозғалатын машина бөлшектеріндегі үйкеліс шамасының өсуіне байланысты тозу қарқыны ұлғаяды. Біліктер мен тіреулердің қатандығының төмендеуіне байланысты тісті дөңгелектердің ілінісі бұзылады, ал ол тістердің тез тозуын тудырады. Цапфалар мен сырғанамалы мойынтіректер тіреулеріндегі қатандықтың төмендеуі жоғарғы ернементтік қысым туғызады, ал ол жартылай сұйық немесе жартылай құрғақ үйкеліс ошағын туғызғандықтан, мойынтіректердің тығылып қозғалуы мен олардың жұмыс істеу мерзімінің төмендеуіне әкеліп соғады. Динамикалық жүктеме әсеріндегі қозғалмайтын жалғастар қатандығының төмендеуі үйкетүзілімді жегіде, қақталма мен беттердің бір-біріне пісірілуін тудырады.

Жеңілдетілген машиналардың конструкцияларында, олардың қатандық туғызатын қасиетін дұрыс пайдаланудың маңызы (машиналар, ұшақтар, ракета техникасында) зор. Конструкцияны жеңілдетумен қатар, олар жасалатын материалдың беріктік қорын түгел қолдану қажет. Ол үшін конструктор кернеу деңгейін ұлғайтуға мәжбүр болады, ал ол конструкциядағы деформация шамасын ұлғайтуға алып келеді. Осыған сәйкес, конструкцияның массасын төмендетудің ең тиімді әдісінің бірі – біркелкі берік материалдарды кеңінен қолдану, ал ол өз кезегінде деформация шамасын ұлғайтуы

мүмкін, себебі беріктігі біркелкі конструкциялардың қатаңдығы төмен болып келеді.

Беріктіктігі жоғары материалдарды қолданған кезде, конструкциялардағы деформация шамасы ұлғаяды. Себебі, көп жағдайда, конструкцияларға әсер ететін күштің шамасы дұрыс бағаланбағандықтан, есептеу барысында әсер ететін күштің төменгі мәні алынады және конструкцияларды пайдалану барысындағы бөлшектердің істен шығуына себеп болатын көптеген жүктемелер шамасы ескерілмейді. Ескерілмеген жүктемелердің пайда болуының негізгі себептері, машинаны жинаудың дұрыс жүргізілмегендігінен, қатаңдығы төмен конструкцияларды қолдану нәтижесіндегі бөлшектерінің деформациясы, қалдықты деформация, жалғанатын жалғастардың бекіту элементтерінің қатты тартылуы, жоғарғы үйкеліс шамасы, үйкелетін беттердің бір-біріне қисайып орналасуы, машиналарды тасымалдау және құрылғылау кезіндегі әсер еткен күштерден және басқа есептеумен ескерілмейтін факторлар әсерінен болады.

Қарапайым жағдайдағы деформация шамасын материал кедергісі мен серпімділік теориясына сүйене отырып есептеуге болады. Көп жағдайда бөлшектердің қимасы оның жасалу жағдайымен анықталғандықтан, оларға әсер ететін жүктеме шамасын есептеу арқылы анықтаудың мүмкіндігі өте күрделі, сонымен қатар, кейбір күрделі пішінді бөлшектердің кернеуін анықтау – белгілі бір деңгейдегі қиындықтарды тудыратын жағдайлар жиі кездеседі.

Мұндай бөлшектердің кернеуін анықтау үшін, оның үлгісін құру, тәжірибе жүргізу арқылы анықтау, машиналарды пайдалану барысында жиналған тәжірибелер нәтижесіне сүйенуге тура келеді.

Қатаңдық деп сыртқы жүктемеге ең төменгі деформация шамасымен төтеп беретін жүйенің қасиетін айтады.

Қатаңдық – қатаңдық коэффициентімен бағаланады. Қатаңдық коэффициенті жүйеге әсер ететін P күшінің ең жоғарғы f серпімді деформация шамасына қатынасымен анықталады.

Кейбір кең тараған элементтердің қатаңдық коэффициенттері былай анықталады:

Өзектің ұзын бойындағы қатаңдығы, Н/см

$$c = EF / L ,$$

мұнда E – материалдың ұзын бойындағы серпімділік модулі;

F – өзектің көлденең қимасының ауданы, m^2 ;

l – өзектің ұзындығы, м.

Өзектің икемділігі (қатаңдықтың кері мөлшері), м/Н;

$$e = 1 / c = l(EF) .$$

Темір арқанды полиспастың атанағының шеңберіне келтірілген қатаңдығы (сызықты қатаңдылық):

$$c_n = E_k F_k z / l ,$$

мұнда E_k – темір арқанның бойындағы серпімділік модулі;

F_k – темір арқан сымдарының көлденең қимасының ауданы, m^2 ;

z – полиспаст тармақтарының саны;

l – аспаның ұзындығы.

Полиспастың бұрыштық қатаңдығы:

$$c_n^y = c_n R^2 ,$$

мұнда R – атанактың радиусы.

Қысылған (созылған) серіппенің қатаңдығы:

$$c = Gd^4 / (8D^3 z) ,$$

мұнда G – ығысу модулі;

d – сымдардың диаметрі, м;

D – серіппенің орташа диаметрі, м;

z – серіппенің жұмыс орамының саны.

Көлденең қатаңдық

Арқалықтардың қатаңдығы олардың бекітілу әдісіне байланысты. Мысалы, консольды арқалықтың қатаңдығы

$$c = 3EJ / l^3,$$

мұнда J – қиманың экваториалдық инерция кезеңі, см^2 .

Бұралу қатаңдығы

Бұралған кездегі қатаңдық коэффициенті ($M_{кр}$, білікті $\varphi = 1$ рад бұрышқа бұрған кездегі бұралу кезеңі)

$$c = M_{кр} / \varphi.$$

3.6. Машиналар бөлшектерінің стандартталған элементтерінің қатаңдығы мен икемділігі

3.6.1. Біліктер қатаңдығы

Дөңгелек пішінді біліктің қатаңдығы

$$c = GI_p / l,$$

мұнда I_p – білік қимасының полярлық инерция кезеңі, ол мынаған тең

$$J_p = \pi d^4 / 32 \text{ м}^4,$$

мұнда d – біліктің диаметрі;

l – біліктің бұралатын жерінің ұзындығы, м.

Есептеу кезінде икемділік коэффициентін қолданған ыңғайлы (одан әрі икемділік деп аталады). Бөлшектің жалпы икемділігі оның жеке бөлігінің икемділігінің қосындысына тең.

Дөңгелек пішінді біліктің икемділігі

$$e = kl / d^4,$$

мұнда $k=32/\pi G$ (аз көміртекті болаттан жасалған біліктер үшін $k=1,3 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{Н}$; құрамында көміртегі көп болаттардан жасалған біліктер үшін $k=1,2 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{Н}$; орта көміртекті болаттардан жасалған біліктер үшін $k=1,26 \cdot 10^{-6} \text{ см}^2/\text{Н}$).

Қуыс біліктердің икемділігі

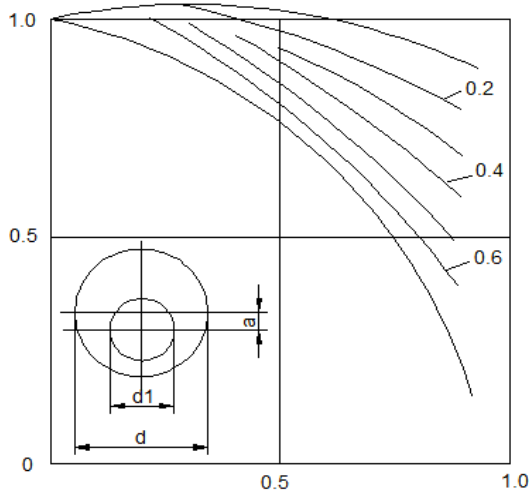
$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} k_{\pi} l / \alpha^4,$$

мұнда $k_c = 1/(1 - \alpha^4)$; $\alpha = d_1 / d$; d_1 – біліктің ішкі диаметрі.

Эксцентрлі тесілген біліктің икемділігі (47-сурет)

$$e = 1.26 \cdot 10^{-6} k_3 l / \alpha^4,$$

мұнда $k_3 = 1/\lambda(1 - \alpha^4)$; $\alpha = d_1 / d$; λ – 47-суреттегі график бойынша анықталатын коэффициент.



47-сурет. Эксцентрлі тесілген білік

$$\kappa_{\pi\pi} = f(l/d) (e).$$

Ойықталып кесілген біліктің икемділігі (48 а-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} k_a l / d^4.$$

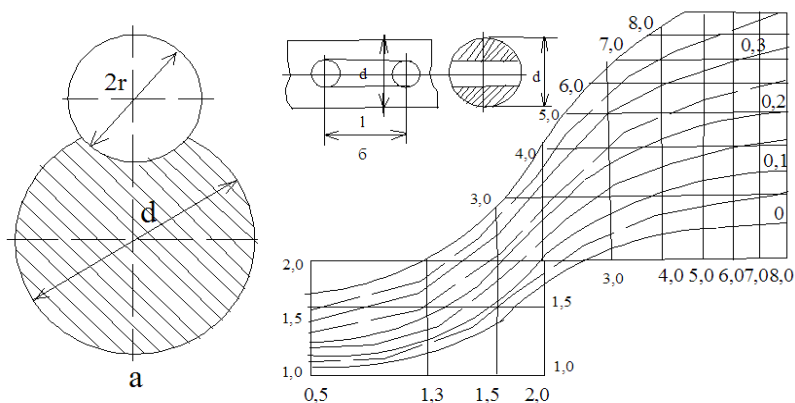
k_6 коэффициентінің мәні мынандай:

$2r/d \dots$	0	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5
$k_6 \dots$	1	1,006	1,007	1,076	1,287	1,707	2,493	4,133	22,44.

Бойлай тілінген біліктің икемділігі

$$e = 1.26 \cdot 10^{-6} k_{np} l / d^4.$$

k_{np} коэффициентін 48-суреттегі сұлба бойынша анықтайды.

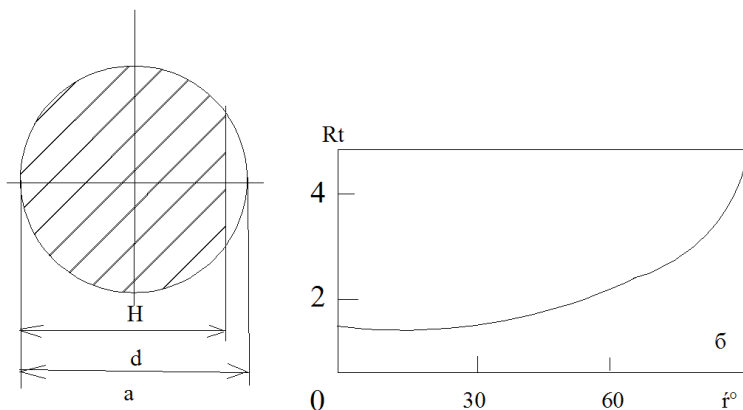


48-сурет. Ойықталып кесілген білік (а); бойлай тілінген білік (б) және сұлба

Қасқалды біліктің икемділігі (49 а-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} k_e l / \alpha^4,$$

мұнда $k_e = \pi/2(2,57H/4 - 1)$ немесе 49-суреттегі сұлба бойынша анықталады (α – қасқалдың орталық бұрышының жартысы $H/d = 0,5 \dots 1,0$).



49-сурет. Қасқалды білік (а) және $K_n = f(a)$ сұлбасы (б)

Сатыланып жасалған біліктің икемділігі (50 а-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} (l_1 / d_4 + l_2 / d_2^4 + x),$$

мұнда $x = \frac{1 - d_1^3 / d_2^3}{8d_1^3}$; егерде $r > 0,1d_1$ болған жағдайда ол

шеңбер ішіндегі конуспен ауыстырылады.

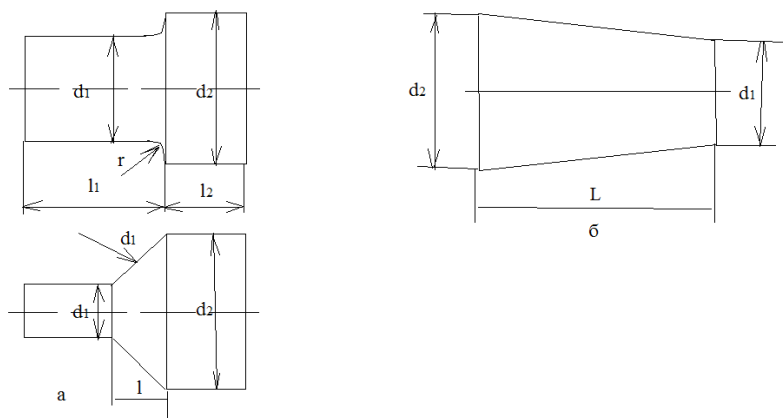
Конусты біліктің икемділігі (50 б-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} k_k l / d^4,$$

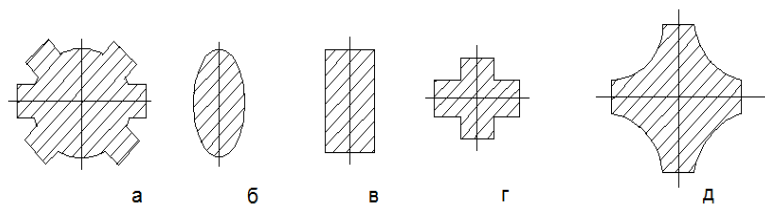
мұнда $k_k = \alpha(1 + \alpha + \alpha^2) / 3$; $a_1 = d_1 / d_2$.

Ойма кілтекті біліктің икемділігі (51 а-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} f / d^3.$$



50-сурет. *a* – сатыланып жасалған білік; *б* – конусты біліктер



51-сурет. Ойма кілтекті білік (а); қимасы эллипс (б) және тікбұрышты біліктер (в), айқара қималы білік (г) және еркін қималы білік (д)

Эллипсті тегіс біліктің икемділігі (51 б-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} k_{ye} l / d^4,$$

мұнда $k_{ye} = d_1(d_1^2 + d_2)/2d^3$.

Қимасы тікбұрышты біліктің икемділігі (51 в-сурет)

$$e = l / (Gba^3 k_n).$$

κ_n коэффициентінің мәні мына қатынастан анықталады:

$l/n \dots$	1	1,5	1,75	2	2,5	3,0	4	10	∞ ;
$\kappa_n \dots$	0,141	0,196	0,214	0,2129	0,249	0,263	0,281	0,321	0,333.

Айқара қималы біліктің икемділігі (51-сурет)

$$e = 1.26 \cdot 10^{-6} k_{кр} l / d^4.$$

$k_{кр}$ коэффициентінің мәні мына қатынастардан анықталады:

$l/d \dots$	1,5	2,0	2,5	3	4	5,0	10;
$k_{кр} \dots$	0,17	0,0935	0,068	0,0574	0,0386	0,0306	0,015.

Еркін қималы біліктің икемділігі (51-сурет)

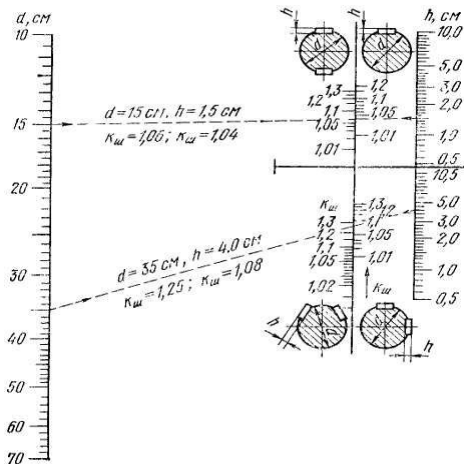
$$e = 1.26 \cdot 10^{-6} 4J_{\theta} l / F^4,$$

мұнда J_{θ} – қиманың полярлық инерция кезеңі; F – қиманың ауданы.

Кілтек бунағы бар біліктің икемділігі (52-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} k_{\theta} l / d^4.$$

k_{θ} – мәнін номограммадан анықтаймыз (52-сурет):



52-сурет. k_{θ} коэффициентін анықтайтын номограмма

Нығыздалып қондырылған төлкелі біліктің икемділігі (53 а-сурет)

$$e = 1.26 \cdot 10^{-6} k_n l / D^4,$$

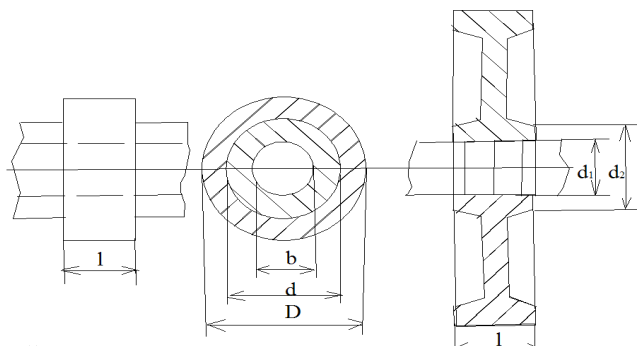
$$\text{мұнда } k_n = \frac{1}{\frac{d^4 - \delta^4}{D^4} + \frac{G_\delta}{G} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)};$$

мұнда G_δ – төлке материалының ығысу модулі.

Күпшекке орнатылған біліктің икемділігі (53 б-сурет)

$$e = 1.26 \cdot 10^{-6} \lambda / d_1^4,$$

мұнда $\lambda = (0.2 \div 0.3)d_1$; күпшек ұзын болған кезде d -ны мына теңдікпен ауыстырады $d : d = d_1 + (d_2 - d_1) / 2$.



53-сурет. Біліктердің жалғасуы

3.6.2. Жалғастардың қатаңдығы

Ернемекті жалғастардың икемділігі (54 а-сурет):

$$e = 1.26 \cdot 10^{-6} k_\phi l / D^4,$$

$$\text{мұнда } k_{\phi} = \frac{1}{\frac{1}{2} z \left(\frac{d_{\phi}}{D} \right)^2};$$

z – бұрандамалар саны;

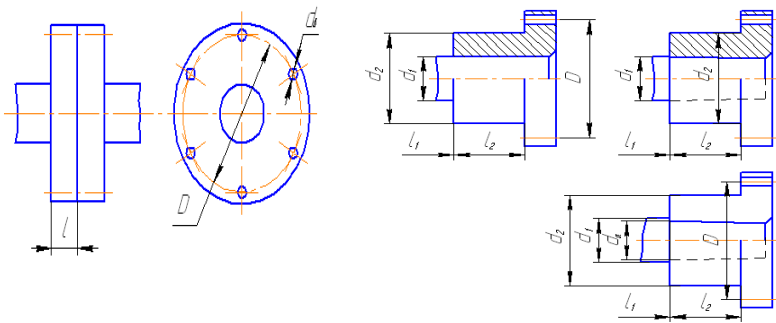
d_{ϕ} – бұрандама диаметрі.

Сатыланған ернемекті жалғастардың икемділігі (54 б-сурет):

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + x \right),$$

$$\text{мұнда. } x = \frac{1}{4d_1^3} \left(1 - \frac{d_1^4}{d_2^4} \right);$$

$d_1 / d_2 = 1/2$ $x = 0,23 / d_1^3$ тең болған кезде сатылы жалғастардағы $x = 0,23 / d_0^2$.



54-сурет. Ернемекті жалғастар

Топсалы (айқартопсалы) жалғастырғыштың икемділігі

$$e = 5 \cdot 10^{-5} / d^3,$$

мұнда d – жалғастыратын саусақтардың диаметрі.

Жұдырықша тәріздес жалғастырғыштың икемділігі

$$e = 4k_1 / (D_{cp}^2 k_2 z b h),$$

мұнда D_{cp} – жұдырықшалардың орташа диаметрі;

z – жұдырықшалардың саны;

b, h – жұдырықшалардың жұмыс ені мен биіктігі;

k_1 – жанасу икемділігінің коэффициенті

$k_1 = (0,3 \div 0,4) 10^{-6}$; k_2 – бұралу кезеңін беретін, жұдырықшалардың нақтылы санын ескеретін коэффициент $k_2 = 0,3 \div 0,5$.

Әмбебап айналдырық (55-сурет)

Әмбебап айналдырық беріліс білігінен, ашадан, қалақтардан (тілікті немесе тұтас) тұрады.

Ашаның икемділігі

$$e = \frac{l_{ck}}{0,592 R^{4G}} \left(\frac{R}{H_1} \right)^{3,35},$$

мұнда l_{ck} – ашаның бұралатын бөлігінің ұзындығы;

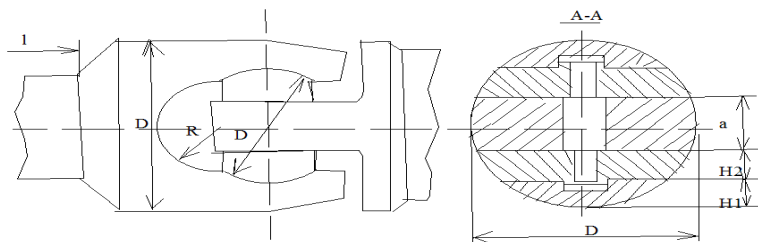
R, H_1 – сегменттің радиусы мен биіктігі.

Тілікті қалақтың икемділігі

$$e = 2l_{\text{л}}^3 / (3s^2 EJ),$$

мұнда $l_{\text{л}}$ – қалақ ұзындығы;

J – аша қимасының инерция кезеңі.



55-сурет. Әмбебап айналдырық

Тұтас қалақтың икемділігі

$$e = l_a / (yGa^3b),$$

мұнда a, b – қалақтың ені мен қалыңдығы;

y – қалақтың көлденең кимасы өлшемдерінің қатынасына тәуелді коэффициент:

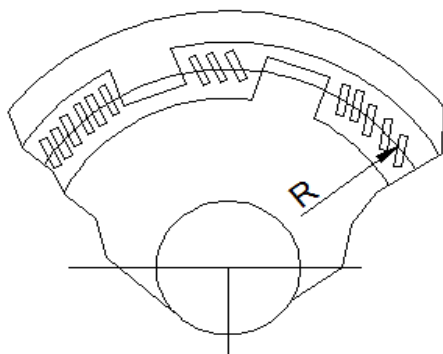
$$\begin{array}{cccc} b/a & . & . & 2 & 2,5 & 3 & 4, \\ y & & 0,229 & 0,249 & 0,236 & 0,281. \end{array}$$

Әмбебап айналдырықтың икемділігін зерттеу нәтижелерінің көрсеткіштеріне сүйене отырып қабылданған формула бойынша анықтауға болады:

$$e = \frac{5.75D(1.8 + N) + 177(u + k)}{GD^4},$$

$$\text{мұнда } N = \frac{2}{\left(1 - \frac{2R_1}{D}\right)^{2.35}}.$$

Айналдырықтың өлшемдері 55-суретте көрсетілген. Пластмассадан жасалған ішпегі бар айналдырық, бронзадан жасалған ішпекті айналдырыққа қарағанда 2 – 2,5 есе қатты болады. Олардың икемділігі тұрақты шама емес, ол берілетін бұралу кезеңінің ұлғаюына қарай төмендейді және мұндай жағдай пластмассадан жасалған ішпектерге тән.



56-сурет. Шиыршықталған
цилиндр типтес
серіппелі жалғастырғыш

Цилиндр тәріздес шиыршықталған серіппесі бар жалғастырғыштың икемділігі (56-сурет).

$$e = 8nd^3 / Gz\delta^4 R^2,$$

мұнда n – серіппенің жұмыс орамының саны;

z – серіппе саны;

d – серіппе орамының диаметрі;

δ – серіппе сымының диаметрі.

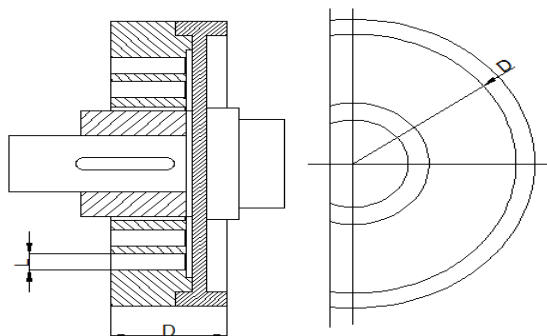
Жалпақ шиыршықты серіппелі жалғастырғыштың икемділігі (57-сурет)

$$e = 12l / (Ezbh^3),$$

мұнда l — серіппенің ұзындығы;

z – жалғастырғыштағы (муфтадағы) серіппелер саны;

b, h — серіппе қимасының ені мен қалыңдығы.



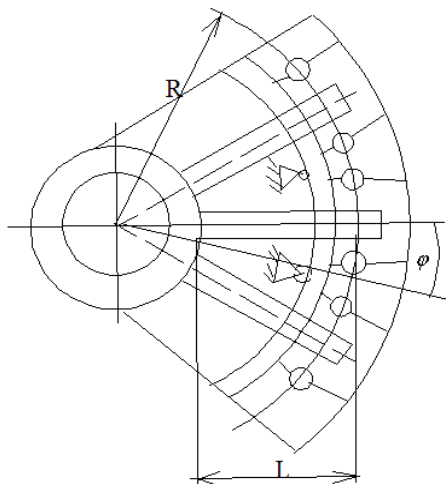
57-сурет. Жалпақ шиыршықты серіппелі жалғастырғыш

Жалпақ серіппелі жалғастырғыштардың икемділігі (58 – сурет)

$$e = 4l^3 / (Ezbh^3 R^2),$$

мұнда l – жалпақ серіппенің екі ұстатылған жерлері немесе тіреулерінің арасындағы қашықтық;

z – жалпақ серіппелер саны;
 R – жалғастырғыш осінен тіреуіне дейінгі қашықтық;
 b, h – жалпақ серіппенің ені мен қалыңдығы.



58-сурет. Жалпақ серіппелі
жалғастырғыш

Иректелген серіппелі жалғастырғыштың икемділігі.

$$e = 3l_1^2 (6l_2 - 4l_1 + 9.4r) / (6R^2 Ezbh^3),$$

мұнда l_1 – серіппенің тіреу тістеріне жанасқан нүктелердің арасындағы қашықтық;

l_2 – серіппенің түзу бөлігінің ұзындығы;

r – таспаның иілу радиусы;

R – серіппе орналасқан шеңбердің радиусы;

z – жарты жалғастырғыштағы тістердің саны.

Резинадан жасалған серпінді элементтері бар төлкелі-саусақты жалғастырғыштың икемділігі

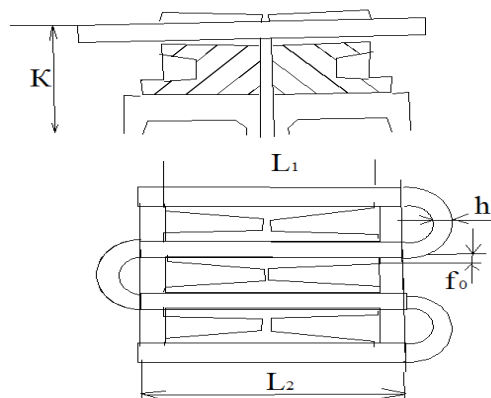
Олардың икемділігі эмпириалық формуламен анықталады.

$$e = 17 \cdot 10^{-3} / \left(k_0 d^3 \sqrt{H^3} \right),$$

мұнда d – біліктің диаметрі;

H – Шор бойынша резинканың қатаңдығы;

H_d – каучуктың түрі, қатаңдығы және резенкенің құрамына тәуелді динамикалық коэффициент.



59-сурет. Иректелген серіппелі жалғастырғыш

Серпімді резинадан жасалған бармақты жалғастырғыш немесе резина-металдан жасалған дискілі жалғастырғыштың икемділігі (60 з-сурет)

$$e = 4k / (3\pi E h D_1^2),$$

мұнда E – диск материалының серпімділік модулі;

D_1 – жалғастырғыштың саусақтары орналасқан шеңбердің диаметрі;

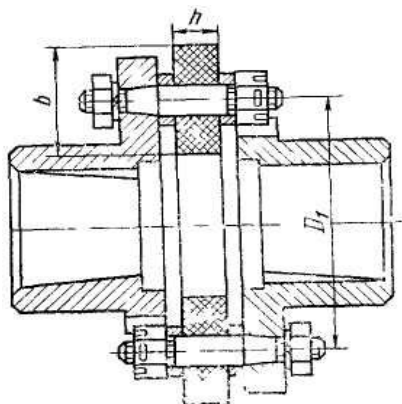
b, h – сақина тәріздес дискі қимасының ені мен биіктігі;

$K = \frac{d}{b}$ қатынасына тәуелді өлшемсіз параметр;

d – дискідегі саусақтарды орналастыруға арналған тесіктердің диаметрі.

d/b . . . 0,2 0,3 0,4 0,5.

k 4,33 3,45 2,77 2,25.



60-сурет. Серпімді дискісі бар бармақты жалғастырғыш

Торо тәріздес серпімді элементі бар жалғастырғыштың икемділігі (61-сурет)

$$e = 1 / (r_c D^3 G),$$

мұнда $r_c - a = B / D$ және $\beta = \delta / D$ қатынастарына байланысты 62-суреттегі график бойынша анықталатын коэффициент;
 G – резина немесе корттың серпімділік модулі;
 D – жалғастырғыштың сыртқы диаметрі.

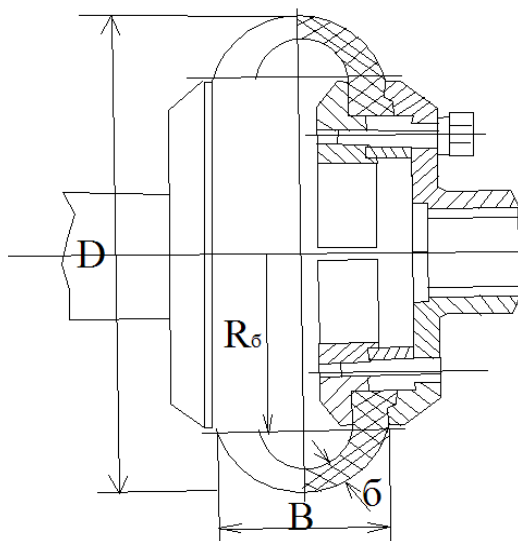
Иінді біліктің икемділігі (63-сурет).

Иінді біліктің икемділігін П.Терскихтің формуласын қолдана отырып, жуықталған мәнін анықтауға болады.

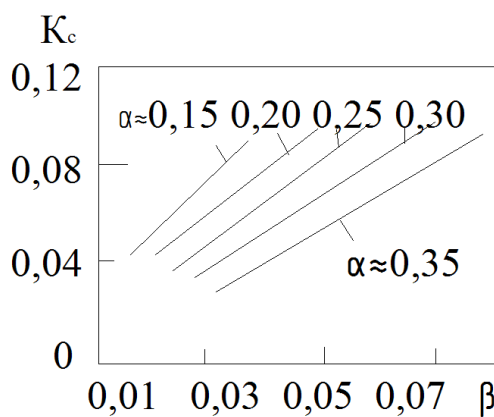
$$e = \frac{11 \cdot 10^{-7}}{D_{cp}^4 - d_{cp}^4} (L + 0,5R),$$

мұнда D_{cp} мен d_{cp} — бұлғақ пен түп мойынның сыртқы және ішкі орташа диаметрлері. Бұдан басқа С.П. Тимошенконың формуласымен анықтауға болады:

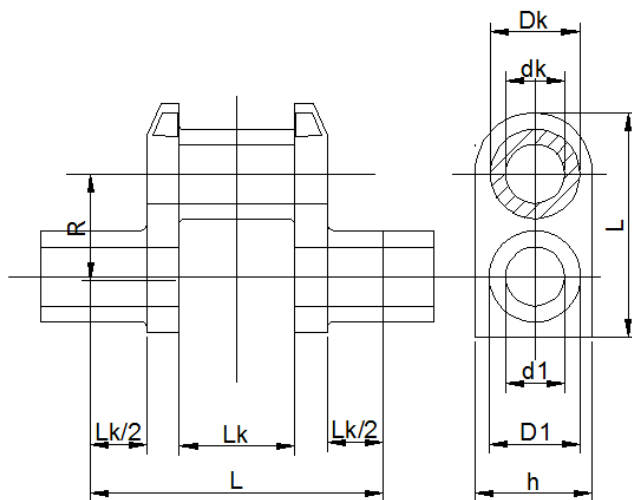
$$e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_1 + 0,9b}{D_1^4 - d_1^4} + \frac{l_k + 0,9b}{D_k^4 - d_k^4} + \frac{3\pi}{4} \frac{GR}{Eb h^3} \right).$$



61-сурет. Торо тәріздес серпімді элементтері бар жалғастырғыш



62-сурет. Икемділік коэффициентін анықтайтын сұлба

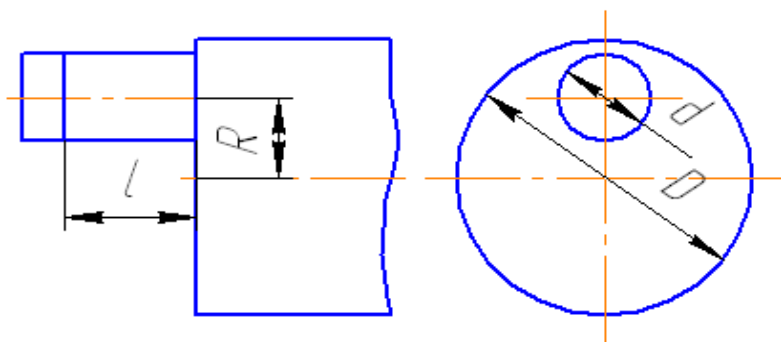


63-сурет. Иінді білік

Қосиінді біліктің икемділігі (64-сурет)

$$e = 1,26 \cdot 10^{-6} k_{kp} l / d^4 ,$$

мұнда $k_{kp} = (l / 2R)^2$.

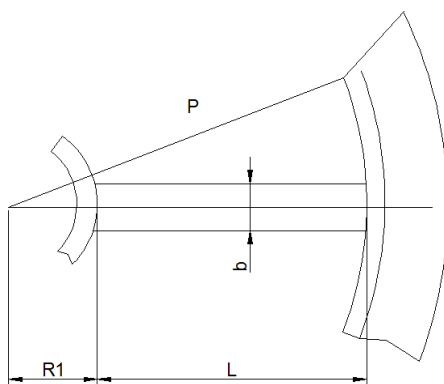


64-сурет. Қосиінді білік

Дөңгелек шабақтарының икемділігі (65-сурет)

$$e = \frac{l^4}{4EzJ(R^3 - R_1^3)},$$

мұнда J – шабақтардың инерция кезеңі, см⁴ ($J = nab^3/64$ – эллипс тәріздес қимасы бар шабақтар үшін;
 $J = ab^3/12$ – қимасы тік төртбұрышты шабақтар үшін;
 z – шабақтар саны.



65-сурет. Шабақтары бар дөңгелек

Тісті берілістің икемділігі

$$e = k_3 / (br_\omega^2 \cos^2 a),$$

мұнда b – жұмыс дөңгелектің ені;

a – ілінісу бұрышы;

r_ω – білікте орналасқан дөңгелектің бастапқы радиусы;

k_3 – тістер жұбының икемділік коэффициенті (тік тісі бар

болаттан жасалған дөңгелектер үшін $k_3 = 6 \cdot 10^{-7}$;

$k_3 = 3,6 \cdot 10^{-7}$ – тістері қиғаш орналасқан дөңгелектер үшін;

$k_3 = 4,4 \cdot 10^{-7}$ – шевронды дөңгелектер үшін).

Белдікті және темір арқанды берілістердің икемділігі

$$e = 9,84l / L^2 FEu^2 ,$$

мұнда L – белдіктің (темір арқанның) жайылған ұзындығы;

l – белдіктің шкивпен жанаспайтын бөлігінің ұзындығы;

F – белдіктің көлденең қимасының ауданы;

E – белдіктің (темір арқанның) серпімділік модулі;

u – беріліс саны.

Белдікті берілістің келтірілген икемділігінің басқа формуласы:

$$e_p = l_p / (aR^2 EF),$$

мұнда l_p – шкивтер арасындағы белдік тармағының есептелген ұзындығы;

F – белдіктің көлденең қимасының ауданы;

R – икемділігі білікте келтірілетін шкивтің радиусы;

a – белдіктің алдын ала тартылуын ескеретін коэффициент (белдікті берілістер үшін $a=2$);

E – белдіктің ұзын бойындағы серпімділік модулі (сыналы корд-маталы белдіктер үшін $E = (2,5...4)10^2$ МПа, анид талшығынан жасалған баулы кордты белдік үшін $E = 2 \cdot 10^2$ МПа).

Шынжырлы берілістің икемділігі

$$e = k_u l / (Fpr^2),$$

мұнда l – жұлдызшалар арасындағы шынжырдың ұзындығы;

r – икемділігі білікке келтірілген жұлдызшаның бастапқы радиусы;

$F = ld$ – топса беттерінің тіреу ауданының проекциясы;

p – шынжыр қадамы;

k_u – икемділік коэффициенті ($k_u = (0,8 - 1,0) \cdot 10^{-6}$ – төлкелі-ролик тәріздес шынжырлар үшін; тісті шынжырлар үшін $k_u = (2,0-2,5)10^{-6}$).

Электр байланысы икемділігі (айналмалы токты электрқозғалтқыш пен электр желісін байланыстыратын тармақты үйлестіретін кезең):

$$e = f 10^{-6} / N_{\varphi} \sqrt{\frac{N_a}{N_{\varphi}} - \frac{C \mu_m^2}{\eta \cos^3 \varphi}},$$

мұнда f – айналмалы токтың жиілігі, мин^{-1} ;

N_{φ} – қозғалтқыш білігіндегі тиімді қуат, кВт;

N_a – электрқозғалтқышқа жеткен қуат;

φ – кернеу мен ток векторы арасындағы фазаның ығысу бұрышы;

η – электрқозғалтқыштың пайдалы әсер коэффициенті;

μ_m – аудару кезеңінің шартты еселігі, $\mu_m = 1/(0,4+0,0016 n)$;

n – электрқозғалтқыштың айналу жиілігі, мин^{-1} ;

$C = 0,74+0,3 \cos^2 \varphi$ – төрт үйекті машиналар үшін;

$C = 0,65+0,55 \cos^2 \varphi$ – қалған машиналар үшін.

Бақылау сұрақтары:

1. Металлургия машиналарын жобалау кезінде қандай талаптар орындалуы қажет?

2. Metallургия машиналарында пайда болатын динамикалық жүктемелердің пайда болу себептері қандай?

3. Механизмдері дұрыс құрылмаған кинематикалық сұлба неге әкеліп соғады?

4. Машиналардағы динамикалық жүктеме шамасын төмендету үшін, қандай шаралар орындалуы қажет?

5. Қатаңдылығы төмен тұрқыға орнатылған механизмдерде қандай өзгерістер пайда болады?

6. Metallургия машиналарында пайда болатын динамикалық жүктеменің сипаты қандай?

7. Metallургия машиналарындағы динамикалық жүктемені толық ескерудің негізгі сатылары қандай?

8. Күрделі пішінді бөлшектердің инерция кезеңін қалай анықтауға болады?

9. Стандартталған элементтердің қатаңдылығы мен икемділігі қалай анықталады?

10. Әр түрлі пішінді бөлшектердің қатаңдылығы мен икемділігін анықтау жолдары қандай?

11. Ернемекті жалғастардың түрлері қандай және икемділігі қалай есептеледі?

4. ДИНАМИКАЛЫҚ ПРОЦЕСТЕРДІ ЗЕРТТЕУДЕГІ ДИССИПАЦИЯ ПАРАМЕТРЛЕРІН ЕСКЕРУ

Әр түрлі технологиялық машиналардың серпімді буындарында қоздыратын өтпелі процестер міндетті түрде диссипативтік күштердің пайда болуымен байланысты және тербелістің сөнуімен бірге жүреді. Өтпелі процестердің ұзақтығы, тұрақталған және өтпелі динамикалық режимдердегі тербеліс амплитудасы, автотербеліс процесінің қоздырылуы көп дәрежеде динамикалық жүйедегі демпферлеуші сипатқа тәуелді. Metallургия машиналары жетегінің нақтылы конструкциясындағы энергияның диссипациясы көптеген факторларға тәуелді, осыған сәйкес диссипация параметрлерінің ауқымы өте кең. Әр түрлі металлургия машиналары жетектерінің сипаттарына сәйкес келетін энергия диссипациясының пайда болуының негізгі себептері мынадай: жетек қозғалтқышындағы энергияның шашыратуы; жетек бөлшектері материалындағы ішкі үйкелісі; кинематикалық жұптардағы үйкелетін беттерінің сырғанаумен қозғалысы; қозғалмайтын жалғастардағы бөлшектердің өзара үйкеліс күші (конструкциялық демпфирлеу); жетекке арнайы енгізілген демпфирлеуші құрылғылардағы энергия диссипациясы (фрикционды, гидравликалық, пневматикалық); жетектің бөлшектеріндегі саңылаулардың күшпен тұйықталуы кезіндегі ұрылу әсерінен энергияның шашырауы; металлургия машиналарындағы жұмыс процесі болып саналатын иілімді деформация процесі.

Электрқозғалтқыштардағы энергияның шашырауы, теңдіктердегі статикалық және динамикалық-механикалық сипаттарына сәйкес жуықталған мүшелерімен ескеріледі. Жетектің механикалық бөлігіндегі диссипативті шығынды ескеру өте күрделі, себебі олар жоғарыда айтылғанға қарағанда көптеген факторларға тәуелді. Механикалық жүйедегі энергияның сандық шашырауын бағалау үшін, логарифмді λ декрементті немесе энергияның салыстырмалы Ψ шашырауы қолданылады. λ мен ψ параметрлерінің арасындағы тәуелділікті

анықтайтын әр түрлі ұсыныстар бар және олар әр түрлі нәтижелерге әкеліп соғады. Есептеулердегі нәтижелердің алшақтығының себебі ψ параметрінің физикалық мағынасында, себебі әр түрлі авторлар сол параметрді бір мағыналы емес деп қарастырады. Ал λ параметрі барлық жағдайда бір мағыналы етіп анықталады. Бір тербелісті еркін дәрежелі диссипативті жүйенің тербелістің еркін сөнуін көрсететін дифференциалды теңдеуі мына түрге келтіріледі:

$$\ddot{\theta} + 2n\dot{\theta} + p^2\theta = 0.$$

Мұндай жағдайда екі бірдей амплитуданың қатынасы барлық процесс аралығында өзгермейді, себебі:

$$a_i / a_{i+1} = e^{nT}; \quad nT = \lambda; \quad J = 2\pi / \sqrt{p^2 - n^2}.$$

Осыған сәйкес, логарифмді λ декременті мынаған тең:

$$\lambda = 2\pi n / \sqrt{p^2 - n^2}.$$

Тұрақтандырылған еріксіз тербелістер амплитудасының тұрақты жағдайында, шашырау ψ параметрімен бағалау қажет және ол бір период кезеңіндегі шашыралатын гармониялық тербеліс энергиясының максималды серпімді энергияға қатынасымен анықталады және ол энергия қатынасы деп аталады.

$$\psi = \Delta W / W = 4\pi\omega n / p^2,$$

мұнда ω – сыртқы қоздырғыш күштің жиілігі.

Егер салыстырмалы шашырау еркін тербеліс бойынша анықталған жағдайда, ψ коэффициентінің анықтамасына енгізілген физикалық мағынаның тәуелділігіне қарай көптеген еңбектерде төмендегідей тәуелділіктер көрсетілген:

$$\psi = \frac{W_i - W_{i+1}}{W_i} = 1 - \frac{a_{i+1}^2}{a_i^2} = 1 - e^{-2\lambda},$$

$$\psi = \frac{W_i - W_{i+1}}{\sqrt{W_i W_{i+1}}} = \frac{a_i}{a_{i+1}} = e^\lambda - e^{-\lambda},$$

$$\psi = \frac{W_i - W_{i+1}}{\sqrt{W_i + W_{i+1}} / 2} = 2 \frac{1 - e^{-2\lambda}}{1 + e^{2\lambda}}.$$

Салыстырмалы шашырауға әмбебап мағына беру үшін, оны тербеліс цикліндегі энергияның салыстырмалы сіңіру мөлшері түрінде анықтайды.

$$\psi = - \int_t^{t+T} \frac{dW}{W} = \ln \frac{W_i}{W_{i+1}} = 2\lambda.$$

Тәжірибелер арқылы анықталған фактілерге сүйене отырып, энергияның салыстырмалы шашырауын резонанс жиіліктерінің ауытқу $\omega = \sqrt{p^2 - n^2}$ аумағы бойынша анықтайды және мынандай тәуелділік алынады:

$$\psi = 2\lambda 4\pi^2 / (4\pi^2 + \lambda^2).$$

Бұл тәуелділікті авторлар ең дәл және дұрыс деп есептейді, себебі бұл тәуелдік біртіндеп басылып, тұрақтанған еріксіз тербелістер формулаларының анықтамаларымен сәйкестігін салыстыру арқылы алынған.

Серпімді диссипативті элементтері параллель жалғанған жүйенің келтірілген шашырау коэффициентінің қосындысы мына формуламен анықталады:

$$\psi_{np} = \sum_{i=1}^n \psi_i \frac{c_{np}}{c_i},$$

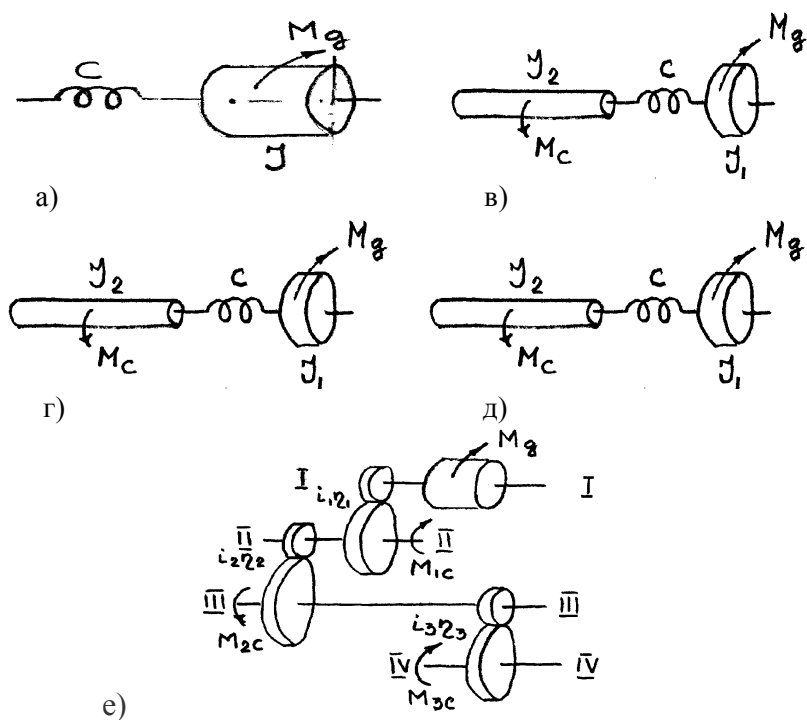
$$\text{мұнда } c_{np} = \sum_{i=1}^n c_i.$$

Серпімді диссипативті элементтерді тізбектеп жалғағанда:

$$\psi_{np} = \sum_{i=1}^n \psi_i \frac{c_{np}}{c_i},$$

мұнда $c_{np} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n e_i}$; $\sum_{i=1}^n e_i = e_{np}$ – икемділіктің келтірілген

коэффициенті.



66-сурет. Есептеу сұлбасының мысалдары

a – бір массалы; *б* – екі массалы; *г* – үш массалы;

д – үлестірімді массалы; *е* – кезеңдерді келтіруге арналған есептеу сұлбасының мысалы

Машиналар динамикасының негізгі мәселелерінің және электржетектердің конструктивті ерекшеліктерін көрсететін әр түрлі математикалық үлгілері, типті жүктелу режимдерінде жүргізілетін зерттеу әдістерін және қазіргі уақыттағы жаңа машиналарды жобалау мен жұмыс істеп тұрған жабдықтардың жұмысын жақсартуда маңызы зор. Себебі ол жеке машиналардың жасалғанға дейінгі жұмысының сипаты жайында нақтылы талдау жүргізу, зерттеу барысында машинаның осал буындарын анықтау және оларды апатты жағдайдан сақтап қалу шараларын құруға мүмкіндік береді.

Қарастырылатын физикалық және математикалық үлгілерді зерттеу әдістері жеткілікті түрде жалпыға бірдей деуге болады, негізгі зерттеу жұмыстары металлургия машиналарына қатысты жүргізілетіндігіне карамастан, егерде машиналарды біздің жағдайға ұқсас физикалық үлгілерге келтіру мүмкіндігі мен олардың жүктелу режимдері бірдей болған кейбір жағдайда, басқа машиналар түрлерін есептеу үшін қолдануға болады.

Кез келген машиналар қозғағыш, беріліс және негізгі жұмыс атқаратын тораптардан немесе механизмдерден тұрады. Машиналарға әсер етіп тұрған жүктемелерді анықтау үшін, оны нақтылы келтірілген сұлба түрінде қарастыру қажет. Зерттеу мақсаты мен машинаның конструктивті ерекшеліктеріне қарай келтірілген есептеу сұлбасы серпімді буындармен жалғанған немесе белгілі бір бөліктерге бөлінген бір массалы немесе шоғырланған жүйе құрайды (66-сурет).

4.1. Физикалық есептеу үлгілеріне келтірілуі. Сыртқы жүктемелерді келтіру

Машиналардың сыртқы жүктемелеріне олардың қозғалысына кедергі жасайтын, сонымен қатар қозғалтатын күштер немесе кезеңдер жатады.

Қозғалтқыш пен берілістен тұратын механизмді қарастырамыз (66 е-сурет).

Қарастыратын сұлбаларда қозғалтқыш M_0 бұралу кезеңін дамытады, I, II және III біліктер M_{1c} , M_{2c} және M_{3c} жүктемелерін жеңуге тырысады, механизмнің беріліс қатынасы i_1 , i_2 , i_3 ,

пайдалы әсер коэффициенті η_1, η_2, η_3 . Барлық жүктелу күшінің кезеңдерін үшінші біліктің соңына келтіру қажет.

Мұндағы III біліктің сол жағында орналасқан барлық элементтердің келтірілген кезеңі мынаған тең:

$$\dot{I}_1 = \dot{I}_a i_1 i_2 \eta_1 \eta_2 - M_{1c} i_2 \eta_2 - M_{2c},$$

оң жағындағы кезең:

$$M_2 = \frac{M_{3c}}{i_3 \eta_3}.$$

II білік үшін де осыларға ұқсаған теңдік құрылады:

$$M_1 = M i_1 \eta_1 - M_{1c},$$

$$M_2 = \frac{M_{3c}}{i_2 i_3 \eta_2 \eta_3} + \frac{M_{2c}}{i_2 \eta_2}.$$

Егерде сыртқы әсер ететін жүктемелер күш және кезең түрінде көрсетілген жағдайда, келтірілген мәндер бір аттас күш пен кезең түрінде болуы керек.

Күштердің келтірілуі жоғарыдағы әдіске ұқсас орындалады. Күштер кезең түрінде немесе кезеңдерді күш түріне келтіруді соларға сәйкес келтірілген радиустар арқылы көрсетіледі.

Мысалы, кранның арбасын қозғау механизмінің W кедергі күшін қозғалтқыштың білігіне келтіріп, M_c кезеңі түрінде көрсету қажет. Бұл жағдайда келтіру радиусы жүру дөңгелегінен R радиусына тең болады, ал келтірілген кезең мынадай болады:

$$M_c = \frac{WR}{i_1 i_2 \eta_1 \eta_2},$$

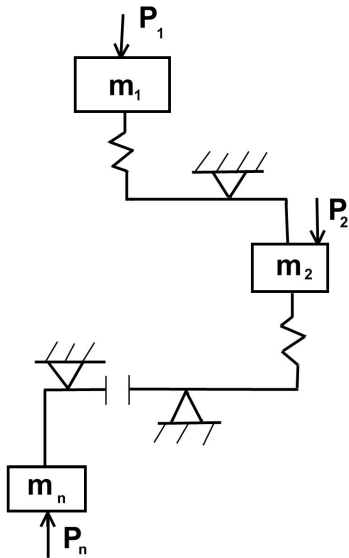
мұнда i_1 және i_2 – беріліс сандары;

η_1 мен η_2 – тіреулердегі шығынды қоса есептегендегі берілістің пайдалы әсер коэффициенті.

4.2. Массалар мен инерция кезеңдерін келтірілуі

Динамика есептерін шешу үшін зерттелетін механизмдердің сұлбасын өзара серпімді элементтермен жалғанған жеке элементтер түрінде көрсеткен ыңғайлы.

Нақтылы механизм элементтерінің массалары $m_1, m_2, m_3, \dots$, ал жүру жылдамдығы V_1, V_2, V_3 , деп белгіленеді. Массаларды динамикалық келтіру шарты бойынша келтірілген массалардың кинетикалық энергиясы мен нақтылы механизмнің барлық массаларының тең болуы қажет.



67-сурет. Ілгерілемелі
қозғалысты жүйенің есептеу
сұлбасы

Егер белгілі бір V_0 жылдамдықпен қозғалатын массаны әсер ететін нүктесіне келтірген жағдайда $\frac{m_n V_0^2}{2} = \frac{m_1 V_1^2}{2} + \frac{m_2 V_2^2}{2} + \dots$,

$$\text{осыдан: } m_n = m_1 \frac{V_1^2}{V_0^2} + m_2 \frac{V_2^2}{V_0^2} + \dots,$$

мұнда m_n – механизмнің барлық элементтерінің массасының келтірілген мәні.

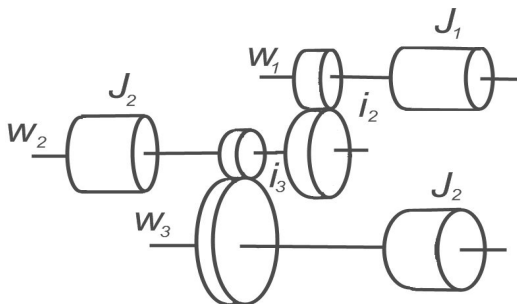
$$\frac{V_1}{V_0} = i_1, \quad \frac{V_2}{V_0} = i_2 \dots \text{тең екенін ескере отырып,}$$

былай жазамыз:

$$m_n = m_1 i_1^2 + m_2 i_2^2.$$

Сонымен, келтірілген массалардың беріліс қатынасы квадратының көбейтінділерінің қосындысына тең шаманы келтірілген масса деп атайды.

Егерде механизм сұлбасында айналатын массалар болған жағдайда, жеке массалардың инерциялық кезеңін келтіру жоғарыдағы жағдайларға сәйкес орындалады (68-сурет).



68-сурет. Бұралатын жүйенің есептеу сұлбасы

Егерде механизмде ілгерілемелі қозғалыс жасайтын және айналатын элементтері болған жағдайда, массаларды инерция кезеңі арқылы, ал инерция кезеңін массалар арқылы көрсету қажет.

Атанақтың осіне келтірілген инерция кезеңі арқылы көрсетілген жүктің массасы:

$$\frac{I \eta^2}{R^2}.$$

Атанақтағы жүктің келтірілген инерция кезеңі:

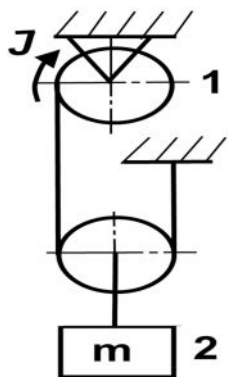
$$I_n = \frac{mR^2}{\eta^2} + I.$$

Егерде атанақтың инерция кезеңін масса түрінде көрсетіп, оны жүкке келтірсек, былай болады:

$$\frac{mR^2}{\eta^2}.$$

Атанақ пен жүктің толық келтірілген массасы:

$$m_n = \frac{I\eta^2}{R^2} + m.$$

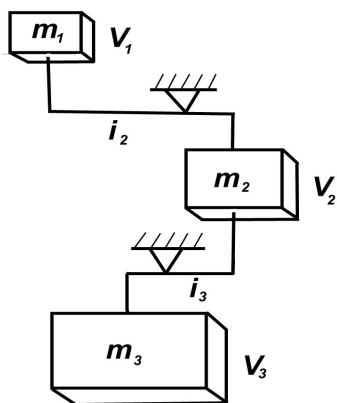


69-сурет. Ілгерілемелі қозғалыс жасайтын және айналатын элементтері бар жүйенің есептеу сұлбасы

Динамикалық есептердің жуықталған шешімдері үшін кейбір жағдайда шашыратылған массаларды шоғырланған түрінде қарастырған орынды.

Бұл жағдайда да келтіру әдісі қолданылады.

Өзара серпімді буындармен жалғанған бірнеше шоғырланған массалары бар жүйені келтірілген сұлбаны бір, екі немесе үш келтірілген масса түрінде көрсеткен ыңғайлы.



70-сурет. Ілгерілемелі қозғалатын жүйені есептеу сұлбасы

Келтірілген массаларды жалғайтын қатты буындарды да келтірілу мүмкіндігі бар. Мысалы, n – ілгерілемелі қозғалатын массалардан тұратын жүйе қаттылығы, c_1, c_2, c_3 серпімді буындармен жалғанған және P_1, P_2, P_3 күштерімен жүктелген жағдайда.

m_1 массасына P_1 статикалық күш әсер еткенде, c_1 серпімді буыны арқылы $\frac{P_1}{c_1}$ қозғалысын тудырады, ал $m_2 - \frac{P_1}{c_2} i_1$ массасының, $m_3 - \frac{P_1}{c_3} i_1 i_2$ массасының қозғалыстары;

$$f_1 = \frac{P_1}{c_1} + \frac{P_1 i_1^2}{c_2} \eta_1 + \frac{P_1 i_1^2 i_2^2}{c_3} \eta_1 \eta_2,$$

$$f_2 = \frac{P_2}{c_2} + \frac{P_2 i_2^2}{c_2} \eta_2 + \dots$$

$$f_3 = \dots$$

Толық деформация, яғни m_1 массаның қозғалысы мынаған тең:

$$f = f_1 + f_2 + f_3.$$

4.3. Механикалық жүйелер қозғалысының дифференциалды тендеулерін құру әдістері мен серпімді байланыстардың динамикалық жүктемелерін есептеу

Жүйедегі тербеліс процесі және оның элементтеріндегі жүктеменің қалыптасуы – үш қоздыру көзінен тұратын қозғалыс берілісінің күрделі құбылысы, олар:

- жетек құрылғысындағы күш – жүйені іске қосу мен қалыпты жұмыс істеу режимін қалыптастырады;

- шығатын орындаушы мүше – элементтердің қоршаған ортамен әрекеттесуінен болатын кездейсоқ жүктелу процесін қалыптастырады;

- жүйе құрамындағы элементтер – жанасу жұптарындағы шақтамалы қозғалыстың болуынан туындайтын мерзіммен әсер ететін белсенді күштердің жүктелу процесін қалыптастырады.

Бірінші екі қоздыру көздері жүйеде қоздыру әсерін қамтамасыз етеді және қозғалтқыш жұмысы мен жүктелу сипатының бір қалыпты болмауымен, жүйеге сырттан жалғанған массалар мен қоршаған ортаның кездейсоқ процесс құраушысымен байланысты. Ал үшіншісі ішкі қоздыру әсерін тербеліс процесі мен шақтамалы жүктеме түрінде сипаттайтын әсерімен жасау мен жинау және тозудың техникалық себептерінен беттердің жанасу сипатының ауытқуынан болатын шақтамалы жүктемені сипаттайды. Сондықтан, жүйенің динамикасы мен оның жүктелу режимі сыртқы және ішкі тербелісті қоздыру көздерімен және олардың жүйе арқылы өтуімен байланысты.

Өзінің құрылымына қарай механикалық жүйе өзара байланысты, әр түрлі қасиеттері мен қоздыру қабілеті бар және олар арқылы өтетін қоздыру көздерінің тербелісін сүзгілейтін элементтер жиынтығын құрайды.

Механикалық жүйені, оны құрайтын элементтердің өзіндік жиілігіне жақын еріксіз тербелістер жиілігін өткізбейтін өзіндік сүзгіш, ал элементтердің өзіндік жиілігінен төмен немесе жоғары жатқан барлық жиілік диапазонын өткізетін жүйе деп қарастырылады. Осы сүзгіленген еріксіз тербелістер жиілігі

зиянды әсер етеді, олар элементтердің резонансты жұмыс режимін тудырып, елеулі дәрежеде олардың материалының динамикалық жүктелуін жоғарылатады.

Жеке элементтердің немесе жүйенің жеке бөлігінің өзіндік жиілігі еріксіз жиілікке жақын элементтерін анықтаудың негізгі мақсаты, жаңа құрылатын конструкциялардың сенімділігі мен параметрлерін оптимизациялау және жүйенің қауіпті резонансқа шалдығатын бөліктерінің болмауын қамтамасыз ететін практикалық шараларды қолдану үшін қажет.

Жүйені резонансты жұмыс режимінен шығару, жүйе элементтері тербелісінің қоздыру жиілігін өзгерту арқылы орындалады, ал ол элементтердің серпімді қасиетіне, кинематикалық тізбектегі орналасуына, сонымен қатар жүктелу процесінің параметрлеріне тікелей байланысты.

Элементтердің динамикалық қасиеті мен жүйедегі серпімді тербелісті қоздыру қабілеті деформацияның потенциалды энергиясы мөлшері түрінде, сонымен қатар кинематикалық тізбектегі қозғалысқа қабілетті жағдайы бар массаның кинетикалық энергиясымен анықталады. Потенциалды энергияның массалар қозғалысының кинетикалық энергиясына ауысу және оның қайту процесі жүйедегі тербеліс пен оның элементтеріндегі динамикалық жүктеменің пайда болуымен бірге жүреді. Осыған сүйеніп, жүйе элементтері қозғалысының механикасын қарастыра отырып және кинетикалық және потенциалды энергиялардың теңдік шартына байланысты өзіндік тербелістің жиіліктері анықталады.

Тербелісті жүйенің манызды сипаты – тербелістің өзіндік жиілігі, себебі онда барлық жүйе тербеліс жасауға тырысады. Бұл ұғым жүйенің өзіндік жиілігінің қоздыру жиілігімен теңескен жағдайда болатын резонанс құбылысымен байланысты.

Өзіндік тербеліс жүйені тепе-теңдік жағдайдан шығарып, оған қосымша әсер етпеген жағдайда пайда болады. Мұндай тербеліс қозғалысын Лагранждың дифференциалды теңдігі түрінде бейнелеуге болады.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_i} = Q_i, \quad (55)$$

мұнда ϕ_i – -ші элементінің бұрылу (немесе қозғалу) бұрышы;
 $\dot{\phi}$ – бұрылу бұрышының бірінші туындысы;

Q_i – бұралу кезеңі немесе күш түріндегі еріксіз сыртқы жүктеме.

Еркін тербеліс кезінде диссипативті фактордың әсері ескерілмейді, ал теңдіктің оң жағындағы мәнін нольге тең деп ($Q_i = 0$) қабылдайды.

Тербелістің жалпы теориясында, оның еркіндік дәрежесі қорытындыланған координаттармен көрсетіледі (өзара тәуелсіз мөлшерлермен, мәндерін белгілеу арқылы жүйедегі барлық нүктелердің жағдайы анықталады), олардың мәндері ретінде сызықты, сонымен бірге бұрышты қозғалыстар қабылданады.

Дискреттіден басқа тұтас (үздіксіз) шектелмеген еркіндік дәреже санымен анықталатын жүйе болады. Сондықтан, есептеу сұлбасын қарапайымдау үшін, әдетте серпімді элементтермен жалғанған шоғырланған массалы жүйе түріне ауыстырылады. Көп жағдайда ондай массаларға тербеліс барысында бір бүтін болып қозғалатын бөлшектер немесе тораптар жатады.

Сыртқы күш әсерінде болатын қорытындыланған координаттар жүйелері үшін осы координаттарға сәйкес келетін қорытындыланған күш қарастырылады.

Қорытындыланған күштер жалпы жағдайға жеткілікті үш күштен тұрады.

$$Q_j = Q_j^n + Q_j^\phi + Q_j^*, \quad (56)$$

мұнда Q_j^n – қалпына келтіретін күш рөлін атқаратын потенциалды күш;

Q_j^ϕ – кедергі күші;

Q_j^* – уақытка тәуелді қоздыру күші.

Сонымен, жүйенің қозғалыс параметрін анықтау, уақытқа тәуелді қорытындыланған координат тәуелділігін табуға тіреледі, яғни ол $q_i = q_i(t)$ қозғалыстың дифференциалды теңдігін интегралдау арқылы анықтайды.

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (I_i \dot{\varphi}_i)^2; \quad (57)$$

мұнда T – жүйенің еркін тербелісінің кинетикалық энергиясы;

I_i – элементтің инерция параметрі инерция кезеңі немесе массалар мөлшері түрінде.

Еркін тербелетін жүйесінің потенциалды энергиясы.

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n-1} [c_i (\varphi_i - \varphi_{i+1})^2], \quad (58)$$

мұнда c_i – элементтің қатаңдылық параметрі.

T мен Π мәндерін (55) формулаға қойып, $\frac{\partial \dot{O}}{\partial \varphi_i} = 0$ тең екенін ескере отырып мынаны табамыз:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_i} &= I_i \dot{\varphi}_i \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_i} \right) = I_i \ddot{\varphi}_i; \\ \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_i} \right) &= c_i (\varphi_i - \varphi_{i+1}) - c_{i-1} (\varphi_{i-1} - \varphi_i). \end{aligned}$$

Сонда теңдеу мынадай түрге айналады:

$$I_i \ddot{\varphi}_i + c_i (\varphi_i - \varphi_{i+1}) + c_{i-1} (\varphi_i - \varphi_{i-1}) = 0,$$

n – жалпылама жүйелер үшін:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_1(\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \\ \dots\dots\dots \\ I_n \ddot{\varphi}_n + c_{n-1}(\varphi_n - \varphi_{n-1}) = 0 \end{array} \right. \quad (59)$$

Әрі қарай жеке шешім қабылдай отырып, теңдікті мына түрде жазамыз.

$$\varphi_i = \sum_{j=1}^n A_j \sin(\omega_{ci} + \alpha_j), \quad (60)$$

мұнда A_i – i - массаның тербеліс амплитудасы;

 ω_{ci} – жүйе еркін тербелісінің жиілігі, α_i – жүйенің тербеліс фазасы

(55) формулаға φ_i мәнін қоя отырып, жүйенің біртектес дифференциалды теңдіктерін белгісіздері $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ арқылы табамыз:

$$\left\{ \begin{array}{l} (c_1 - I_1 \omega_{c1}^2) A_1 - c_1 A_2 = 0 \\ -c_1 A_1 + (c_1 + c_2 - I_2 \omega_{c2}^2) A_2 - c_2 A_3 = 0 \\ \dots\dots\dots \\ -c_{n-1} A_{n-1} + (c_{n-1} - I_n \omega_{cn}^2) A_n = 0 \end{array} \right. \quad (61)$$

$A_1, \dots, A_n$ нольге тең болмауы үшін (61) формуланың анықтаушысы нольге тең мәндері қажет, яғни:

$$D(\omega_c^2) = \begin{vmatrix} (c_1 - I_1 \omega_{c1}^2) & \dots & -c_1 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ -c_1 & \dots & (c_1 + c_2 - I_2 \omega_{c2}^2) & \dots & -c_2 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & -c_2 & \dots & (c_2 + c_3 - I_3 \omega_{c3}^2) & \dots & 0 \\ \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & \dots & -c_{n-1} & \dots & (c_{n-1} - I_n \omega_{cn}^2) \end{vmatrix} = 0 \quad (62)$$

(62) теңдіктің анықтаушысын алу арқылы Ω_c белгісізіне сәйкес еркін тербеліс жүйесінің жеке теңдігін анықтаймыз. Жүйенің тепе-теңдік жағдайының төңірегіндегі тербелісі үшін осы теңдіктің барлық түбірлері оң таңбалы болады.

Күрделі механикалық жүйелердің жеке теңдіктерін шешу үшін математикалық әдістер мен ЭЕМ қолдану қажет. Ол үшін (61) теңдігі оперативті түрде жазылады:

$$\vec{I}\ddot{\vec{\varphi}} + \vec{c}\vec{\varphi} = 0,$$

мұнда $\vec{I}$ – жүйе элементтері инерция параметрінің (немесе массаның) диагональды матрицасы;

$\vec{c}$ – қатаңдық коэффициентінің симметриялы матрицасы;

$\vec{\varphi}$ – жүйе элементтері қозғалысының (бұрышты немесе сызықты) вектор-бағанасы.

Осыдан кейін жоғарыдағы көрсетілген ретпен жүйенің өзіндік жиілігі есептеледі. Бұл жағдайда қарастырылған жүйенің өзіндік тербелісінің жиілік саны теңдіктер санына тең. Элементтерінің жүктелуі мен динамикасына әсерін бірінші үш жиіліктері тигізеді, одан кейін олар сыртқы және ішкі қоздыру көздерімен қоздырылғандықтан, еріксіз тербеліс жиіліктерімен теңеседі.

Жүйені біртіндеп тандау, өзінің құрылымы мен жұмыс параметрлері, теңдіктер жүйесіндегі элементтердің құрамы мен жүйе жүктеген кезде қоздырылатын еріксіз тербелістердің сипаты бойынша оптимальды болғандықтан мынадай сатылардан тұрады:

1. Тербелістің өзіндік жиілігін инерциялық пен қатаңдық параметрлерінің берілген мәндері үшін үйлестігін есептеу арқылы анықтау.

2. Жүйенің жеке буындарындағы қажетті аралық шегіндегі шығатын элементтердің жылдамдық сипатының өзгеруін, олардың жүктеген кезіндегі сипаты мен қозғалысының мүмкіндік мөлшеріне қарай еріксіз тербеліс жиілігін есептеу.

3. Жүйедегі жеке элементтердің өзіндік жиілігін теңдіктің

париициалды жиілігіне сүйене отырып анықтау (62).

4. Есептеу және график түрінде (жиілік диаграммасы бойынша) жүйе элементтерінің өзіндік және еріксіз тербеліс жиіліктерінің (резонансты аумағындағы) қиылысқан нүктесін анықтау.

5. Резонансты кең диапазонда өзгерту арқылы бабына келтіру:

а) жүйе элементтерінің қатандық және инерциялық параметрлері арқылы;

в) динамикалық сұлбаның құрылымдық параметрлері арқылы;

г) жүйеге сыртқы және ішкі жүктелу әсерінің сипаты арқылы.

6. Жобаланатын құрылымның үйлесімді жұмыс қабілетін қамтамасыз етудің практикалық шаралары мен шарттарын мына бағытта анықтау:

а) қарастырылатын буындағы жұмыс аумағы шегіндегі діріл деңгейін теңестіру;

б) осы буындағы жұмыс диапазонының ішіндегі айналу санының резонансты аумағын ығыстыру.

Осыған сәйкес есептеу әдісінің үйлесімді жүйесі мынадан тұрады:

- элементтердің қатандық параметрлері мен кинематикалық сұлбаның құрылымдық құрылуын тиімді таңдау үшін қажетті ұсыныстар жасау.

- жүйенің параметрлерін өзгерту үшін жүктелу режиміне қалай әсер ету қажеттігі жайында ұсыныстар жасау.

4.4. Машиналардағы технологиялық жүктемелер әсерінен пайда болатын динамикалық жүктемелер

Механизмнің ең қарапайым екі массалы эквивалентті сұлбалары үшін, өтпелі кезеңдегі массалар қозғалысының дифференциалды тендеуін мына түрде көрсетуге болады:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{d\tau^2} + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_1; \quad (63)$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{d\tau^2} + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_2; \quad (64)$$

мұнда J_1 – жетектің бірінші массасының инерция кезеңі;

J_2 – электрқозғағыштың білігіне келтірілген, механизмнің екінші массасының инерция кезеңі;

c_{12} – жетек берілісі тізбегіндегі келтірілетін қатаңдылық;

τ – уақыт;

φ_1, φ_2 – массалардың бұрыштық қозғалысы, радиус;

M_1 – қозғалтқыштың кезеңі;

M_2 – электрқозғалтқыштың білігіне келтірілген жұмыс машинасының технологиялық кедергі кезеңі (минус таңбасымен).

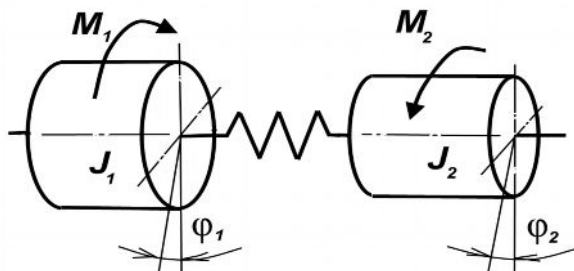
(63) және (64) теңдіктерінің бірінші қосындысы – массаларға сәйкес инерция күшінің кезеңдері, екіншісі жетек байланыстарындағы серпімді күш кезеңі; теңдіктің оң жағындағы қосынды механизмнің жұмыс буындарындағы қозғалтқыш пен технологиялық кедергінің сыртқы күш кезеңдері.

Динамикалық процестердің сипаты мен тербеліс амплитудасының мөлшері жүйе параметрлеріне, жетек M_2 технологиялық кедергі күштерінің жүктелу заңдылығы мен қозғалтқыш M_1 әсеріне тәуелді.

Металлургия машиналарының технологиялық кедергі күштерімен жүктелу жағдайының жиі кездесетін түрлерін қарастырамыз.

Технологиялық жүктеменің қойылу сипатының динамикалық жүктеменің қарқынына әсерін, машинаның екі массалы эквивалентті үлгісінің мысалы түрінде қарастырамыз. 1-ші және 2-ші массалар арасындағы байланыстардағы серпімді күш мынаған тең екенін ескере отырып былай жазамыз.

$$M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (65)$$



71-сурет. Механизмнің екі массалы эквивалентті сұлбасы

(63) пен (64) дифференциалды тендеулерін мына түрде жазуға болады:

$$\frac{d^2 M_{1,2}}{d\tau^2} + g M_{1,2} = \left(\frac{M_1}{J_1} + \frac{M_2}{J_2} \right) c_{12}. \quad (66)$$

а) Электрқозғалтқыштың тұрақты кезеңінің әсері кезіндегі жүйеге лезде түсірілген технологиялық кедергі кезеңі. Нольдік $\tau=0$; $M_{1,2}=0$; $\frac{dM_{1,2}}{d\tau} = 0$ алғашқы жағдайдағы дифференциалды тендеуді шешу арқылы жетектегі серпімді күш кезеңінің тендеуі былай болады:

$$M_{1,2} = M_a (1 - \cos g\tau), \quad (67)$$

мұнда M_a – статикалық кедергі күші мен екінші массаның инерциясының кезеңдер қосындысы;

$$M_a = \frac{J_1 M_2 + J_2 M_1}{J_1 + J_2} = M_2 + \varepsilon J_2; \quad (68)$$

мұнда ε – орташа бұрыштық жылдамдық;

$$\varepsilon = \frac{M_1 - M_2}{J_1 + J_2}.$$

ν – жүйенің өзіндік тербелісінің жиілігі, $1/c$;

$$g = \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}. \quad (69)$$

Тербеліс периоды, с.

$$T = \frac{2\pi}{g}.$$

Динамикалық жүктемені сипаттау үшін динамикалық коэффициентті өте жиі қолданады, және ол динамикалық жүктеменің ең жоғарғы мәнінің тұрақты (немесе статикалық) жүктемеге қатынасына тең.

$$k_D = \frac{M_{\max}}{M_{\text{noc}}} = \frac{M_{12}}{M_a}. \quad (70)$$

(64) және (66) теңдіктерінен туатыны, егерде екі массалы жүйе тұрақты кезеңдермен жүктегенде динамикалық коэффициент 2-ге тең; Үйкеліс пен тербеліс энергияның шашырауы нәтижесінде тербеліс белгілі бір уақыт өткеннен кейін біртіндеп сөне бастайды.

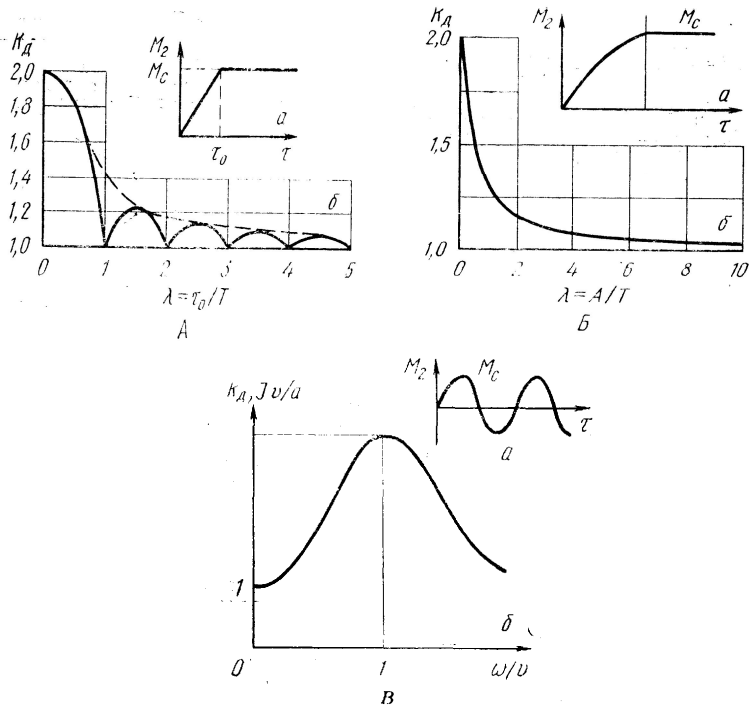
Динамикалық коэффициенттің шамасы жүктелу күші функциясының түрі, олардың жылдамдығының ұлғаюы, жалғастардағы саңылаулар және басқа факторларға тәуелді.

б) Технологиялық кезең сызықтық заңдылықпен өседі, одан кейін тұрақты болып қалады (72 а-сурет):

$$\tau < \tau_0 \text{ кезінде } M_2 = M_c \frac{\tau}{\tau_0} \quad (67)$$

және $\tau \geq \tau_0$ кезінде $M_2 = M_c$,

мұнда τ_0 – жүктеменің өсу ұзақтығы.



72-сурет. Технологиялық жүктеменің өсу заңдылығы (А) сызықтық, (Б) экспоненциалды және (В) периодты: a – жүктелу графигі; δ – динамикалық коэффициент

Серпімді байланыстардағы динамикалық жүктеме мынаған тең:

$$M_{12} = M_{II} + M_{II} \frac{\sin \pi \lambda}{\pi \lambda} \sin(9\tau + \psi), \quad (68)$$

мұнда M_{II} – кезеңдердің тұрақты құраушысы.

$$M_{II} = \frac{M_c J_2}{(J_1 + J_2)},$$

ψ – фазалық бұрыш.

Динамикалық коэффициент

$$k_D = 1 + \frac{\sin \pi \lambda}{\pi \lambda}, \quad (69)$$

мұнда $\lambda = \frac{\tau_0}{T}$ – жүктеменің өсу ұзақтығының жүйенің

өзіндік тербеліс периодына қатынасы.

$\lambda \geq 0,5T$ жағдайы үшін оның мәнін былай жазуға болады:

$$k_D = 1 + \frac{1}{\pi \lambda}. \quad (70)$$

72 А-суретте бұл қисық үзілме сызықпен көрсетілген.

λ мәнінің өсуіне қарай динамикалық коэффициент төмендейді және $\lambda > 5$ жағдайында ол бірден бірнеше пайызға ғана жоғары; мұндай жағдайда динамикалық жүктемелерді ескермеуге болады.

в) Технологиялық жүктеменің экспоненциалды заңдылықпен өскен кезінде (72 Б-сурет)

$$M_2 = M_c \left(1 - e^{-\frac{\tau}{A}} \right), \quad (71)$$

мұнда A – экспоненттің көрсеткіші.

Бастапқы нольге тең жағдайы үшін жетек тізбегіндегі серпімді күш кезеңінің теңдігі былай өзгереді:

$$M_{1,2} = M_{II} - \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda^2}} M_{II} \sin(9\tau + \gamma) + M_{II} \frac{\lambda^2}{1 + \lambda^2} e^{-\frac{\tau}{A}}, \quad (72)$$

мұнда $\lambda = vA$;

$$\gamma = \arctan(-\lambda).$$

Динамикалық коэффициент:

$$k_D = 1 + \frac{1}{\sqrt{1 + (9F)^2}} = 1 + \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi A}{T} \right)^2}}. \quad (73)$$

Жүктеменің өсуіне қарай A экспонент көрсеткіші төмен болған сайын (72Б-сурет), жетектің серпімді жүйесіндегі динамикалық әсері ұлғаяды. $A > 10$ кезінде динамикалық коэффициент бірден аз ғана өзгереді, яғни машинаға тек статикалық жүктеме әсер етеді.

г) Периодтық жүктеме (72В-сурет). Қоздыру күшінің периодтық әсері, біртіндеп сөнетін өзіндік тербелістен басқа жағдайда, тұрақты әсер ететін еріксіз тербеліс тудырады.

Механизмдерде пайда болатын тұтқырлы кедергіні ескере отырып, массалардың (жұмыс буынындағы) қозғалыс жылдамдығына пропорционалды тербеліс процесін қарастырамыз. Жұмыс буыны қозғалысының теңдеуі

$$J \frac{d^2 \varphi_2}{d\tau^2} + c(\varphi_2 - \varphi_1) + a \frac{d\varphi_2}{d\tau} = M_c \sin \omega \tau, \quad (74)$$

мұнда a – демпфирлеу коэффициенті, Н.м.с.

Айналатын ротордың бұрылу бұрышы уақыт функциясында мынаған тең:

$$\varphi_1 = \omega \tau.$$

Теңдеудің жалпы шешімі біртекті теңдіктер мен жеке шешімдерден тұрады.

$$\begin{aligned} \varphi_2 = e^{-\lambda \tau} [A_1 \sin g\tau + B_1 \cos g\tau] + \omega \tau - \frac{M_c (g^2 - \omega^2)}{J \left[(g^2 - \omega^2)^2 + \frac{a^2}{J^2} \omega^2 \right]} \sin \omega \tau + \\ + \frac{M_c a \omega \cos \omega \tau}{J^2 \left[(g^2 - \omega^2)^2 + \frac{a^2}{J^2} \omega^2 \right]} - \frac{a \omega}{c}, \end{aligned} \quad (75)$$

$$\text{мұнда } \lambda = \frac{a}{2J}.$$

Байланыстағы серпімді күш кезеңі:

$$M_{1,2} = c(\varphi_1 - \varphi_2) = e^{-\lambda\tau} [-A \sin g\tau - B \cos g\tau] + \\ + \frac{g^2}{(g^2 - \omega^2)^2 + \frac{a^2}{J^2} \omega^2} M_c \left[(g^2 - \omega^2) \sin \omega\tau - \frac{a\omega}{J} \cos \omega\tau \right] + a\omega, \quad (76)$$

немесе:

$$M_{1,2} = e^{-\lambda\tau} [-A \sin g\tau - B \cos g\tau] + a\omega + \frac{M_c}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{g^2}\right)^2 + \frac{a^2\omega^2}{J^2g^4}}} \sin(\omega\tau + \psi), \quad (77)$$

$$\text{мұнда } \psi = \arctg \frac{a\omega}{J(g^2 - \omega^2)}.$$

Динамикалық коэффициент

$$k_D = \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \frac{\omega^2}{g^2}\right)^2 + \left(\frac{a}{Jg}\right)^2 \left(\frac{\omega}{g}\right)^2}}. \quad (78)$$

(77) тендеудің бірінші қосындысы жиілігі ω еркін тербелісінің сөнуін, ал соңғы қосынды – қоздыру күш әсеріндегі жиілігі ω еріксіз тербелісті сипаттайды.

Тербелістің сөну темпі логарифмді декрементпен сипатталады:

$$\delta = \ln \frac{A_k}{A_{k+1}},$$

мұнда A_k мен A_{k+1} – көршілес тербеліс амплитудаларының мәндері.

Логарифмді декремент бірдің бірнеше жүздігінен

ондығына дейінгі бөлігін құрайды; тербеліс жоғарғы жылдамдықпен сөнген кезінде, яғни әрбір келесі амплитуда оның алдындағысына қарағанда екі есеге кем болғанда, $\delta = \ln 2 = 0,693$ тең болады.

Егерде жүйедегі өзіндік және еріксіз тербелістердің жиіліктері бір-біріне дәл келген жағдайда, резонанс режимі пайда болады және диссипативті кедергі күшінің әсер етуі, жетекте серпімді күш кезеңінің шектелген амплитудасын құрайды (72 В-сурет). Сондықтан, демпфирленген жүйедегі динамикалық коэффициент $a/(J\nu)$ энергетикалық сипаттамаға тәуелді. Резонанс кезінде динамикалық коэффициенттің ең жоғарғы мәні бірге тең ($\omega/\nu=1$) болады және оны мына теңдікпен анықтайды:

$$k_d = J\nu/a.$$

д) Күштің импульстық әсері. Metallургия машиналары көп жағдайда импульсты күштермен жүктеледі (73-сурет).

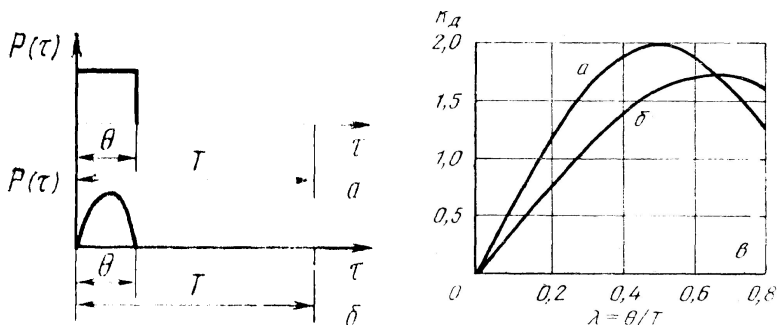
Қоздыру күшінің серпімді жүйеге әсері динамикалық бағасының жалпы жағдайын академик А.Н. Крылов анықтады. Жүйеге $P(\tau)$ күшінің әсері кезінде, статикалық жүктемеден басқа динамикалық құраушы пайда болады, ол жүйенің өзіндік тербеліс периоды мен $P(\tau)$ күшінің өсу жылдамдығына тәуелді. Егерде қоздыру күші қисығының бір ғана үлкен мәні мен ($P(0)=0$) жағдайында А.Н. Крыловтың ұйғаруы бойынша былай жазуға болады.

$$\left| -\int_0^{\tau} \dot{P}(\tau) \cos \vartheta(\tau - \tau_0) d\tau_0 \right| < \frac{\dot{P}_{\max} T}{2}, \quad (79)$$

мұнда τ_0 – интегралдау кезінде 0-ден τ -ға дейінгі аралықта өзгертін айналмалы;

T – жүйенің еркін тербеліс периоды.

Формуланың оң жақ бөлігі қоздыру күші тудыратын еркін тербелістің жарты периодқа тең уақыт аралығындағы ең жоғарғы мүмкіндік өсімшесі.



73-сурет. Импульсты жүктеме

*a – тік бұрышты импульс; б – жартылай синусоидалы импульс;
в – көрсетілген (а,б) импульстарының динамикалық коэффициенті*

Динамикалық тиімділік T серпімді жүйенің өзіндік тербеліс периоды мен θ сыртқы күш әсері ұзақтығының қатынастарымен бағаланады.

Егерде күш әсерінің ұзақтығы T өзіндік тербеліс периодымен салыстырғанда жоғары болса, жүйедегі динамикалық жүктеме өте төмен және оларды ескермеуге болады; жүйе статикалық күштермен жүктеледі.

Тез жойылатын күштің әсер ету θ ұзақтығы, өзіндік T тербеліс периодымен салыстырғанда өте төмен болғандықтан, динамикалық жүктеме θ/T қатынасымен анықталады.

Жүйеге өте қысқа уақытта тік төрт бұрышты және жартылай синусоидалы заңдылықпен қоздыру күші әсер етеді (73 а,б-сурет). Серпімді байланыстың алғашқы нольдік жағдайында жүктелудің бірінші заңдылығына сәйкес $\tau > Q$ кезінде динамикалық күш мынаған тең:

$$P_y = \frac{P_c}{m\vartheta} \int_0^{\theta} \sin \vartheta(\tau - \tau_0) d\tau_0 = 2P \sin \frac{\vartheta\theta}{2} \sin\left(\tau - \frac{\theta}{2}\right), \quad (80)$$

$\nu\theta/2 = \pi\theta/T = \pi\lambda$ тең болған жағдайда динамикалық коэффициенттің мәні мынаған тең болады:

$$k_0 = 2 \sin \pi \lambda, \quad (81)$$

мұнда λ – жүктелу параметрі.

Жүктелудің параметр функциясындағы динамикалық коэффициенттің өзгеру графигі 73-суретте көрсетілген. Графиктің көрсетуіне қарағанда, егерде күш өзіндік тербеліс периодына шамалы бөлігінде әсер еткен жағдайда, күштің тиімділігі өте төмен және серпімді жүйеге үлкен жүктеменің әсері қауіп тудырмайды.

Жүйенің өте аз уақыт аралығында жүктелуі ($\theta < T/2$) кезінде, ең жоғарғы динамикалық эффект сыртқы күштің әсері тоқтағанынан кейін ғана көрінеді.

Күштің өте аз уақыттағы әсері кезінде динамикалық коэффициент, жүйенің өзіндік тербелісі мен күштің әсер ету периодының қатынасына ғана тәуелді емес, сонымен қатар ол жүктелу функциясына да тәуелді. Тік төрт бұрышты жүктелу импульсінен басқа жүктелулер динамикалық эффект шамасын жеңілдетеді (73 в-сурет).

4.5. Бөлшектердің бір-бірімен жалғанған жерлеріндегі саңылаулардан болатын динамикалық жүктеме

Металлургия машиналары жетектерінің бөлшектерін бір бірімен жалғаған кезде міндетті түрде саңылаулар қалады (тісті жалғастырғыштар мен берілістер, әмбебап айналдырықтар, т.б.). Машиналардың тұрақсыз қозғалысы кезінде жетек тізбегіндегі саңылаулардың серпімді тұйықталуы үлкен мөлшердегі динамикалық жүктеме туғызады.

Саңылауы бар екі массалы жүйенің динамикалық жүктемесін анықтаймыз (74-сурет). Электрқозғалтқыштың роторы айнала бастағанда, оған жалғанған екінші масса саңылаудың шамасына қарай аздаған уақытқа немесе сол саңылау жойылғанға дейін қозғалмай тұрады. Ротордың қозғалу теңдігі

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = M_1, \quad (80)$$

мұнда M_1 – электрқозғалтқышты іске қосқандағы болатын кезеңі.

Нольдік алғашқы және іске қосу кезеңінде теңдеу былай өзгереді:

$$\varphi_1 = \frac{M_1 \tau^2}{2J_1}.$$

Ротордың бірқалыпты үдеумен айналғандағы және жалғаған жеріндегі саңылаудың жойылуының соңындағы жылдамдық мынаған тең:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2M_1\theta}{J_1}}. \quad (81)$$

Саңылау толық тұйықталғаннан кейін құрылғы екі массалы жүйеге айналады. Массалар қозғалысының дифференциалды теңдеулері мынаған тең:

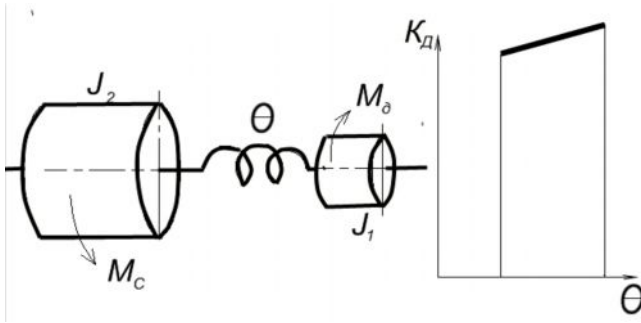
$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{d\tau^2} + c(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1 \\ J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{d\tau^2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2 \end{aligned} \right\}, \quad (82)$$

мұнда M_2 – жұмыс буынына түсірілетін кедергі кезеңі. Массалардың бұралу бұрышы:

$$\varphi_1 = A \cos \vartheta \tau + B \sin \vartheta \tau + \frac{M_a}{J_1 \vartheta^2}, \quad (83)$$

$$\varphi_2 = -\frac{J_1}{J_2} \left(A \cos \vartheta \tau + B \sin \vartheta \tau + \frac{M_a}{J_1 \vartheta^2} \right), \quad (84)$$

мұнда $M_a = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}.$



74-сурет. Саңылаулар тұйықталған кездегі серпімді ұрғылау
 а – саңылаулы екі массалы сұлба; б – динамикалық
 коэффициенттің саңылау шамасына тәуелділігінің графигі

Іске қосу кезеңінің алғашқы жағдайы:

$$\tau = 0, \varphi_1 = \varphi_2 = 0, \frac{d\varphi_1}{d\tau} = \omega_0. \quad (85)$$

Интегралдау тұрақтылары

$$A = \frac{M_a}{J_1 g^2}; \quad B = \frac{\omega_0}{g}.$$

Интегралдау тұрақтыларының А мен В мәндерін (83) пен (84) теңдеулеріне қойған кезде теңдеулер былай өзгереді:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{M_2}{J_1 g^2} (1 - \cos g\tau) + \frac{\omega_0}{g} \sin g\tau \\ \varphi_2 &= -\frac{J_1}{J_2} \frac{M_a}{J_1 g^2} (1 - \cos g\tau) \end{aligned} \right\}. \quad (86)$$

Саңылау тұйықталған кездегі серпімді ұрғылау болғанда массалар қозғалысының бұрыштық жылдамдығы гармоникалық заңдылық бойынша өзгереді:

ротор үшін

$$\omega_1 = \frac{M_a}{J_1 g} \sin \vartheta \tau + \omega_0 \cos \vartheta \tau, \quad (87)$$

екінші масса үшін

$$\omega_2 = -\frac{M_a}{J_2 g} \sin \vartheta \tau, \quad (88)$$

Ұрылғаннан кейінгі массалардың қозғалыс жылдамдығының мөлшері мен сипатының өзгеруі әр түрлі; сонымен қатар басқа да бірдей жағдай үшін массалардың инерция кезеңінің төмен болуына қарай олардың жылдамдығы жоғарылайды.

Массалардың ұрылған кезіндегі жетек тізбегіндегі серпімді күш кезеңі

$$M_{1,2} = M_a(1 - \cos \vartheta \tau) + \frac{\omega_0 c}{g} \sin \vartheta \tau. \quad (89)$$

Мұндағы бірінші қосынды жүйенің сыртқы кезеңдермен жүктелу тізбегіндегі әсерінен болатын серпімді күш кезеңі, ал екіншісі – саңылаулармен жалғанған бөлшектердегі ұру әсерінен болатын қосымша жүктеме.

Жүктеменің бірінші құраушысы жүйедегі саңылауға тәуелді болмағандықтан, саңылаудағы серпімді қосымша ұру құраушысын қарастырамыз:

$$M_3 = \frac{\omega_0 c}{g} \sin \vartheta \tau.$$

Осы теңдікке ротордың ω_0 жылдамдығы мен тербелу жиілігінің мәнін қойғанда теңдік былай өзгереді.

$$M_3 = \sqrt{2M_1 \theta c \left(\frac{J_2}{J_1 + J_2} \right)} \sin \vartheta \tau. \quad (90)$$

Белгіленген машиналар үшін қатандылық пен массалардың

қатынасы тұрақты мөлшер болып саналатындықтан, жетекті іске қосқан кездегі саңылаулардағы ұрудан болатын қосымша жүктеменің шамасы электрқозғағыштың қосылу кезеңімен және жалғастардағы саңылаулар мөлшерлерімен анықталады. Саңылаулардағы серпімді ұрудан болатын қосымша динамикалық жүктеменің амплитудасы саңылау мөлшеріне қарай парабола қисығы тәріздес өседі (74, б-сурет).

Саңылауы бар екі массалы жүйе үшін тұрақты сыртқы жүктеме әсер еткен кезіндегі динамикалық коэффициент әрқашанда екіден жоғары; оның мәнін мына формула арқылы анықтауға болады:

$$K_D = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\omega_0 c}{M_a g} \right)^2} = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2M_1 n_2 c}{M_a^2} \right) \theta}, \quad (91)$$

$$\text{мұнда } n_2 = \frac{J_2}{J_1 + J_2}.$$

Тәжірибеде саңылаулардағы ұрудан пайда болатын динамикалық жүктемені төмендету үшін бөлшектерді жасау сапасы мен машиналарды құрастыру деңгейін жоғарылатумен қатар, саңылаудың пайда болуын шектейтін арнайы құрылғыларды қолдану, жетектердің қозғалтқыштарын қосуға дейінгі кедергі құрылғыларын енгізу арқылы саңылаудан өту жылдамдығын төмендету шараларын жүргізу қажет.

Өндіріс жағдайындағы металлургия жабдықтарының әр түрлі жұмыс режиміне сәйкес жүргізілген зерттеу нәтижелеріне қарағанда, пайда болған динамикалық жүктемелердің сипаты тербелісті болып келеді және олар көп жағдайда ондай тербелістер өзінің ең жоғарғы мәндеріне жетеді. Машиналар динамикасындағы осыған ұқсаған мысалдардың көрсетулеріне қарағанда, металлургия машиналарына әсер ететін негізгі жүктемелердің сипаты тербелісті болғандықтан, олар машинаның беріктігі мен сенімділігіне әсерін тигізеді.

4.6. Параметрлік тербелістер

Параметрлік тербелістер, машинаның параметрлерінің, оның ішінде конструкцияның қатандығы мен массасының уақытқа байланысты өзгеруі нәтижесінде пайда болады. Жабдықтарды пайдалану кезінде айнымалы мөлшер ретінде оның қатандығы, ал қосиінді механизмдер үшін олардың массаларының инерция кезеңдері қарастырылады. Мысалы, біліктің ұзындық бойындағы қатандығының біркелкі емес екендігі айқын байқалады (олар: біліктің көлденең қимасының сопақтығы, біліктің ұзындық бойындағы ойықтардың, тіліктердің болуы, айқар топсалы және қосарланған біліктерді қолдану, т.б. жағдайларда айкындалады).

Қатандық гармоникалық заңдылықпен өзгергендіктен былай жазуға болады:

$$c(\tau) = c_0 + c_1 \cos \omega \tau . \quad (92)$$

Қозғалыс теңдігі жалпы түрде мынаған тең:

$$\frac{d^2 \varphi}{d\tau^2} + \left(\frac{c_0}{J} + \frac{c_1}{J} \cos \omega \tau \right) \varphi = 0 . \quad (93)$$

Ауыспалы коэффициенті бар тізбекті дифференциалды теңдеуге $x = \omega \tau / 2$ өлшемсіз уақыт белгісін енгізу арқылы, белгілі Матье теңдеуін аламыз.

$$\frac{d^2 \varphi}{dx^2} + (a + 2q \cos 2x) \varphi = 0 . \quad (94)$$

$$a = \frac{4c_0}{J\omega^2} = 4 \left(\frac{g}{\omega} \right)^2 ; \quad q = \frac{2c_1}{J\omega^2} = 2 \left(\frac{g_1}{\omega} \right)^2 . \quad (95)$$

мұнда, a – коэффициенті жүйенің c_0 параметрлерінің орташа мәніндегі өзіндік тербеліс жиілігі параметрлерінің өзгеру жиілігінің қатынасымен сипатталады;

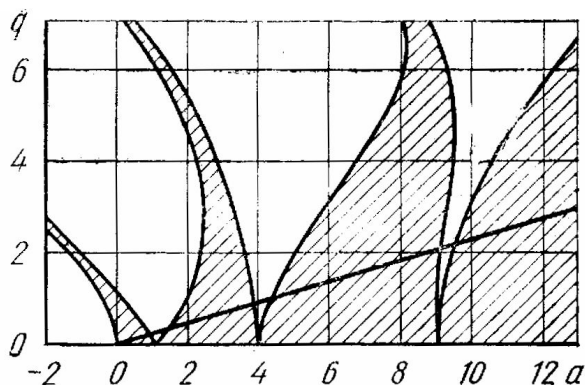
q – параметрдің өзгеру дәрежесін сипаттайды.

Матье теңдігімен баяндалатын тұрақты тербелістің жағдайын анықтаймыз. Тұрақты тербеліс деп оның амплитудасы заттың уақытқа байланысты массасының өзгеруі нәтижесінде біртіндеп сөнуі немесе өзінің мөлшерін сақтап қалу жағдайын айтады. Тұрақсыз қозғалыстағы амплитуданың уақытқа байланысты өсуі параметрлік резонанстың пайда болу мүмкіндігін туғызады.

a мен q -ның мәні қозғалыс тұрақтылығын толық анықтайды. Матье теңдігінің жалпы шешімі Айнс-Стрет диаграммасы немесе Матье теңдігінің тұрақты картасында көрсетілген a мен q параметрлердің жеке мәндеріне тәуелді. a , q жазықтығы тұрақты (штрихталған) және тұрақсыз аумақтарды шектейтін қисықтармен бөлінген (75-сурет).

Қозғалыс тұрақтылығын анықтау үшін a мен q коэффициентін анықтап, оларды диаграммаға түсіру жеткілікті.

Қоздыру ω жиілігінің өзгеруі кезінде жүйе кезекпен тұрақты және тұрақсыз аумақтарға түсуі мүмкін. Қатаңдықтың ω жиілігімен баяу өзгеруі координат осінің басындағы 0 нүктесінен қашығырақ орналасқан нүктелерге сәйкес; қатаңдық жиілігінің тез өзгеруі кезінде нүктелер 0-ге жақын орналасады.



75-сурет. Параметрлік тербелістер тұрақтылығы аумағының диаграммасы

Қоздыру ω жиілігінің өзгеруі кезіндегі жүйенің тұрақтылығын талдау үшін, координат жүйесінің басталған жерінен сәуле жүргізу қажет (75-сурет). Қоздыру ω жиілігінің өсуіне қарай нүкте біртіндеп тұрақты резонанс аумағына түседі.

Параметр мәнінің $a = 4 (v/\omega)^2 = 1; 4; 9; \dots$, яғни жиілік қатынасы $v/\omega = 0,5; 1; 1,5; 2$ тең жағдайында жүйе тұрақсыз болады.

Машинаны қосқан кезде параметрлік жүйе біртіндеп басты ($\omega \neq$) резонансты және субгармоникалық жағдайлар арқылы өтеді. Практикада резонансты ($v/\omega = 1$) және субгармоникалық ($v/\omega = 0,5$) жағдайлар өте қауіпті. Параметрлік жүйелерге тән субгармоникалық резонанс, периодтық қоздыру күшінің әсері кезінде тізбекті жүйеде көрінбейді.

Қосынды механизмдердің тұрақты қатандылығы кезінде келтірілген массалардың инерция кезеңі айнымалы болады. Бұл жағдайда математикалық үлгі қарастырылған айнымалы серпімді және тұрақты массалы үлгілерге ұқсас.

Өзіндік тербеліс жиілігі 0,5; 1; 1,5 және массалардың өзгеру жиілігі 2-ге тең жағдайында жылдамдықтың ауыспалы аумағы болады. Массаның негізгі жиілігінің өзгеруі машинаның бұрыштық жылдамдығынан 2 есе жоғары, сондықтан ауыспалы жылдамдық машинаның білігінің бір, екі және үш айналу жиілігінде пайда болады.

Параметрлік тербелістер редукторы бар жетектердің тісті берілістеріндегі ілініс шамасының қателігі, тістердің деформациясы, тісті дөңгелектердің эксцентриситеттілігі, ілініс пішінінің ақауы және т.б. жағдайларға сәйкес қозуы мүмкін. Негізінде барлық тісті берілістердің жасалуының шектелген дәлділіктеріне байланысты белгілі бір дәрежеде кинематикалық қателіктері болады. Бұл жағдайда олардың беріліс қатынастары тұрақты болып қалмайды, олар ω_1 мен ω_2 жиіліктердің орташа мәніне қарай мезгілмен өзгереді.

$$i = i_0 \left(1 + \Delta i_1 \sin \omega_1 \tau + \Delta i_2 \sin \omega_2 \tau \right), \quad (96)$$

$$\text{мұнда } \Delta i_1 = \frac{\Delta R_1}{R_1}; \quad \Delta i_2 = \frac{\Delta R_2}{R_2} - \text{ілінісу қателіктері.}$$

Жетектегі жүктеме, беріліс санын жиілігінің өзгеруіне қарай өзгереді. Тербелістің амплитудасы жетектің айналу жиілігі, жүйе массалары кезеңі және ілінісу қателіктері дәрежесінің өсуіне қарай ұлғаяды.

Тісті дөңгелектердің ілінісу қателігі мен берілістің эксцентриситеті геометриялық түрде қосылады және белгіленген білік айналасына тең жиілік және қоздыру тудырады.

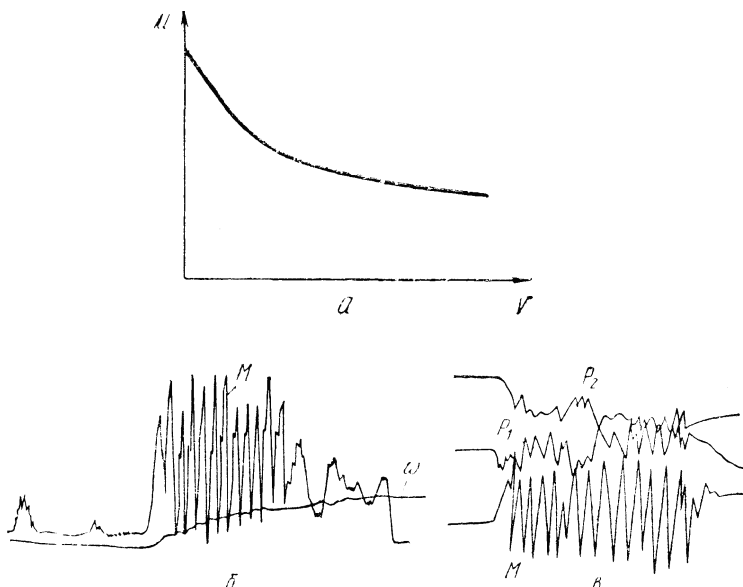
Тербеліс, іліністердің жасалу дәлдігінің төмендігі нәтижесіне байланысты беріліс санының өзгеруі арқылы қоздырылуы Матье теңдігінде де көрсетілген.

4.7. Автотербелістер

Автотербелістер немесе өздігімен қоздырылатын процестер табиғат пен техникада кеңінен таралған және өте тұрақты болып саналады, олар: скрипканың дыбысы, есіктің сықыры, плотиналардың бекітпелері, бұрылыстағы трамвайлар, тежегіштер, электр беру тізбегінің текіректеуі, аэродинамикалық күш әсерінен болатын ілінбелі көпірлер мен ұшақтардағы флаттерлер (өз бетімен пайда болатын тербелістер), автомашиналардың дөңгелектерінде болатын «шимми» (өздігінен болатын тербеліс) құбылысы, көптеген машиналардың мойынтіректері мен өкшеліктерінде (подпятник) болатын автотербеліс, металл өңдеу білдектерінде және басқа металлургия жабдықтарында болатын автотербелістер.

Металлургия машиналарындағы автотербелістен болатын динамикалық жүктемелер, көптеген зерттеулер нәтижелеріне қарағанда өзінің ең үлкен мәніне жетуі мүмкін, сондықтан оларды машина жетектерінің бөлшектерін беріктік пен төзімділікке есептеген кезде ескеру қажет. Автотербелістерден болатын жүктемелер өзінің үлкен амплитудасымен ғана қауіпті емес, оған қосымша олар нольдік мәндер арқылы өткендіктен кинематикалық тізбектердегі саңылаулар арқылы буындардың ажырауын (тісті берілістерде, жалғастырғыштарда, әмбебап топсаларда, т.б.) туғызады, ал олар тұйықталған кезде серпімді ұрулар мен жетек тізбегіндегі жалпы жүктелу шамасының тез өсуіне әкеліп соғады.

Машиналарды пайдалану барысында жиналған тәжірибелерге қарағанда, өте жиі біліктер, берілістер, айналдырықтар мен басқа да жетек бөлшектерінің тұрақты процестердің ауытқуы нәтижесінде істен шыққаны байқалады. Сонымен қатар, ондай құбылыстар илемдеу орнақтарының пішімбіліктерінде, жүк көтеру қрандарының жүру дөңгелектерінде және машиналардың басқа тораптарындағы тығылып қозғалу кезінде болады. Автотербеліс жүк көтеру машиналарының қозғалу механизмдері, арбалары, жүк тиеу құрылғылары, илемдеу орнықтары, металл кесетін аралар, манипуляторлар және пештің итергіштерінде қарқынды қоздырылады.



76-сурет. Машиналардағы автотербелістер

a – сырғанамалы жылдамдық функциясындағы үйкеліс күшінің сипаты; *б* – рельсті механизмдердегі автотербелістердің осциллограммасы (тығылып қозғалу кезіндегі): *М* – жетек тізбегіндегі серпімді күш кезеңі; ω – жетектің айналу жиілігі; *в* – илемдеу орнықтары пішімбіліктерінің тығылып қозғалысы; *М* – айналдырықтағы серпімді күш кезеңі; *P*₁, *P*₂ – илемдеу күштері

Автотербелістің гармоникалық және релаксациялық немесе периодпен үзілген, үлкен өзіндік тербелісті түрлері болады. Көптеген авторлардың әр түрлі машиналарда жүргізген тәжірибелеріне қарағанда, статикалық жүктемеге сәйкес автотербеліс амплитудасының мәні $M_a / M_c = 0,2 \div 1,5$ құрайды, ал жиілігі мен тербеліс периоды $\nu = 6-200 \text{ 1/c}$, $T = 0,03 \div 1 \text{ c}$ аралығында жатыр. Механикалық автотербелісті қоздыру табиғаты өте күрделі. Олардың қажетті шартты ретінде үйкеліс күшінің төмендейтін сипаты (μ – үйкеліс коэффициентінің) сырғанамалы жылдамдық (ν) функциясында болуы қажет (76 а-сурет).

Жұмыс машиналарындағы автотербеліс кезінде кедергі күшінің кезеңі кубтық парабола түріне аппроксимациялануы мүмкін.

$$M_c \left(\frac{d\phi_2}{d\tau} \right) = m_0 - m_1 \phi_2 + m_3 \phi_2^3, \quad (97)$$

мұнда m_0, m_1, m_3 – тұрақты коэффициенттер;

ϕ_2 – жұмыс буынының бұрыштық жылдамдығы.

Екі массалы машина жетегінің эквивалентті сұлбасының массалар қозғалысының дифференциалды теңдеуі жалпы түрінде былай болады:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \phi_1}{d\tau^2} + c(\phi_1 - \phi_2) &= M_0 - a \frac{d\phi_1}{d\tau} \\ J_2 \frac{d^2 \phi_1}{d\tau^2} - c(\phi_1 - \phi_2) &= -M_c \left(\frac{d\phi_2}{d\tau} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (98)$$

мұнда a – электрқозғалтқыш сипаттамасының бұрыштық коэффициенті.

Күрделі математикалық шешімдері бар сызықты дифференциалды теңдеуді алып тастап, жетек тізбегіндегі серпімді күш кезеңіне арналған теңдеуді мына түрде жазуға болады:

$$M_y = 2J_2\vartheta \sqrt{\frac{m_1 - a\left(\frac{J_2}{J_1}\right)^2}{3m_3}} - u^2 \sin \vartheta \tau, \quad (99)$$

мұнда u – шектен тыс кезең тудыратын қозғалтқыштың бұрыштық жылдамдығы.

Теңдеуден көрінгені, автотербеліс кезінде серпімді күш кезеңі гармоникалық заңдылықпен өзгереді. Автотербеліс амплитудасы сырғанамалы жылдамдық функциясындағы (m_1/m_3) үйкеліс сипатын анықтайтын, ν тербеліс жиілігі мен машина жұмыс буынының инерция кезеңінің, сонымен қатар қозғалтқыш сипаттамасының еңкею бұрышының коэффициенттер қатынасына тәуелді. 76 б-суретте кейбір металлургия машиналары жұмысының осциллограммасы келтірілген, мұнда сипаты бойынша гармоникалыққа жақын жетектегі автотербеліс процесі жақсы көрсетілген.

Үлкен және тұрақты тербеліс амплитудасы жетек бөлшектерінің беріктігі мен төзімділігіне әсер етіп қоймайды, олар сонымен қатар технологиялық процеске және илемденетін жапырақты металдың дәлдігіне кері әсерін тигізеді.

4.8. Бір қозғалтқышты электржетектердің қорытындыланған серпімді электрмеханикалық сенімді жүйесі мен олардың математикалық үлгілері

Металлургия машиналары механизмдерінің автоматтандырылған электр жетегі күрделі қиыстырылған электрмеханикалық жүйені құрайды. Абсолютті қатаң механикалық элементтері бар электр жетектерінің физикалық үлгілері әр түрлі пайдалану режиміндегі динамикалық процестердің нақтылы пайдалану сипатының қалыптасуын дәл анықтау мүмкіндігі ылғи бола бермейді. Жүргізілген зерттеулер нәтижелері көрсеткеніндей, белгі бір жұмыс режиміне сәйкес келетін қозғалтқыштың сипаттамасы көп жағдайда, жетектің механикалық бөлігінің

серпімді тербелісіне елеулі әсерін тигізуі мүмкін. Өз кезегінде механикалық серпімді тербеліс жетектің электр күштік бөлігінің қасиеті мен бағытына әсерін тигізеді. Сондықтан, электр жетектің динамикалық жүйесінің электрмеханикалық байланысының болуына байланысты, жалпы жағдайда қиыстырылған электр-механикалық серпімді жүйе түрінде қарастыру қажет.

Қазіргі кезде әр түрлі металлургия машиналарында электржетектің мынадай түрлері қолданылады:

- аралас және біртіндеп қоздырылатын тұрақты тоқты қозғалтқышты жетектер;
- асинхронды және синхронды айнымалы тоқты электр қозғалтқышты жетектер.

Осыған сәйкес, металлургия машиналарының бір қозғалтқышты электр жетектерінің кейбір (физикалық, математикалық) үлгілерін қарастырамыз.

4.8.1. Электржетектің тұрақты тоқты қозғалтқышының физикалық үлгісі

Физикалық үлгідегі динамикалық процестерді көрсететін математикалық модель, жалпы жағдайда тізбексіз (сызықсыз) дифференциалды теңдеулер жүйесі түрінде болады.

$$\begin{cases} U_B = \frac{R_{B\Sigma}}{K_{\dot{\theta}}}(\dot{\theta} + \dot{O}_A\dot{\theta}); \\ U_{\dot{y}} = R_{y\Sigma}(I_{\dot{y}} + T_{\dot{y}}\dot{I}_{\dot{y}}) + K_{\dot{\phi}}\dot{\phi}_1; \\ J_1\dot{\phi}_1 + h_{12}(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) + C_{12}(\phi_1 - \phi_2) = K_{\dot{\phi}}\dot{O}_{\dot{y}}; \\ J_i\ddot{\phi}_i - h_{i-1}(\dot{\phi}_{i-1} - \dot{\phi}_i) + h_{i,i+1}(\dot{\phi}_i - \dot{\phi}_{i+1}) - C_{i-1,i}(\phi_{i-1} - \phi_i) + C_{i,i+1}(\phi_i - \phi_{i+1}) = 0; \\ (i = 2, 3, \dots, n-1); \\ J_n\ddot{\phi}_n - h_{n-1,n}(\dot{\phi}_{n-1} - \dot{\phi}_n) - C_{n-1,n}(\phi_{n-1} - \phi_n) = -M_c; \end{cases} \quad (100)$$

мұнда U_B – қоздыру тізбегіндегі кернеуі;

$R_{B\Sigma}$ – қоздыру тізбегіндегі кедергілер қосындысы;

$$T_B = \frac{L_B}{R_{B\Sigma}} - \text{қоздыру тізбегіндегі уақыт тұрақтысы};$$

$L_{я\Sigma}$ – қоздыру тізбегінің индукциясы;

$$K_\phi = \frac{\Phi}{I_B} - \text{қозғалтқыштың қоздыру ағыны};$$

I_B – қоздыру орамының тогы;

$U_{я}$ – якорь тізбегінің кернеуі;

$I_{я}$ – якорь тізбегінің тогы;

$R_{я\Sigma}$ – якорь тізбегіндегі кедергілер қосындысы;

$$T_{я} = \frac{L_{я\Sigma}}{R_{я\Sigma}} - \text{якорь тізбегіндегі уақыт тұрақтысы};$$

$L_{я\Sigma}$ – якорь тізбегінің индуктивтілігі;

$$K = \frac{PN}{2\pi a};$$

P – қозғалтқыш үйектерінің саны;

N – якорьдың белсенді өткізгіштерінің саны;

a – параллель буындар саны;

J_1 – қозғалтқыш роторының инерциялық кезеңі;

$J_2, \dots, J_{n-1}$ – қозғалтқыш білігіне келтірілген қозғалтқыштың механикалық бөлігіндегі бөлшектердің инерциялық кезеңдері;

J_n – қозғалтқыш білігіне келтірілген атқару мүшесінің инерциялық кезеңі;

$h_{i,i+1}$ – жетектің механикалық буындарындағы энергия қашықтығын сипаттайтын коэффициенттер;

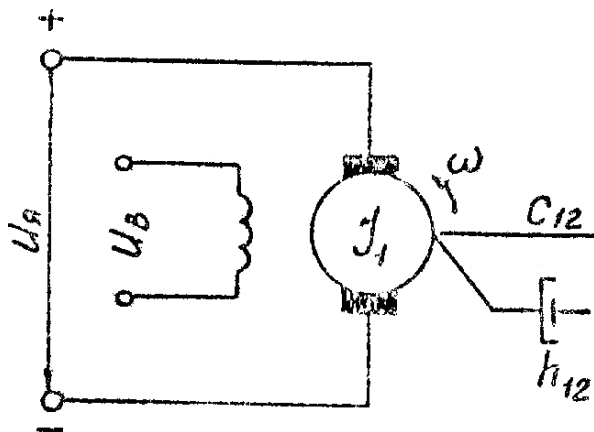
$C_{i,i+1}$ – трансжетек элементтерінің бұралу қатаңдылығы;

φ_i – массаның бұрыштық қозғалысы;

M_c – қозғалтқыш білігіне келтірілген технологиялық жүктеме кезеңі.

Жүйенің бірінші теңдеуі қоздыру тізбегіндегі процесті көрсетеді. $U_B = \text{const}$ немесе $U_B = f(t)$ болған кезінде, қоздыру тізбегіндегі процестер якорь тізбегіндегі процестерге қарағанда тәуелсіз өтеді және теңдеулерден туындайтыны, қоздыру тізбегі T_B тұрақты уақытымен периодтық буынды құрайды.

Тұрақты токты тәуелсіз қоздыру қозғалтқыштары үшін орта және үлкен мүмкіндікті электрмагнитті тұрақтысы $T_s=0,015\ldots 0,1$ с аралығында жатады, оның ең жоғарғы мәні баяу қозғалатын қозғалтқыштарға сәйкес келеді.



77-сурет. Тұрақты токты тәуелсіз қоздырылатын электржетекті электрмеханикалық жүйесінің физикалық үлгісі

Осыған орай, тұрақты токты елеулі инерция кезеңі бар электрқозғалтқыштар үшін, электрмеханикалық уақыт тұрақтысы $T_M \gg T_s$ болғандықтан, электрмагнитті инерциялықтың ($T_s < 0$) әсерін ескермеуге болады, осыдан кейін тұрақты токты тәуелсіз қоздырылатын қозғалтқышты электржетектің математикалық үлгісі мынандай дифференциалды теңдік жүйесіне келтіріледі:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + h_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = VJ - \beta \dot{\varphi}_1; \\ J_i \ddot{\varphi}_i - h_{i-1,i}(\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_i) + h_{i,i+1}(\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) - C_{i-1,i}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + C_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0; \\ J_n \ddot{\varphi}_n - h_{n-1,n}(\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n) - C_{n-1,n}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = -M_c. \end{cases}$$

(101)

Қарастырылған тәуелсіз қоздырылатын тұрақты тоқты электржетектің математикалық үлгісі, әр түрлі жұмыс режимдеріндегі электржетектердің механикалық жүйесі бар электр қозғалтқышы әрекеттесуінің маңызды ерекшеліктерін зерттеуге мүмкіндік береді.

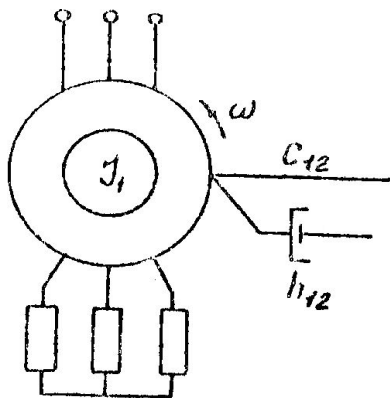
Біртіндеп қоздырылатын тұрақты тоқты электрқозғалтқыштар сызықсыз динамиканың механикалық сипаттамалары болады. Атап айтқанда, мұндай электржетектердегі электрмагнитті процестерді көрсететін сызықсыз дифференциалды тендеулер статикалық режим нүктесінің төңірегінде ғана сызықтық көрсетеді.

$$\left\{ \begin{aligned} & (T_y \delta + 1) \Delta M_{\bar{a}} - \Delta M_0 - \beta \Delta \dot{\phi}_1; \\ & J_1 \Delta \ddot{\phi}_1 + h_{12} (\Delta \dot{\phi}_1 - \Delta \dot{\phi}_2) + C_{12} (\Delta \phi_1 - \Delta \phi_2) \mp \Delta M_{\bar{a}\bar{a}}; \\ & J_i \Delta \ddot{\phi}_i - h_{i-1,i} (\Delta \dot{\phi}_{i-1} - \Delta \dot{\phi}_i) + h_{i,i+1} (\Delta \dot{\phi}_i - \Delta \dot{\phi}_{i+1}) - C_{i-1,i} (\Delta \phi_{i-1} - \Delta \phi_i) + \\ & + C_{i,i+1} (\Delta \phi_i - \Delta \phi_{i+1}) = 0; \\ & J_n \Delta \ddot{\phi}_n - h_{n-1,n} (\Delta \dot{\phi}_{n-1} - \Delta \dot{\phi}_n) - C_{n-1,n} (\Delta \phi_{n-1} - \Delta \phi_n) - \Delta M_c. \end{aligned} \right. \quad (102)$$

Бұл тендеулер жүйесі тұрақталған тербеліс режимін талдау немесе тұрақтылығын тексергенде және статикалық тепе-теңдік жағдайынан аздап ауытқыған кездегі тұйықталған жүйе сапасын реттеу үшін қолдануға болады. Ақырғы жүйедегі қозғалтқыштың механикалық сипаттамасының қатандық модулі біріншісіне қарағанда статикалық сипаттаманың барлық нүктелерінде әр түрлі болады.

Асинхронды қозғалтқышты электржетектің физикалық үлгісі.

Көптеген тәжірибелік есептеулер үшін, асинхронды электржетектің электрқозғалтқыштың жұмысы кезіндегі тұрақсыз жұмыс бөлігіндегі механикалық сипатын өтпелі процесін талдау орынды болып саналады.



78-сурет. Айнымалы тоқты
қозғалтқышы бар
электржетекті
электрмеханикалық
жүйесінің физикалық
үлгісі

Бұл жағдайда асинхронды электржетектің математикалық үлгісін тізбекті дифференциалды теңдік жүйесімен көрсетуге болады.

$$\begin{cases} M_{\bar{a}} + \frac{1}{\omega_0 S_k} \dot{M}_{\bar{a}} = \frac{2M_k}{\omega_0 S_k} (\omega_0 - \dot{\varphi}_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + h_{12} (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) + C_{12} (\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\bar{a}}; \\ J_i \ddot{\varphi}_i - h_{i-1,i} (\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_i) + h_{i,i+1} (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) - C_{i-1,i} (\varphi_{i-1} - \varphi_i) + C_{i,i+1} (\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0; \\ J_n \ddot{\varphi}_n - h_{n-1,n} (\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n) - C_{n-1,n} (\varphi_{n-1} - \varphi_n) = -M_c. \end{cases} \quad (103)$$

мұнда ω_0 – қозғалтқыштың синхронды жылдамдығы;

S_k – ауыспалы кезеңдегі сырғанау;

M_k – қозғалтқыштың ауыспалы кезеңі.

Бірқатар практикалық есептеулер үшін, синхронды электрқозғалтқыш кезеңінің формуласын синхронды және асинхронды құраушылардың қосындысы түрінде көрсетуге болады:

$$M_d = M_{d,\text{син}} + M_{d,\text{асин}}. \quad (104)$$

Бұлардың әрқайсысы шамамен мынадай тәуелділіктермен анықталуы мүмкін:

$$M_{\partial.син} = B\theta = \frac{B(\omega_0 - \omega)}{p}, \quad M_{\partial.асин} = \beta(\omega_0 - \omega), \quad (105)$$

мұнда θ – ээ статор мен желе кернеуінің арасындағы ішкі ығысу бұрышы;

$$B = \frac{M_H}{\theta_H},$$

M_H – номиналды электромагнитті кезең;

θ_H – номиналды ішкі бұрыш;

$$P = \frac{d}{dt}; \quad \beta = \frac{2M_k}{S_k \omega_0};$$

M_k – ауыспалы кезең;

S_k – ауыспалы кезеңдегі сырғанау;

ω_0 – синхронды жылдамдық.

Сонғы формуланың негізінде жетектің синхронды электр қозғалтқышының екі массалы серпімді жүйесі үшін қозғалыс теңдігі былай жазылады:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 + h_{12} (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2) + C_{12} (\phi_1 - \phi_2) \left(\beta + \frac{\dot{A}}{\delta} \right) (\omega_0 - \dot{\phi}_1); \\ J_2 \ddot{\phi}_2 - h_{12} (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - C_{12} (\phi_1 - \phi_2) - \dot{I}_{\bar{n}}. \end{cases} \quad (106)$$

Жоғарыда келтірілген металлургия машиналарының физикалық үлгісі көп массалы жүйе құрайды. Есептеу тәжірибесінде көп массалы жүйені екі, үш және өте сирек төрт массалы жүйеге келтіреді. Мұндай келтірулер жалпыға белгілі әдістер негізінде жүргізіледі, ал оларға жүргізілген қысқартулардың дұрыстығы, көптеген ауыр металлургия машиналарының жетектеріндегі жоғарғы жиілікті спектрдің болуымен негізделуі мүмкін.

Сондықтан, практикалық инженерлік есептеулерде ауыспалы процестердің бірінші екі жиілігін міндетті түрде ескеру қажет,

себебі жоғарғы жиілікті тербелісті ескеру, жетектің серпімді буындарындағы динамикалық жүктеменің қалыптасу сипатының сапалық өзгерісіне әкеліп соқпайды. Физикалық үлгілердегі қосымша массалар мен физикалық үлгілердің байланысын ескерген кездегі дифференциалды теңдеудің ретін жоғарылату сандық нәтижесін анықтаумен (анықтау 10 %-ға дейін, ол есептеу сұлбасының параметрін анықтау қателігі шегінде жатады) емес, ал жетек жүйесінің сапасы жаңа динамикалық сипатын зерттеу қажеттілігімен байланыстырылуы керек.

Есептеу сұлбасы физикалық үлгілерге келтірілетін қазіргі металлургия машиналары жетегінің өтпелі тербелу процесін сызықты қарапайым дифференциалды теңдеулермен көрсетіп, зерттеу аса қиындық тудырмайды. ЭЕМ қолдану арқылы қоздырудың сипаты мен өтпелі процесті анықтауды зерттеуге болады. Ал кез келген физикалық үлгілердің бірнеше еркін дәреже саны болады.

4.9. Динамикалық жүктемелердің шамасын төмендету жолдары

Динамикалық жүктемелердің шамасын төмендету үшін, олардың пайда болуына себеп болған шараларды толық болдырмауға тырысу қажет. Циклдік жүктеме жағдайында жұмыс істейтін машиналардағы мөлшері жоғары жүктемелерді төмендету үшін, олардың амплитудасы мен ұру жүктемесінің шамасын баяулату қажет.

Ондай шаралардың негізгілерінің бірі – жүктеме әсер ететін бағытта жұмыс істейтін бөлшектердің серпімділігін арттыру мен бөлшектер арасындағы жүктемені қабылдауға арналған серпімді байланыстар енгізу.

Циклдік бұралу кезеңінің ең жоғарғы кернеу шамасын, яғни циклдік амплитуда шамасын төмендету үшін, бөлшектер арасына бұралу кезеңін қабылдайтын серпімді жалғастырғыштар қолдану арқылы бәсеңдетуге болады. Біліктер мен тісті дөңгелектердің арасына серпімді амортизаторлар орнату арқылы олардың жұмыс жағдайын түзеуге болады.

Кеңінен қолданылатын әдістің бірі тұрақты жүктеме туғызу арқылы амплитуда коэффициентінің шамасын төмендетуге мүмкіндік болады. Бұл әдісті циклдік жүктемемен жүктелген бұрандалы қосылыстардың конструкцияларында қолдануға болады. Ол үшін бұрандаларды алдын ала тарту қажет. Тарту шамасын жеткілікті үлкен мөлшерге жеткізген кезде циклдік жүктеме құрамасы ығыстырылады, ал жүктеме статикалық түрге айналады.

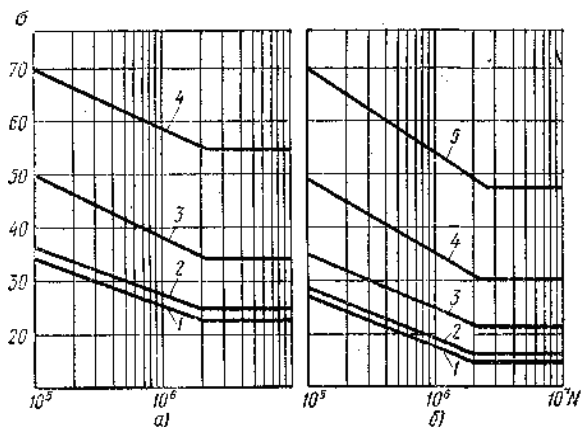
Көп жағдайда таңбасы өзгеретін шамасы жоғары жүктеменің пайда болуы, механизмнің жеке бөліктерінде резонансты құбылыстың пайда болуымен байланысты. Мұндай өте қауіпті циклдік жүктеме түрінен сақтану үшін серпінді, маятникті, гидравликалық немесе үйкетүзілім демпферлерін қолдану қажет. Машиналар мен агрегаттардағы таңбасы өзгеретін жүктеменің қоздырушысы болып саналатын діріл шамасы төмендетіледі. Ол үшін олар дірілді бейтараптататын және сөндіретін амортизаторлар қолдану арқылы орнатылады.

Сонымен қатар, циклдік жүктемелерді толық немесе толыққа жуық жою үшін, бөлшектер мен тіреулердің жасалу дәлділігін жоғарылатылады. Ол үшін тез айналатын роторлардың тіреулері мен тұрқысында ауыспалы жүктеме тудыратын статикалық және динамикалық теңгеру шамасын жоғарылатып жою қажет.

Тікті дөңгелектердің жасалу дәлділігін жоғарылата отырып (яғни, тістің қалыңдығы мен қадамындағы қателік, пішінің бұрмалануы және т.б.), жіберілген қателіктер шамасын шектеу арқылы циклдік жүктемелер шамасын төмендетуге мүмкіндік туады.

Барлық номиналды кернеу шамасын төмендетуге бағытталған шаралар, машина тораптарының циклдік беріктігін ұлғайтады. Бұл шараларға жататындар: тіреулердің дұрыс орналасуы, қажетсіз жүктелу жағдайларын жою, циклдік кернеу эсер ететін бөліктердегі бөлшектердің қимасын ұлғайту, беттердің жанасу аудандарын ұлғайту (циклдік жанасу арқылы болатын кернеу эсері жағдайындағы тораптар) және т.б.

Егерде аталған жағдайлармен циклдік жүктемені жою немесе төмендету мүмкіндігі болмаған жағдайда, болдыру беріктігін жоғарылатудың арнайы әдістерін қолдануға болады.



79-сурет Термиялық өндеудің циклдік беріктікке әсері:
 а – тегіс үлгілер; б – балдақты бунаумен өңделген үлгілер;
 1 – босаңдатудан кейін; 2 – қалыптандыру; 3 – жетілдіру;
 4 – шынықтыру және төменгі босаңдатумен;
 5 – осындай өндеуден кейін бүрлеу

Ондай әдістер технологиялық және конструктивті болып бөлінеді. Бірінші жағдайда беріктендіру шаралары арнайы өңдеу тәсілін қолдану арқылы орындалады, ал екіншісінде бөлшектердің циклдік беріктігін жоғарылататын конструктивті өзгерістер, яғни олардың пішінін өзгерту арқылы жүргізіледі.

Беріктендіру үшін жасалған термоөңдеу, төзімділік шегін шамамен статикалық беріктік көрсеткіштеріне пропорционалды өсіреді (79-сурет).

Ең жақсы нәтиже бөлшекті шынықтырғаннан кейін, төмендетілген босаңдатуды өткізу арқылы алынады, яғни бұл жағдайда төзімділік шегі 2 – 2,5 есеге ұлғаяды (4 – қисық).

Бөлшектердің бет жағын шынықтырған (ЖЖТпен, газ жалынымен) және химия термиялық әдістермен өндеген кезде (цементтеу, нитроцементтеу, азоттау) бөлшектің бет жағында үлкен меншікті көлемді құрылым құрылуына байланысты, қалдықты қысым кернеуі пайда болады. Қалдықты қысым кернеуінің ертерек құрылуы амплитуда коэффициентінің шамасын төмендетеді және қысым түсетін аумақтағы циклдің

орташа кернеуінің шамасын ығыстыру арқылы төзімділік шегін ұлғайтады.

Циклдік беріктік қабатының оптимальды қалыңдығы цементтеу кезінде 0,4 – 0,8 мм, нитроцементтеу және азоттау кезінде 0,3 – 0,5 мм, ЖЖТ өңдеу және газ жалынымен шынықтырған кезде 2 – 4 мм құрайды.

Термоөңдеу әдістерінің ішіндегі тиімділерінің бірі – азоттандыру әдісі саналады, себебі ол кернеудің шоғырлануын толық жояды. Азоттандырылған бөлшектердегі кернеудің шоғырлануының сезімділік коэффициенті нольге жақын. Азоттандыру бөлшектің пішіні мен өлшемдерін өзгертпейді. Бұдан басқа азоттандырылған бөлшектердің жегідегіге және термоөңдеуге тұрақтылығы өте жоғары. Азоттандырылған бөлшектердің аталған қасиеттері бөлшектердің жоғарғы циклдік жүктемелері мен тозуға төзімділігін арттырады.

Циклдік беріктікті арттырудың басты әдістерінің бірі – бөлшектердің бет жағын иілімді деформация әдісімен өңдеу, яғни бөлшектің бет жағындағы қалдықты қысу кернеуін тудыру мақсатымен, қақтамалау арқылы қалыңдығы 0,2 – 0,8 мм қабат құру. Қақталмалау кезінде бөлшектің бет жағы жайылады. Егерде бөлшек еркін ұзарған жағдайда, қақталмаланған қабат негізгі металдан бөлініп қалуы мүмкін, бірақ оған қақталмаланған қабаттың астындағы металдың ілінісу күші кедергі жасайды. Сондықтан қақталмаланған қабатта екі осьті (цилиндр тәрізді бөлшектерде үш осьті) қысу кернеуі, ал негізгі металл қалыңдығында аздаған созылған реактивті кернеу пайда болады.

Қақталмалау кезінде көптеген металл құрылымының бұрмалануы нәтижесінде (дәндерінің деформациясы, жергілікті иілімді ығысу), болдыру бүлінуінің дамуын тиімді тежейді және жарықшақтардың тарамайтын аумағын кеңітеді.

Бұдан басқа бөлшектердің циклдік беріктігін арттыру үшін кернеу жағдайындағы қақталма, оқпен өңдеу, роликпен домалату, безеулеу, алмаспен тегістеу арқылы бөлшектің бет жағының беріктігі арттырылады.

Металлургия машиналары өте ауыр динамикалық жүктелу жағдайында жұмыс істейді. Егерде көптеген машиналар мен агрегаттардың бірегейлігі мен қымбат екенін ескерсек, олардағы

динамикалық жүктемені төмендету, сенімділігі мен ұзақ тұрақтылығын арттырудың маңызының жоғары екені даусыз.

Күрделі мәселелердің шешімі кешенді түрде жүргізілуі қажет. Оларды шешу үшін: физикалық процестер мен машинаға әсер ететін жүктемені зерттеу, конструкциясының оптимальды параметрлерін таңдау, машиналардың жасалу сапасын жоғарылату, демпфирлеуші құрылғылар орнату, т.б. осыларға ұқсаған шаралар жүргізу қажет.

Әрбір әдістерді жеке қарастырмай, динамикалық жүктеме шамасын төмендететін басты шараларға тоқталамыз:

- механизмдердің тиімді кинематикалық сұлбасын енжарлы байланыстарсыз таңдау;

- машиналарда болып жатқан физикалық процестерді бөлшектердің қатандылығы, жалғастардағы саңылаулар және әр түрлі пайдалану режимдегі қозғалтқыштың сипатын ескере отырып нақтылы бейнесін анықтау;

- машинаның үйлесімді кинематикалық және динамикалық параметрлерін жобалау сатысында ЭЕМ мен АЕМ есептеу және үлгісін құру арқылы анықтау;

- массалардың үйлесімді бөліну қатынасы мен жүйенің қатандылығын есептеу арқылы ең төменгі динамикалық жүктеме мен олардың тез сөнуін қамтамасыз ету арқылы машиналардың динамикалық сипаттамасын жақсарту;

- материалдың сапасы мен бөлшектердің жасалу технологиясын жақсарту, машиналарды жинау мен өңдеу дәлділігін жоғарылату, жалғастардағы саңылау шамасын төмендету шараларын орындау;

- механизмдердегі жетектерді тиімді орналастыру арқылы, ұзын және күрделі трансмиссиясыз машиналар конструкциясын құру;

- әрбір механизмге жеке жетек қолдану;

- ауыр машиналарға көп қозғалтқышты жетектер қолдану, динамикалық сипаттамасы жоғары редукторсыз және гидравликалық жетектер орнату;

- машиналардағы тербеліс энергиясын сіңіретін демпфирлеуші құрылғы енгізу мен серіппелі демпфирлеуші тізбексіз сипаты

серіппелі демпфирлеуші жалғастырғыштар, сипатты дискретті өзгеретін гидравликалық амортизаторлар орнату;

- жалғастар саңылауларындағы механизмнің ұру тұйықталуын болдырмайтын арнайы құрылғы құру; циклдік әсердегі механизмдерге тұрақтандырғыш құрылысын қолдану.

Мұндай кешенді тәжірибелік шараларды қолдану металлургия машиналарындағы қауіпті жүктемелер мен теориялық есептеуге келмейтін кездейсоқ жүктемелерді толық жоймайды. Бұл жағдайда машинаның апатты бүлінуін болдырмайтын сенімді механикалық қорғау құрылғыларын қолдану қажет.

Бақылау сұрақтары:

1. Әр түрлі металлургия машиналары жетектерінің сипатына жақын энергия диссипациясының негізгі себептері қандай?

2. Металлургия машиналарының сыртқы жүктемелеріне жататын факторлар қандай?

3. Физикалық модельдерді келтіру үшін барлық жүктелу күшінің кезеңдерін қайда келтіру қажет?

4. Машиналардағы технологиялық жүктемелерден пайда болатын жүктемелер қалай ескеріледі?

5. Машина бөлшектеріндегі ұрудан болатын динамикалық жүктеменің негізгі себептері қандай?

6. Екі массалы эквивалентті сұлбалардағы өтпелі кезеңдердегі массалар қозғалысының дифференциалды тендеуі қандай қосындылардан тұрады?

7. Динамикалық жүктемені сипаттау үшін қандай коэффициент қолданылады?

8. Қандай жағдайда резонансты режим пайда болады?

9. Машинаның параметрлік тербелісі қандай жағдайда пайда болады?

10. Электр жетегінің тұрақты тоқты қозғалтқышының физикалық моделі қалай құрылады?

11. Асинхронды қозғалтқышты электржетектің физикалық моделі қалай құрылады?

12. Динамикалық жүктемелерді төмендету жолдары қандай?

5. МЕТАЛЛУРГИЯ МАШИНАЛАРЫНЫҢ ДИНАМИКАЛЫҚ ПАРАМЕТРЛЕРІН ЗЕРТТЕУ ӘДІСТЕРІ МЕН НЕГІЗГІ ҚҰРАЛДАРЫ

5.1. Metallургия машиналары мен агрегаттарының динамикалық параметрлерін тіркеуге арналған құралдар

Металлургия жабдықтарын тәжірибе жүргізу арқылы зерттеу үшін тіркеуге арналған аспаптар қолданылады, оның ішіндегі кең тарағандары: өзі жазатын құралы бар жарық сәулелі (шлейфті) осциллограф, электродты осциллографтар, статикалық деформацияны өлшеуге арналған автоматты цифрлі өлшегіштер және компьютер жүйесіндегі арнайы бағдарламалар мен кешенді құрылғылар.

Уақыттың өзгеруіне қарай қажетті параметрлерді құжат түрінде жазып алуға мүмкіндік беретін аспаптардың (өзі жазатын құрал мен осциллограф) рөлі ерекше. Өнеркәсіп орындары шығаратын тіркеу аппараттары уақытының өзгеруіне қарай тез және баяу өзгеретін параметрлерді тіркеуге, сонымен қатар машиналардың тораптары мен бөлшектеріндегі статикалық деформацияны өлшеуге арналған. Өте тез өзгеретін параметрлерді тіркеу үшін, бірнеше мөлшерді фототаспаға түсіруге мүмкіндік беретін жарық сәулелі осциллографтар қолданылады. Бұл осциллографтар тік бұрышты координаттар жүйесінде уақыттың өзгеруіне қарай өлшенетін мөлшерлердің өзгеру заңдылығын график түрінде көрсетуге мүмкіндік береді.

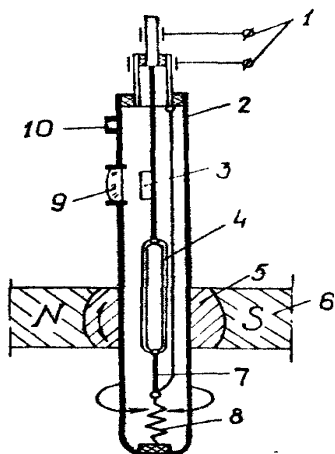
5.1.1. Жарық сәулелі осциллографтар

Қазіргі кезде өндіріс жарық сәулелі осциллографтардың бірнеше түрлерін шығарады, олардың кең тарағандары: Н-008М, Н-005, Н-7000, Н-043, Е-115 және т.б. Олардың түрлеріне қарамастан мынадай негізгі тораптардан тұрады: гальванометрлер жиынтығы (шлейфтер), оптикалық және жарық беру жүйелері, таспаны тарту механизмі, бақылайтын экран, фототаспа оралған құндақ, уақыт белгілегіш пен басқару жүйесі.

Н-700 магнитті электр осциллографы бір мезгілде 14 көрсеткішті оралған фотоқағазға жазуға мүмкіндік беретін әмбебап жарық сәулелі аспаптар құрамына жатады. Машиналардың механикалық параметрлерінің көрсеткіштерін (деформация, күш, бұралу кезеңі, қозғалыс жылдамдығы және т.б.) жазу үшін, оларды электр импульсіне түрлендіру қажет.

Осциллограф: гальванометрлер жиынтығы орналасқан тұрқы, таспарту механизмі, оптикалық жүйе, фотоқағазды орналастыруға арналған қосымша құндықтар жиынтығынан тұрады. Гальванометр жиынтығына сезімділігі әр түрлі гальванометрлер қойылады. Таспартқыш механизмнің жылдамдық қорабы мен ауыстырылатын құндықтардың тісті берілістері фотоқағаздың он түрлі жылдамдықпен (2,5; 10; 40; 160; 640; 2500 мм/с) қозғалуына мүмкіндік береді. Құндықтағы фотоқағаз қоры 25 м. Өтіп жатқан процесті сырттан бақылау үшін, жайылатын айналы атанак орнатылған. Көрсеткіштерді жазуға арналған жарық сәулесін реттеу, ауыстырылатын күңгірт әйнек арқылы жүргізіледі. Таспарту механизмі іске қосылу мен өшірілу басқарылатын электромагнитті жалғастырғыш көмегімен жүргізіледі. Осциллограф кернеуі 27В тұрақты тоқты түзеткіш көмегімен нәрлендіріледі. Фотоқағазға түсетін уақытты белгілеу үшін осциллографқа берілетін белгінің 10 және 200 Гц жиілігін қабылдауға мүмкіндік беретін уақыт белгілегіші орнатылған.

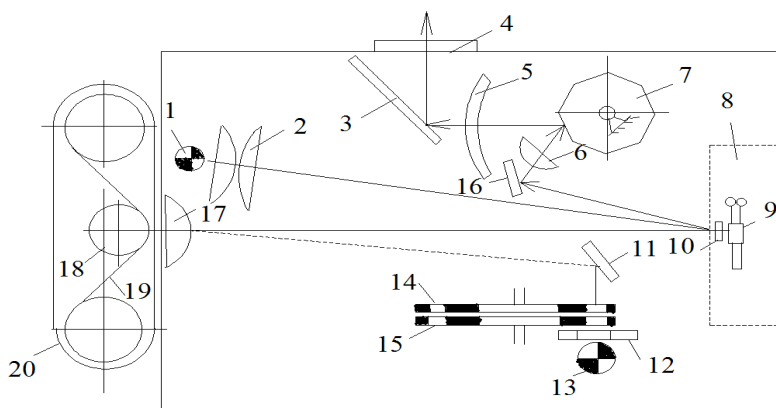
Гальванометр сұлбасы 80-суретте берілген. Көпорамды 4 қаңқа оқшауланған жіңішке сымнан жасалып, магниттік 6 жүйе үйектерінің арасына екі 7 кергіш арқылы бекітіліп, 8 серіппемен тартылады. Қаңқаның ұштары кергіштер арқылы, токкелтіргішке 1 дәнекерленіп жалғанған. Жоғарғы кергішке шағын 3 айна бекітілген, ал оның алдындағы қымталған тұрқыда 2 жазық-сфера тәріздес 9 линза орналастырылған. Гальванометр магниттік жүйеге аралық цилиндр тәріздес құрсаумен 5 бірге орналастырылған, ал ол фотоқағазға түсетін дақты дұрыс тоғыстыру үшін, оның көлденең және тік осі бойымен айналуын қамтамасыз етеді.



80-сурет. Гальванометрдің негізгі сұлбасы

Гальванометрдің тұрқысында жасалған 10 ұя мен арнайы кілт арқылы оны өзінің тік осінің төңірегінде бұруға болады.

Гальванометрдің жұмыс істеу принципі мынадай: ток гальванометрдің қаңқасы арқылы өтіп магнит жүйесінің өрісімен әрекеттескендіктен, оның қаңқасын тік ось бойымен бұрады. Бұралу бұрышы өтетін токқа пропорционалды.



81-сурет. Н-700 осциллографтың оптикалық сұлбасы

Н-700 осциллографының барлық гальванометрлерінің жалпы магнит жүйесі бар. М-001-1-2 гальванометрінің қозғалмалы бөлігінің тынышталуы электромагнитті, ал М-0001-3-5 гальванометрінікі сұйық (тыныштану дәрежесі $B=0,7$) болып келеді.

Осциллографтың оптикалық сұлбасы 81-суретте көрсетілген. Осциллограф 1 шамынан шыққан жарық шоғыры 2 конденсатор арқылы өтіп, көлденең жолақ түрінде барлық он төрт гальванометрлердің 8 терезелеріне түседі (81-суретте бір гальванометрге түсірілген сәуле жолы көрсетілген). Сәуле гальванометр терезесіне қойылған сфера тәріздес 1 линзадан өтіп, гальванометрдің тұзағында орналасқан 9 айнадан шағылысқаннан кейін, тік жазықта тоғыстырылған (фокусированный) түрінде шығады. 16 айна сәулені екі бөлікке бөледі. Сәуленің бір бөлігі тік бағытта қозғалып цилиндр тәріздес 17 линза арқылы 20 құндақтың жетекші 18 білігіне оралып, жатқан фотоқағазға түседі. Сәуле фотоқағаз қозғалысына көлденең бағытта қозғала отырып, уақыттың өзгеруіне сәйкес зерттелетін процестің параметрлерін жайылған түрінде фотоқағазға түсіреді. Сәуленің екінші бөлігі зерттелетін процестің жайылған түрін көріп отыруға арналған айналмалы 7 атанаққа, 16 айнадан шағылысқан сәуле цилиндр тәріздес 7 айналмалы атанақтың айналы қырларына түсіріледі. Атанақтың қырларынан сәуле күнгірт цилиндр тәріздес 5 экраннан кескіндерді көрсетеді.

Зерттелетін процестің қисығы 3 айнадан қапталған сақтандыру 4 әйнегі арқылы бақыланады. Осциллограммадағы уақыттың тіркеу аралығы $1/10$ немесе $1/200$ с құрайтын жіңішке көлденең сызықпен анықталады. Белгілегіш электр моторы айналатын 14 пен 15 дискілермен жабдықталған және саңылаулы 12 диафрагмасы бар. Жарық 13 бергіш тұрақты саңылау арқылы 12 диафрагмаға үздіксіз беріліп тұрады. Белгіленген уақыттан кейін айналатын дискідегі саңылау диафрагмадағы саңылаумен беттескен кезде саңылаулар арқылы жарық шоғыры өтеді, ол 11 айнадан шағылысып 17 цилиндр тәріздес линзаға түседі. Ол сәулені жіңішке сызық түріне тоғыстырып, қозғалып келе жатқан фотоқағазға қарай бағыттайды.

Н-008М он екі арналы осциллографтың Н-700 осциллографына ұқсаған сұлба түрінде жасалған, бірақ оның конструкциясы жетілдірілген. Н-700 осциллографына қарағанда, оның таспа тарту механизмінің реттеу аралығы кеңейтілген, таспаны тарту жылдамдығы 1;2,5; 10; 25; 250; 1000 және 2500 мм/с құрайды. Магнитті жиынтықтың жылулығын реттеу жүйесі тұрақты жылулықты ұстап тұрады.

Осциллографтың уақыт белгілегіші біраз өзгертілген. Онда дискілердің орнына белгілегіш атанақ орнатылған және ол бір ғана санылауы бар тұрқы ішінде орналасқан, осыған сәйкес уақыт белгілегіштің диапазонын кеңейту мүмкіндігі (0,01; 0,1; 1 с) пайда болды.

Бұл осциллографта жазу сызығын үзетін және кадр ұзындығын белгілейтін тораптар көзделген. Жазу сызығын үзетін құрылғы, резина белдігіне орнатылған екі жапырақтан тұрады және жылдамдық қорабының шығатын білігінде орналасқан шкив көмегімен қозғалады. Фототаспаны тарту механизмін іске қосқан кезде резинадан жасалған белдік қозғалады, белдікке орнатылған жапырақтар өз ретімен әрбір гальванометрдің алдынан өткен кезде, гальванометрдің айнасынан шағылысқан жарық сәулесін үзеді.

Кадр ұзындығын шектейтін торап 1:100 планетарлы редуктордан, жұдырықшадан, белдіктің басқышынан тұрады, ол жылдамдық қорабының торабымен шкив арқылы байланыстырылады.

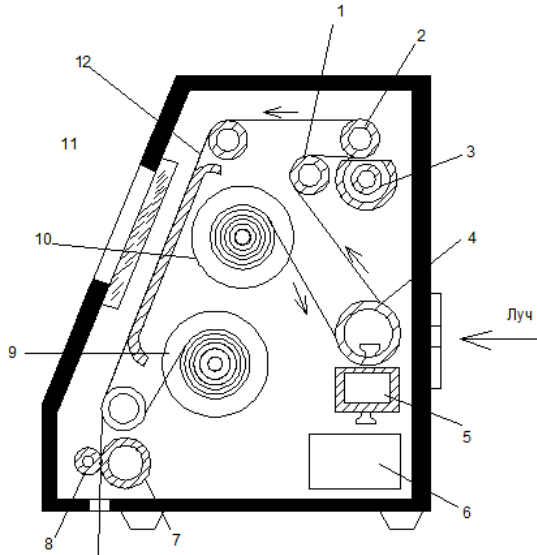
Фототаспаны тарту механизмі іске қосылған кезде (кадр ұзындығын шектегеннен кейін) жұдырықша баспақтың (кнопканың) түйістіргіші арқылы сырғанады, сол кезде фототаспа тартылады. Механизмнің ұстағышын «О»-ге қойған кезде тарту механизмі автоматты түрде өшіріледі. Осылай фототаспаның белгілі бір ұзындығы ғана тартылады. Фототаспаның керекті ұзындығын қолдану үшін ұстағышты бөлу шкаласының қажетті жағдайына қою керек. Егерде ұстағышты «∞» жағдайына қойған кезде фототаспа үздіксіз қозғалады.

5.1.2. Электрграфикалық жарық сәулелі осциллографтар

Эксперименттер жүргізу барысында тіркелетін параметрлердің жазылғанын көріп отырудың қажеттілігі болады. Бұл жүргізілетін зерттеу жұмыстарын дұрыс даярлап, өткізу процесін тездетеді және оның сенімділігін арттырады. Сапалы жазылған параметрлер зерттеу нәтижесін дұрыс бағалауға көмектеседі. Бірақ өлшеу механизмі мен жазу құрылғысының қозғалатын бөліктерінің жоғары инерттілігіне сәйкес, оларды параметрлері тез өзгеретін процестерді тіркеу үшін пайдалану мүмкіндігі болмайды. Бұл жағдайда электрграфикалық жарық сәулелі осциллографтарды пайдаланған қолайлы. Олардың негізгі ерекшелігі – тікбұрышты координат жүйесінде, үлкен динамикалық аралықта, арзан ақпарат сақтаушы көмегімен жазу мүмкіндігін қамтамасыз етеді [4].

Кейбір электрграфикалық осциллографтар үлгілерінде (Н-001 және А-002) қажетті параметрлерді электрграфикалық қағазға жазуға болады. Ол үшін әдеттегі жарық сәулелі осциллографқа электрграфикалық қосалқы құрылғы орнатылады. Жарық сәулелі Н-700 осциллографына А-002 қосалқы құрылғысын орнату сұлбасы 82-суретте көрсетілген. Ондай құрылғылар 1,2 бағыттаушы және қарғытып отыратын 3 білікшелер, айқындағыш және қуаттау құрылғылары, 4 қарсы электрод қосқыш, 5 электрзаттор, 6 жоғары вольтты түрлендіргіш, 7 жетекші және қысып тұратын 8 білікшелер, 9 қабылдаушы және беріп тұратын 10 орағыш (катушкадан), қарауға арналған терезеден тұрады.

Электрграфикалық 12 қағаз 10 орағыштан шығып қарсы электрод қосқышты айналып өтіп, қуаттау құрылғысына беріледі, гальванометрге бағытталған жарық сәулелерімен тоғысады. Одан әрі қарай көрінбейтін жазуы бар қағаз, айқындағыш құрылғысынан өткен қағаз бетіне жазылған қисықтар көріне бастайды, терезеден өтіп қабылдау орағышына оралады немесе қажеттігіне қарай 7,8 білікшелер көмегімен басқа жаққа шығарып алуға болады.



82-сурет. А-002 электрграфикалық қосалқы құрылғының сұлбасы

Белгілерді жазып алу үшін ені 120 мм, ұзындығы 20 м электрграфикалық сенсбилденген қағаз қолданылады.

Қазіргі кезде тасымалданатын электрграфикалық ПЭО-1 мен техникалық сипаттамасы жақсартылған қозғалмалы ПЭО-2 осциллографтары қолданылады. Осциллограф қойылған таса арқылы екі бөлікке бөлінген: бірінші бөлігінде қатардағы жарық сәулелі осциллографқа тән тораптар, ал екіншісінде көрінетін қисықтарды қарапайым қағаз таспасына жазуды қамтамасыз ететін арнайы электрграфикалық тораптар орналасқан. Ондай жазуды іске асыру үшін, цилиндрге электрграфикалық қабат жағылған, оған гальванометрден жарық сәулесі бағытталады. ЭФЦ электрзатоп көмегімен үздіксіз қуатталып отырады. ЭФЦ айқындалған жазуымен жанасу білігінің қасынан өтеді, ал біліктің үстімен жай қағаз таспасы қозғалғандықтан, цилиндр бетіне жағылған ұнтаққа жазылған жазу қағаз таспасының бетіне көшіріледі. Ұнтақты көріністің көшірілуі ток өткізгіш

резинадан жасалған жанасу білігіне берілетін кернеу көмегімен іске асады.

Жазу көшірілгеннен кейін ЭФЦ бет жағына жеке жарық беру арқылы электрстатикалық заряд толық жойылады. Одан кейін цилиндр, тазалау құрылғысының жанынан өткен кезде айналып тұрған тері щетка көмегімен тазаланады. Цилиндр бетінде қалған ұнтақ арнайы шаң сорғыш көмегімен қосымша тазаланады.

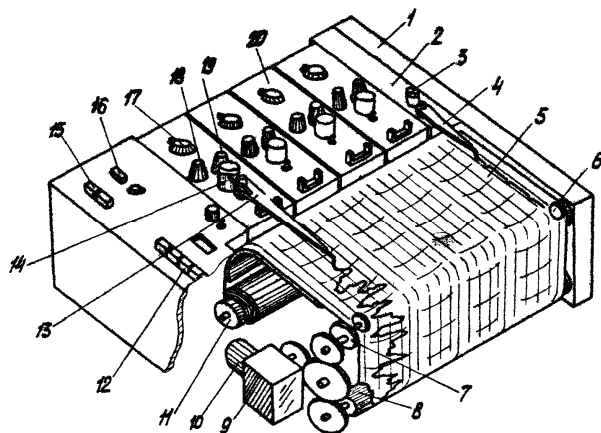
ПЭО-1 мен ПЭО-2 осциллографтарының әрқайсында 12- ден гальванометрлері бар. Сонымен қатар, ПЭО-1-дегі тіркеу процестерінің жиілігі 150 Гц аспайды, ал ПЭО-2-де оның шамасы 400 Гц дейін барады.

5.2. Өздігімен жазатын аспаптар

Өздігімен жазатын аспаптардың ішінде, анықталған нәтижелерді уақыттың өзгеруіне сәйкес құжат түрінде жазуға бейімделген аспаптар қолданылады.

Көптеген өзі жазатын электр өлшегіш аспаптарда арнайы электрмеханикалық өзгерткіштер орнатылған. Ол электр шамасының мөлшеріне пропорционалды механикалық қозғалысқа өзгертін арнайы электрмеханикалық өзгерткіш (мензер, қыркұрал), өлшейтін мөлшерлерді көру арқылы санайтын межелік (шкала), тіркейтін құрылғы, өлшеу нәтижесін жазуға және ақпаратты жеткізуге арналған таспа тартқыш механизмнен тұрады. Кейбір аспаптарда ақпаратты жеткізетін құрылғы жылжымайды, ал жазатын құрылғы бір уақытта екі координат жүйесінің осьтері бағытында қозғала алады. Олардың екі өзгертілген түрлері қолданылады: тік бұрышты координат жүйесінде жылу сезгіш қағазға және қисық сызықты координат жүйесінде диаграммалы таспа қағазға сиямен жазу аспаптары.

Өзі жазатын аспаптар электр белгісіне сай өзгертілген ток, кернеу, қуат және басқа мөлшерлерді өлшеу үшін қолданылады. Олардың әрқайсысының өзіне тән өлшейтін арналар санымен орындалалады (1, 2, 4, 6, 8).



83-сурет. Төрт арналы өздігімен жазатын
Н-338-4П аспабының сұлбасы

83-суретте өзі жазатын Н-338-4П аспабының сұлбасы көрсетілген. Аспап мынадай негізгі тораптардан тұрады: 1 тұрқы, жазатын 13 құрылғысы бар 20 өлшеу жиынтығы, жазу 4 құрылғысы бар уақыт белгілегіш 2 жиынтығы, басып тұратын 6 аунақшасы бар жетек, 7 атанағы енген таспарту механизмі, 8 қабылдайтын және 11 таспа беретін 11 орағыш, шыға берісінде ашық тісті берілісі бар редуктор, электрқозғалтқыш пен нәрлендіру жиынтығы.

Аспаптың артқы қақпағында сақтандырғыштар мен нәрлендіру сымын жалғауға арналған ажырама, жұмыс жерқосқышын қосуға арналған қысқыш орналасқан. Аспаптың жоғарғы қақпағында тоғыз батырмасы бар, диаграммалы таспаның қажетті жылдамдығын (1; 2,5; 5; 10; 25; 50; 100; 250 мм/с) қоюға арналған 12 ауыстырып -қосқыш, аспаптың нәрлендіргішін қосуға арналған 16 ауыстырып-қосқыш, белгі беру шамы, диаграмма түсірілген таспаның шығынын есептейтін құрал мен уақытқа қарай жұмыс түрін өзгертуге арналған екі батырмалы қосқыштар (автоматты немесе қол режимде істеуге арналған) орналасқан.

Өлшеу жиынтығының құрамына өлшеу механизмі, жазу құрылғысы мен күшейткіш кіреді. Өлшеу жиынтығының үстіңгі аспап бетінде күшейтуді реттейтін 18 және нольге қоятын 19 тұтқа орналасқан. Ол жазу құрылғысының ұшын, 17 өлшеу арнасының жазу енінің шегінде, кез келген нүктеге қозғауды қамтамасыз етеді. Өлшеу шегінің ауыстырып-қосқышының қосымша екі жағдайы бар: «ВЫКЛ» (ажыратылды) және «КАЛИБР» (мөлшерлегіш). Егер «ВЫКЛ» жағдайына қойылған кезде өлшеу каналы өлшеу тізбегінен ажыратылады. «КАЛИБР» жағдайына қойғанда күшейткіштің кіретін жеріне белгі беріледі. Аспаптың артқы қабырғасына орнатылған әрбір өлшегіш жиынтығының ажыратқышы бар.

Қозғалмалы өзегі бар полярланған электрмагнитті жүйенің өлшеу механизмінің жұмыс істеу принципі, күшейткіштен шығатын ток әсерінен туындайтын магнит ағынының магниттелген ағынымен әрекеттесуіне негізделген.

Өлшеу жиынтығының жазу құрылғысы алынатын етіп жасалған. Жазу құрылғысының қылтүтігін көтеру үшін, диаграммалы таспаның алдында механикалық аппарат көзделген. Жазу құрылысына сия 14 помпалы сауыттан жабық құбырлармен беріледі.

Өлшеу жиынтығының күшейткіші тура күшейтілетін тұрақты токты күшейткіш түрінде жасалған. Ол алдын ала күшейткіш пен аспап қуатын күшейтетін құрылғылардан тұрады. Қуатты күшейткіштің нәрленуі тұрақталмаған 24 В кернеумен, ал белгілегіш пен қозғалтқыш релелері 48 В тұрақты кернеумен нәрлендіріледі. Аспаптың өзі кернеуі 220 В айнымалы токты желеден нәрлендіріледі.

Аспаптың жұмыс істеу шегі 0-150 Гц аралығында, ол жарық сәулелі осциллографтардың мүмкіндігінен әлдеқайда төмен. Оны өлшеу механизмінің қозғалатын бөліктерінің массасы, гальванометрлі осциллографтың қозғалатын бөлігінің массасына қарағанда жоғары болуымен түсіндіріледі. Сондықтан, ұрумен әсер ететін жүктемелерді өлшегенде Н-338 өзі жазатын аспаптар сирек қолданылады, оның орнына жарық сәулелі осциллографтарды қолданған ыңғайлы.

5.3. Тензометриялық аппараттар мен тензорезисторлар

Қазіргі кезде зерттеу жұмыстарын жүргізу үшін электр тензометрия әдісі мен оның жабдықтары кеңінен қолданылады, олардың көмегімен көптеген параметрлерді бақылап, өлшеуге болады.

Электр тензометрия әдісін іске асыруға арналған құрылғыларды (аспаптар, құрылғылар, жүйелер, т.б.), яғни қатты денелердің деформациясын электр әдісімен өлшеуді электр тензометрия әдісі деп атайды.

Тензометрлеудің негізіне зерттелетін заттың деформациясы немесе кернеуін өлшеу үшін, затқа бірнеше тензисторлардан тұратын және көпір тәріздес сұлбамен жалғанған қабылдайтын элемент бекітіледі және оларға қорек көзінен ток беріледі. Зерттелетін заттың деформациясы олардың бетіне бекітілген тензорезисторлармен бірге болғандықтан, олардың кедергісі өзгереді. Нәтижесінде, тензисторлар көпірдің шығатын жерінде деформация кернеу мөлшеріне пропорционалды теңгерілмеген электр белгі пайда болады. Бұл белгілердің мөлшері өте төмен болуына қарай, аспаптар оларды тіркей алмай қалуы мүмкін. Сондықтан, ондай белгілерді күшейту үшін, тензометриялық күшейткіштер қолданылады. Олар бір уақытта белгілерді күшейтеді және өлшейтін көпірді нәрлендіреді.

5.3.1. Тензорезисторлар (тензоберілгіштер)

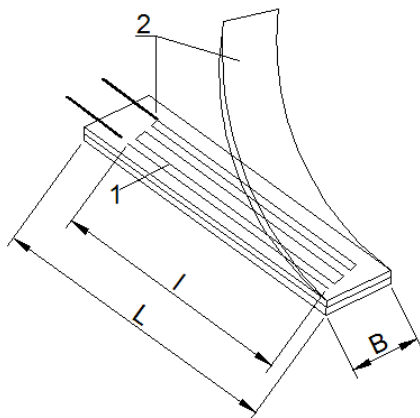
Қазіргі уақытта тензоөлшеу техникасында сымды тензорезисторлар кеңінен қолданылады.

Электр тензометрлердің көптеген түрлерінің арасында (индуктивті, сыйымдылықты, магнитсерпімді т.б.) сымды тензометрлер өте күрделі жағдайда жұмыс істейтін конструкциялардың ақауларын өлшеу үшін қолданылады және жоғарғы дәлділік талаптарын қанағаттандырады. Олардың өлшемдерінің шағындығы мен жоғарғы конструктивті бейімділігі, инерция шамасы төмен болуы, тез өзгереді процестерді зерттеуге қажетті аспаптардың маңызды қасиеттерінің бірі болып саналады.

Өндірісте қағаз және пленка негізіндегі сымды және фольгадан жасалған тензорезисторлар кеңінен қолданылады. Сымды тензорезисторлардың тензосезімділік коэффициенті $K=2 \pm 0,25$, ал фольгадан жасалған тензорезисторлардыкі $K=2,1 \pm 0,25$ құрайды. Олар салыстырмалы деформацияның шамасын 0,3 %-ға дейін өлшеуге мүмкіндік береді.

5.3.2. Сымды тензоберілгіштердің құрылысы

Сымды берілгіштер (84-сурет) үлкен Ом-дық кедергісі бар жіңішке 1 сымнан тұрады. Иректелген сымдар екі жұқа 2 папирос қағазының арасына орналастырылады. Сым диаметрі 0,02 мм және константан немесе нихром сымдарынан жасалады. Қағаз бен сым бір-біріне желімденеді.



84-сурет. Сымды берілгіштің құрылымы

Құрылғыларға әсер ететін жүктемелерді зерттеу үшін, сымды берілгіштерді зерттелетін тетікке БФ-2 желімімен желімдейді. Берілгіштерді желімдегенде сымның тұзағы бөлшектің деформацияға ұшырайтын бағытының бойымен орналастырылады. Бұл жағдайда, берілгіштер сымдарының

тұзақтары (петли) жүктеме әсерінен созылады немесе сығылады. Созылған кезде берілгіштердің кедергісі өседі, ал сығылған кезде кемиді. Кедергінің өзгеруі сызықтық заңға бағынады.

Сымның кедергісі мынаған тең:

$$R = \rho \frac{l}{S},$$

мұндағы ρ – сым материалының меншікті кедергісі;

l – сымның ұзындығы;

S – көлденең қимасының ауданы.

Пуассон коэффициентінің мөлшері өте төмен болуына байланысты S мәні көп өзгермейді, осыған байланысты ρ мен S мәндері тұрақты болғандықтан сымның кедергісі l ұзындыққа тура пропорционал.

Бірақ берілгіштердің кедергісі қоршаған ортадағы жылулықтың өзгеруіне байланысты да өзгереді

$$R_t = \rho l [1 + \alpha(t_1 - t_0)],$$

мұнда α – сызықтық ұзару коэффициенті;

$t_1 - t_0$ – жылулық айырымы.

Өлшеу барысында берілгіштерге қоршаған ортадан келетін жылулық әсерін төмендету үшін, бірнеше берілгіштерді арнайы сұлбамен жалғау арқылы орнатылады, бір ғана берілгішті қолдануға болмайды.

Өндірісте қолданылатын берілгіштердің ұзындығы $L = 17 \dots 42$ мм, базасы $l = 5 \dots 30$ мм және кедергісі $50 \dots 400$ Ом болып келеді.

Сымды қағаз негізді берілгіштер – 2ПКБ10-100; үлдірлі (пленкалы) – 2ПКП-10-100 деп белгіленеді,

мұнда 10 – база ұзындығы;

100 – берілгіштердің кедергісі.

K – әрпі берілгіштердің константан сымнан жасалғанын білдіреді.

Тензоберілгіштердің негізгі параметрлері:

$\varepsilon_{0\max}$ – ең үлкен деформация;

K_n – бойлық деформация сезімділігі;

K_o – көлденең деформация сезімділігі;

α_g – жылулық коэффициенті;

I_g – шақтамалы ток;

R – шиыршық кедергісі.

Тензоберілгіштің бойлық деформацияға сезімділігі деп шиыршық кедергісінің салыстырмалы өзгеруінің осы өзгерісті тудырған бір осьті кернеулік жағдайдағы бойлық деформацияға қатынасын айтады.

$$K_o = \frac{\left(\Delta R / R_o \right)}{\varepsilon_o},$$

мұнда ΔR – бөлшектің ε_o деформациясы нәтижесіндегі тензоберілгіштің кедергісінің өсімшесі;

R_o – берілгіш кедергісі.

Шиыршықтың дөңгелектелген жерлері болғандықтан, олар ұзындық бойда пайда болатын деформацияны қабылдай алады, сонымен қатар, тензоберілгіш көлденең бағыттағы күш әсерінен болатын деформацияға сезімділігі жоғары.

Шиыршық кедергісінің салыстырмалы өзгеруінің бір осьті кернеуі әсерінде, осы өзгерісті тудырған көлденең деформацияға қатынасын тензоберілгіштің сезімділігі деп атайды:

$$K_n = \frac{\left(\Delta R / R_{\Pi} \right)}{\varepsilon_{\Pi}}.$$

Базасы 10 мм аспайтын сымды тензоберілгіштер үшін $K_n/K_o = 0,01; 0,02$ тең етіп алынады. Тензоберілгіштердің көлденең сезімділігінің шамасын азайту үшін, шиыршық ұшындағы бөлігінің дөңгелектелген жерлерінің радиусын төмендетеді.

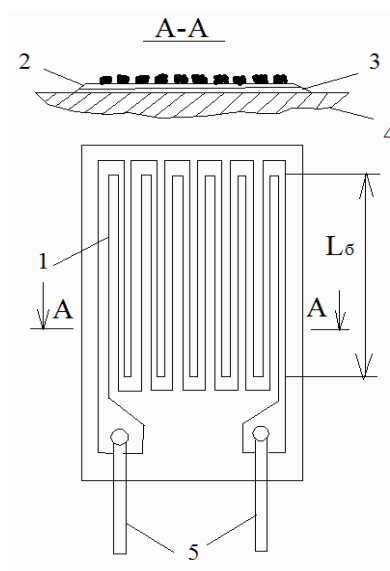
Өлшеу тізбегінің сезімділігін арттыру үшін, тензоберілгіш арқылы мүмкіндігінше үлкен ток өткізу қажет. Бірақ берілгіштің шақтамалы қызу жылулығын шектейтін ток шамасын жасап шығаратын зауыт көрсетеді. Егер мұндай мәлімет болмаған жағдайда, константан сымдары үшін мынадай мәндерді қабылдауы қажет:

Сымның диаметрі, мм	0,012;	0,025;	0,05;
Шақтамалы ток күші, мА	12,5;	35;	100.

Қысқа мерзімді жұмыс кезінде бұл мәндерді 30 – 50 % -ға өсіруге болады.

5.3.3. Фольгадан жасалған тензоберілгіш құрылысы

Фольгадан жасалған берілгіш шиыршығы болады және ол қалыңдығы 5-15 мкм константаннан жасалған фольганы фотоуландыру әдісімен жасалады. Оқшаулағыш төсем ретінде жылтыр сырлы зең қолданылады. Тензоберілгіштің жалпы көрінісі 85-суретте көрсетілген.

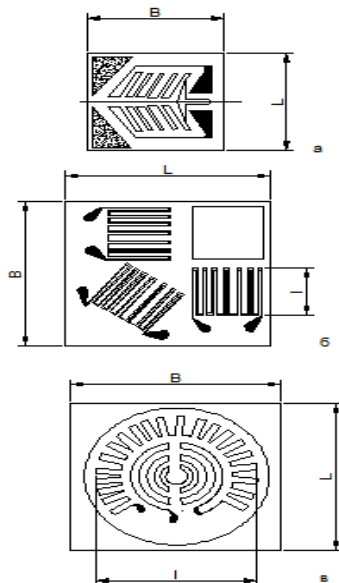


85-сурет. Фольгадан жасалған берілгіш

- 1 – фольгадан жасалған шиыршық; 2 – жылтырсыр жағылған зең;
3 – жылтырсыр; 4 – бөлшек;
5 – шығатын ұштары

Шиыршықтың шығатын ұштарын оның басқа бөлігіне қарағанда енділеу етіп жасайды, осыған байланысты, оған тиісті кедергі жалпы шиыршықтың кедергісіне қарағанда төмендейді. Бұл тензоберілгіштің көлденең сезімділігін ұзындық сезімділігіне қарағанда 0,025 % төмендетеді. Шиыршықтың қимасы тік бұрышты болғандықтан, оның бөлшек бетімен жанасу ауданы артады, осыған байланысты бөлшекте болатын деформацияның берілгішке берілу жағдайы жақсартылады және ток жүргендегі бөлінетін жылу шамасын төмендетуге мүмкіндік береді. Шиыршықтағы жылулықтың жақсы қайтарылуы фольгадан жасалған тензоберілгіш арқылы өтетін ток шамасын, сымды берілгіштерге қарағанда он шақты рет өсіруге мүмкіндік береді және ол оның негізгі артықшылығы болып саналады.

Фотомеханикалық әдіспен фольгадан жасалған берілгіштердің күрделі пішінін жасап шығаруға болады. 86-суретте фольгадан жасалған жапырақ формалы және қаңылтақ (мембранды) түріндегі тензоберілгіштер көрсетілген.



86-сурет. Фольгадан жасалған тензоберілгіштер

86 а-суреттегі тензоберілгіштер деформация мен кернеу шамасын, сонымен қатар бұралу кезеңін өлшеген кезде қолданылады; 86 б-суреттегі тензоберілгіштер екі ості кернеу жағдайында сыналатын бөлшек бетіндегі деформация мен кернеу шамасын өлшегенде қолданылады. 86 в-суреттегі қаңылтақ пен дискілер кернеу мен деформация шамасын өлшегенде қолданылады.

Сымды тензоберілгіш секілді фольгадан жасалған тензоберілгіштер де жылуға төзімді етіп орындалады. Бұл тензоберілгіштер статикалық деформацияны өлшеген кезде 315⁰ С дейінгі жылулықта, ал динамикалық деформацияны өлшегенде 600⁰ С дейінгі жылулықта жұмыс істей алады.

5.3.4. Жартылай өткізгішті тензоберілгіштер

Мұндай тензоберілгіштер, сым және фольгадан жасалған берілгіштердің негізгі ерекшеліктерін (массасы мен өлшемдерінің шағындығын) сақтай отырып, оларға қосымша тензосезімділігі мен өлшеу сұлбасынан шығатын белгі деңгейі жоғарылатылған (осы қасиетіне сәйкес, берілгіш сұлбасынан күшейту аппараттарын қысқартуға болады). Геометриялық параметрлері жағынан бірдей бола отырып, берілгіштер кедергісі оннан бірнеше ондық Ом аралығында жатады, ал тензосезімділік коэффициенті – 100 ден + 200 дейін өзгереді. Бұлардан басқа қазіргі кезде кремний мен германийден жасалған тензоберілгіштер қолданылады. Олардың негізгі кемшіліктері – тензосезімділік коэффициентінің жылулыққа тәуелділігі мен бағасының қымбаттылығы.

5.4. Тензоберілгіштерді желімдеу

Қағаз негізді сымды тензоберілгіштерді бөлшекке БФ-2 желімімен бекітеді. Бөлшектің тензоберілгіш орнатылатын бет жағы таттан тазартылған соң, өте ұсақ (0-0) қож қағазымен тазаланады. Желімнің металмен дұрыс ұстасуы үшін, қож қағазымен өңделген кездегі штрихтар бірін-бірі жабуы керек.

Механикалық өңдеумен тазартылған бөлшек беті таза ацетонмен жуылады. Осылай тазаланған бөлшек бетіне жіңішке қабатпен желім жағылады. Желімнің жағылған қабаты бөлме жылуында бір сағат кептіріледі. Тензоберілгішті жапсырар алдында, оның астыңғы жағына желімнің жіңішке қабатын жағып аздап кептіреді. Осылай, дайындалған бөлшек бетіне тензоберілгіш жапсырылған соң, желімнің артығы мен екеуінің арасында қалған ауа аздаған қысыммен итеріліп шығарылады. Бөлшек пен тензоберілгіш бір-біріне дұрыс жабысуын қамтамасыз ету үшін, оларға 20-30 Н жүктеме түсіріп, бөлме жылулығында бірнеше сағат кептіреді.

Жағылған желімнің беріктік қасиетін тұрақтандыру үшін, жабыстырылған термоберілгіштің бет жағын 150 - 160⁰ С жылулыққа дейін қыздырып, 2 – 3 сағ шамасында ұстап тұру қажет.

Фольгадан жасалған тензоберілгіштің жабыстырылатын бетіне алдын ала ВЛ-4 немесе ВЛ-7 жылтырсыры жағылғандықтан, оны сол қалпында бөлшекке жабыстырады. Бөлшектің тензоберілгіш жапсырылатын жерлері механикалық өңдеуден өтеді. Содан кейін бөлшектің сол өңделген бетіне жылтырсырдың жіңішке қабаты жағылып, бөлме жылулығында бір сағат шамасында кептіріледі. Олардың термоөңдеуі мына ретпен жүргізіледі. ВЛ-4 жылтырсыры біртіндеп 70, 140 және 180⁰ С жылулықтарына дейін қыздырылады және әрбір жылулық сатысында 1 сағ ұстап тұру қажет. Егерде ВЛ-7 жылтырсыры жағылған жағдайда 70, 140 және 100⁰ С дейін қыздырып, әрбір жылулықта 1,2 сағ шамасында ұстап тұру қажет. Осыдан кейін жылтырсыр бөлме жылулығына дейін суытылады. Тензоберілгіштің жапсырылатын жағына жіңішке қабатпен жылтырсыр жағылғаннан кейін бөлшектің өңделген жеріне жабыстырылып, 2-3 кг жүкпен бастырып қою қажет. Осыдан кейін бөлме жылулығында бір сағат кептіргеннен кейін, жоғарыдағы режимге сәйкес термоөңдеу жүргізіледі.

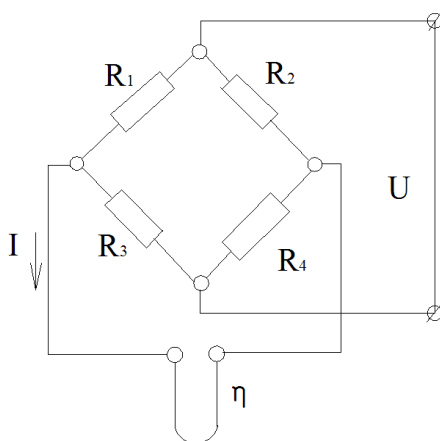
Берілгіштердің сенімді жұмысын қамтамасыз ету үшін, оларды арнайы қымтағышпен қымтау қажет.

Сенімді қаптағыш ретінде Ф-10 фуриль смоласы қолданылады. Смола берілгіш бетіне үш қабат етіп жағылғаннан

кейін термиялық өңдеуден өтеді. Ол үшін жағылған смола қабатын 50, 70, 160⁰ С жылулыққа дейін қыздырып, әрбір жылулықта 2 сағ шамасында ұстап тұру қажет. Одан басқа тензоберілгіштерді резинадан жасалған Р-88 желімімен немесе ХЗ-16 перхлорвинилді жылтырсырмен қымтайды.

5.5. Сымды берілгіштерді жалғау әдістері

Тензоберілгіштердің кедергілер өзгерісін түрлендіру үшін Уитсон көпірінің дара сұлбасы қолданылады. Ол тензоберілгіш көрсеткішіне жылулық әсерін теңгеруге және сезімділігін жоғарылатуға мүмкіндік береді.



87-сурет. Төрт жұмыс берілгіштен тұратын көпірдің сұлбасы

Көпірдің шығатын жеріндегі токтың мәні мынаған тең:

$$I = U \frac{R_1 R_4 - R_2 R_3}{M}, \quad (107)$$

мұндағы U – нәрлендіру кернеуі;

R_1, R_2, R_3, R_4 – көпір иіндеріндегі кедергілер;

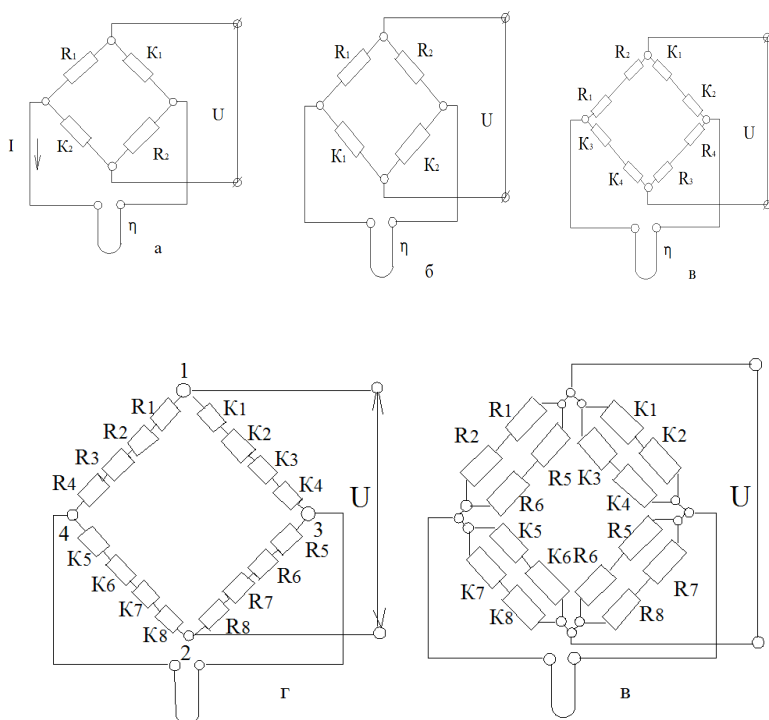
$$M = r(R_1 + R_2)(R_3 + R_4) + R_1 R_2 (R_3 + R_4) + R_3 R_4 (R_1 + R_2);$$

r – аспап кедергісі.

Берілгіштердің пайда болған деформация кезінде кедергілері аз өзгертіндіктен (0,4 % шамасында), келтірілген теңдіктің мөлшерін қажетті дәлділікпен тұрақты деп есептеуге болады және оның мәні мынаған тең:

$$M = 4R(r + R),$$

мұнда R – көпір сұлбасындағы кедергілер иіні.



88-сурет. Жұмыс және теңгеретін берілгіштері бар көпірлер сұлбасы

Серпимді элементтерге желімденген тензоберілгіштерді іске қосу, ток шамасында аздаған айырмашылық болу үшін, оның шамасы ұлғайтылады. Мұндай жағдай негізінде күшейтілмеген сұлбаларда болады. Токтың ең үлкен мәні R_1 мен R_4 тензоберілгіштерінің өзіндік кедергісін ұлғайтатын созылу деформациясын қабылдаған жағдайда, ал R_2 мен R_3 тензоберілгіштері кедергісін төмендететін қысу деформациясын қабылдаған жағдайда болады. Бірақ, бұл жағдайда, жылулық әсерінің ықпалын теңгеретін сұлба мүмкіндігін қарастыру қажет. Егерде зерттелетін бөлшектің жылулығы өзгерген кезде, барлық берілгіштер белгісі бірдей деформацияны қабылдаған жағдайда, сұлба жылулық әсерінің ықпалын теңгере алады. Егерде барлық берілгіштер әр түрлі деформация ықпалында болған жағдайда, теңгеретін берілгіштері бар көпірлі сұлба қолдану қажет (88 а-сурет).

Бұл жағдайда теңгеретін берілгіштер белсенді деформацияларды қабылдамайды. Ол үшін теңгеретін берілгіштер зерттелетін бөлшектің қасындағы тақтайшаға желімденеді. Егерде өлшеу кезінде жоғарғы дәлділік қажет болмаған жағдайда, теңгеретін берілгіштер өлшенетін бөлшекке күш әсерінің осіне перпендикуляр болатындай етіп желімдеу қажет.

(107) формулаға сәйкес, көпірлі сұлбадағы R_1 және R_2 жұмыс берілгіштерінде бір түрлі деформация әсерінде (созылу немесе қысу) болуы қажет, олай болмаған жағдайда көпірдің шығатын ұшындағы белгі нольге тең болады.

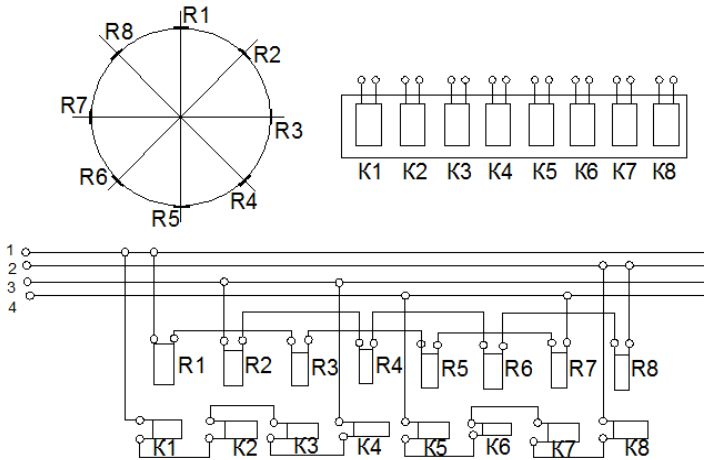
Егерде жұмыс берілгіштері белгісі кері деформациялық жағдайда болған кезде (берілгіштерді арқалықтың үстіңгі және астыңғы жағына желімдеп, арқалықтың иілу кернеуін өлшеген жағдайда) көпірдің жиналу сұлбасы 88 б-суретте көрсетілген түрінде болуы қажет. Мұндай сұлба бұралу кезеңін өлшеген кезде қолданылады.

Егерде механизмдегі екі немесе одан да көп бірдей

бөлшектерді зерттеу қажет болғанда және олар мөлшері мен белгісі жағынан бірдей деформация қабылдаған жағдайда, жұмыс және теңгергіш берілгіштер көпір иінінде тізбектеліп жалғанады (88 в-сурет).

Егерде күш шамасын зерттеу қажеттілігі болған кезде, берілгіштерді 88 з, д-суреттерінде көрсетілген көпірлі сұлба тәріздес етіп жалғайды. Сонымен қатар, мұндай сұлбалар күш әсері бөлшектің осімен тура келмеген жағдайда және бөлшектің периметріндегі кернеу мәні әр түрлі болғанда, күш шамасын сақиналы месдозалармен өлшеген кезде (күшті өлшеу дәлділігі берілгіштер санына тәуелді болған жағдайда) қолданылады. Мұндай көпірлі сұлбаларда иініндегі кедергінің мәндері ескерілуі қажет. Мысалға, тензокүшейткіштермен жұмыс істегенде, көпірдің әрбір иінінің кедергісі 200 Ом-нан аспауы қажет. Көпір иіні кедергісінің мәнін реттеу үшін берілгіштерді параллель, тізбектеп немесе аралас етіп жалғау арқылы орындауға болады. Мұндай сұлба 88 д-суретінде көрсетілген. Бұл сұлбадағы берілгіштердің бірдей санында, көпір иінінің кедергісі төрт есеге кемиді.

Тәжірибелік зерттеулер жүргізу кезінде, көп берілгіштері бар сұлбалар қолданылуы мүмкін және олар сырықтар мен үлкен диаметрлі цилиндрлердің кернеуін өлшеген кезде қолданылады. Бұл жағдайда берілгіштер арасындағы қашықтықтардың едәуір болуына байланысты, оларды жалғау күрделіленеді. Сондықтан берілгіштерді мынандай сұлбамен жалғау тиімді. Желімделген берілгіштер орналасқан бағананың периметрі бойынша төрт сақина тәріздес оқшауланған мыс сымдары оралады. Сақиналар сенімді етіп бекітілуі қажет. Сақинаны жалғауға ыңғайлы нүктелеріндегі сым оқшаулағыштан тазаланып, оған берілгіштердің шығатын ұштары дәнекерленіп жалғанады. Берілгіштерді көпірлі сұлба түрінде жалғау сұлбасы 89-суретте көрсетілген.



89-сурет. Мыс сымынан жасалған сақина көмегімен көпірлі сұлбаны жалғау сұлбасы

Қарастырылған сұлба өлшеу тізбегіне күшейткішпен немесе күшейткішсіз жалғануы мүмкін.

5.6. Күшейткішсіз өлшеу тізбегі

Өлшеу тізбегін күшейткішсіз қолдану қажеттілігі мынадай жағдайлармен байланысты:

- 1) серпімді элементтерде жоғарғы кернеудің (200 –300 МПа) шоғырлануы;
- 2) көпір құрамындағы барлық тензоберілгіштер белсенділігінің төмен болуы;
- 3) жазылатын процестің ең жоғарғы жиілігі аса үлкен болмағандықтан, сезімділігі жоғары элементтерді қолдану мүмкіндігі.

Күшейткішсіз сұлбаның параметрлерін таңдаған кезде, оның тоқтың өзгеруіне сезімділігі мейлінше жоғары болуы керек.

Көпірдің шығатын жеріндегі ток мәні мына формуламен анықталады:

$$A = \frac{U}{2R} \frac{1}{2\left(1 + \frac{r}{R}\right)}.$$

Бұл теңдеудегі бірінші көбейтінді иін арқылы өтетін ток күшіне тең

$$I_{\text{көл.}} = \frac{U}{2R}.$$

Тензоберілгіштердің қызып кетпеу белгісіне қарай ток шамасы мынадай:

$$A = I_{\text{кос.көл.}} \frac{1}{1 + \frac{r}{R}},$$

мұнда $I_{\text{кос.көл.}}$ — иіндегі шақтамалы ток.

Осыған сәйкес $I_{\text{кос.көл.}}$ пен r аспап кедергісінің белгіленген мәндерінде сұлбаның сезімдігін арттыру үшін R иінінің кедергісі мен нәрлендіру кернеуін ұлғайту қажет. Бірақ U мен R мәндерін тек белгілі бір мөлшерге дейін өсіруге болады.

$I_{\text{кос.көл.}}$ пен r -дің белгіленген мәндеріндегі өлшеу тізбегінің оптимальды параметрлері мынадай: сымды берілгіштері бар күшейткішсіз жасалған сұлбаны қолдану тәжірибесінің көрсетуіне қарағанда, жоғарғы сезімділікті гальванометрмен 300 МПа кернеуді өлшеген кезде, осциллограф экранындағы ең жоғарғы ауытқу бар болғаны 36 мм құрады.

Егерде сымды берілгіштер орнына шақтамалы ток шамасы 0,5А фольгадан жасалған берілгіштерді қолданған жағдайда, көпірдің сезімділігі бірнеше есеге өседі. Сонымен күшейткішсіз сұлбаның тиімділігі тек фольгадан жасалған берілгіштерді қолданған кезде көрінеді.

5.7. Күшейткіштерді қолдану арқылы жалғанған өлшеу тізбегі

Күшейткіштерді қолдану арқылы жалғанған өлшеу тізбегі мынадай жағдайларда қолданылады:

- көпірден шығатын белгінің өте төмен болуына қарай, сезімділігі өте жоғары гальванометрлермен осциллографтың таспасына жазу мүмкіндігі болмаған жағдайда;

- шамасы ауқымды тоқты қажет ететін (20 - 100 мА) жоғарғы жиілікті гальванометр қолдану арқылы аспаптың жиілік диапазонын едәуір мөлшерге кеңейту қажет болған жағдайда.

Қазіргі кезде күшейтуші аппарат ретінде негізінде айнымалы токты, жиілігі 2 - 50 кГц шамасында жұмыс істей алатын күшейткіштер қолданылады. Оларды тензokүшейткіштер деп атайды.

Тензokүшейткіштерден шығатын токтың шамасы 25–100 мА аралығында жатады. Тензokүшейткіштер көмегімен $0,025 \cdot 10^{-3}$ (0,0025%) шамасынан басталатын деформацияларды өлшеуге болады.

Тензokүшейткіштің кіретін тізбегін екі түрлі етіп жасайды, олар шығарылатын жартылай көпірлі және шығарылатын көпірмен жұмыс істейтін түрлері. Бірінші жағдайда, серпімді элемент көпірдің екі иініне жапсырылады, ал қалған екеуі тензokүшейткіш тұрқысының ішіне орналастырылады. Екінші жағдайда, барлық төрт иін серпімді элементтерге желімденеді. Көпірді (жартылай көпірді) күшейткішке экрандалған сыммен жалғайды. Экрaндалған сым жермен жалғанады. Экрaндалған сымдар кіретін тізбектегі өндірістік жиілікті магнит өрісінің әсерін төмендету үшін қажет.

5.8. Тензостанциялардың құрылысы мен түрлері

Қазіргі кезде тензостанциялардың бірнеше түрлері шығарылады, олар жалпы тұрқыға орналастырылған бірнеше тензokүшейткіштерден жиналады және жалпы нәрлендіргіш көзінен нәрленеді.

Тензостанциялар арқалайтын жиілігіне қарай шартты түрде төменгі және жоғарғы жиілікті болып бөлінеді.

Жиіліктері 8 – 10 кГц дейінгі (8-АН4-7, ТУ-4М, ТУ-6М, ТА-5, ЧТУ-В6-ТД және т.б.) тензостанциялар төменгі жиілікті, ал жиіліктері 35-50 кГц (УТС-ВТ-12/35, ДТ-8М, ИТУ-6 және т.б.) жоғарғы жиілікті тензостанцияларға жатады. Олардың ішіндегі соңғылары ең жоғарғы жиіліктері 5 кГц дейінгі, мысалға ұрғылау жүктемесі болатын процестерді зерттеу үшін қолданылады. Кейінгі кезде тұрақты тоқты «Топаз-3» күшейткіштері кеңінен қолданыла бастады.

Металлургия зауытарының механикалық жабдықтарын зерттеу үшін негізінде төменгі жиілікті ТУ-4М, ТУ-6М және 8- АН4-7 станциялары қолданылады.

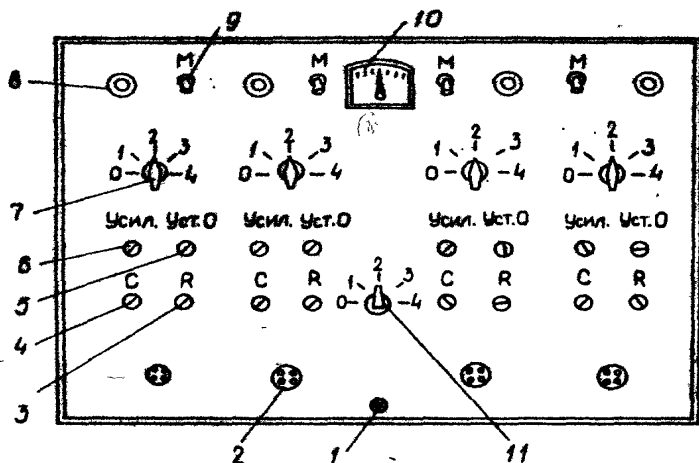
ТУ-4М мен ТУ-6М станцияларының бір-бірінен өзгешеліктері тек ғана күшейткіштер санымен анықталады: біріншісінде төрт күшейткіш, ал екіншісінде алты күшейткіш қолданылады.

ТУ-4М тензостанциясы нәрлендіргіш пен тензоқүшейткіштер жиынтығынан тұрады. Тензоқүшейткіштің бір жиынтығында жалпы шассига жиналған төрт күшейткіш пен қажетті жиілікті кернеу шығаратын генератор орнатылған.

Тензоқүшейткіштер, шығарылатын көпірмен, яғни көпірлі сұлбаға енгізілген төрт тензоберілгіштермен жұмыс істеуге арналған.

Тензостанция көмегімен $0,25 \times 10^{-3}$ және одан да жоғары деформация шамасын өлшеуге болады. 25–30 Ом кедергісімен қосылған тензоқүшейткіштен шығатын токтың ең жоғарғы мәні 30 мА құрайды. Көпірді нәрлендіру кернеуі 5В. Көпірдің иіндеріндегі кедергі 100 Ом-нан төмен болмауы қажет, берілгіштер кедергісінің шақтамалы шашырауы $\pm 0,5 \%$. Тензоқүшейткіштен шығатын токтың қателігі $\pm 2 \%$ аспауы қажет, ал желе кернеуінің ауытқыған жағдайында $\pm 10 \%$; Тензостанция айнаымалы токты, жиілігі 50 Гц, кернеуі 110, 127 немесе 220 Вт ток желісінен нәрленеді.

90-суретте сұлба түрінде тензостанцияның алдыңғы аспап беті көрсетілген. Аспапбетте төрт реттеу тобының тұтқалары мен көрсеткіш шамдары және төрт арнаның әрқайсының ажыратқыштары орналасқан.



90-сурет. ТУ-4М тензokүшейткішінің алдыңғы аспапбетінің сұлбасы

Аспапбеттің барлығына жалпы 10 миллиамперметр қолданылады, 11 ауыстырып-қосқыш пен жерқосқыштың 1 қысқышы орналасқан. Кейбір күшейткіштерде қосымша көпірді қосу және өшіру тумблерлері орнатылған. Миллиамперметр әрбір көпірдің теңдік жағдайын тексеру және күшейткіштердің шығатын жерлерін 11 ауыстырып-қосқыш арқылы жалғау үшін қажет. Тензостанцияның артқы жағындағы аспап бетінде нәрлендіргішті қосуға арналған ажыратқыш пен төрт топқа бөлінген күшейтілген белгілерді қабылдайтын қысқыштары орналасқан.

Тензостанцияны жұмысқа дайындау реті мынадай: Тензостанция іске қосқаннан кейін оның тұрақты жұмысын қамтамасыз ету үшін, 20-30 мин шамасында қыздырылады. Тензостанцияның жұмыс режимін реттеу үшін, күшейткіштің қандай сезімділігі (күшейту дәрежесі) қажет екенін білу қажет, ал ол тіркеуші аспаптың қабылдаушы мүшесінің сезімділігіне (осциллограф, өзідігімен жазатын аспап, т.б.) тәуелді. Егерде тіркеуші аспаптың сезімділігі төмен болған жағдайда,

тензостанцияның аспапбетіндегі 7 ауыстырып-қосқыш көмегімен сезімділіктің ең жоғарғы сатысы (оның төрт сатысы 1, 2, 3 және 4 цифрларымен белгіленген) қойылады. Бірақ бұл алдын ала жүргізілген реттеу. Одан кейінгі сезімділікті реттелу 6 потенциометр көмегімен жүргізіледі. Ол үшін потенциометрдің оймакілтегі сағат тілі жүрісінің бағытына қарай, көрсеткіш шамының 8 «магикалық көзі» көлеңкелі сектормен сәйкес келгенше бұралады. Осыдан кейін потенциометрдің 3 және 4 оймакілтегі көмегімен алма-кезек бұрау арқылы көлеңкелі сектор ең жоғарғы бұрышына дейін ажыратылады. Осылай реттелгеннен кейін қайтадан сол потенциометрдің 6 оймакілтегін бұрау арқылы көлеңкелі секторды ең жоғарғы мүмкіндік сәйкестігіне жеткізеді, одан кейін қайтадан потенциометрдің 3,4 оймакілтегі арқылы ажыратады. Бұл операция 6 потенциометрдің оймакілтегін сағат тілі жүрісінің бағытына қарай бұраған кезде көрсеткіш шамы өзгерістерге қарсы әсерінің болмағанына дейін қайталанады.

Осылай реттелген күшейткіш өзінің ең жоғарғы сезімділік мәніне жетеді. Ең соңғы реттеуі 5 потенциометрдің оймакілтегімен миллиамперметрді нольге қоюмен аяқталады. Бір күшейткішті жұмысқа дайындағаннан кейін, қалғандары (егерде бірнеше көпір болған жағдайда) реттеледі. Күшейткіштерді реттегеннен кейін көпірге ең жоғарғы жүктеме түсіріледі және күшейткіштің шығатын ұшында арнайы өлшейтін аспап көмегімен белгінің мөлшері анықталады, себебі оның мөлшері осциллографтағы гальванометрлерді таңдауға (егерде осциллограф қолданған жағдайда) немесе қажетті мөлшермен салыстыру үшін қажет. Егерде белгінің мөлшері үлкен болған жағдайда, 6 потенциометрдің оймакілтегін сағат тілі жүрісі бағытына қарай бұрау арқылы күш шамасын төмендетеді, ал 5 потенциометр көмегімен миллиамперметрдің межелігін нольге қояды. Одан кейін көпір қайтадан жүктеп, шығатын ұшындағы белгінің мөлшері өлшенеді.

Көп жағдайда аппаратураларды реттеу барысында өлшеу тізбегінің қажетті сезімділігін анықтау үшін (егерде тәжірибе үздіксіз жұмыс істеп тұрған өндірістік жабдықтарда жүргізілген

жағдайда), көпірді жүктеу мүмкіндігі болмайды. Бұл жағдайда, белгінің қажетті мөлшері баламалау арқалығы көмегімен таңдалады, ол үшін арқалыққа параметрлері жұмыс параметрлеріне сәйкес келетін көпір желімделінеді немесе күшейткішке жұмыс көпірде болатын теңгерілмеген жағдай енгізіледі. Шығатын белгінің мөлшеріне және құжаттардағы берілгендерге сәйкес гальванометр таңдалады. Бұл жағдайда күшейткіштен шығатын белгі мөлшері құжатта көрсетілген мөлшердің шақтамасынан аспауы керек.

Шығатын белгінің үлкен мәнінде гальванометр істен шығып қалуы мүмкін. Кейбір жағдайда гальванометрді сақтау үшін, айнаымалы кедергі арқылы күшейткішке жалғайды, ал тәжірибелік өлшеу процесін жүргізген кезде гальванометрге берілетін шығатын белгі мөлшері реттеледі.

Анықталған сезімділікті тіркеу үшін фототаспаға мөлшерлегіштің ауытқуы жазылып отырады, ол ауытқуды тудыру үшін көпірге мөлшерлегіштің теңгерілмеген жағдайы енгізіледі. Ол жағдай күшейткішке орнатылған кедергіні 9 тумблер көмегімен оның иығына жалғау арқылы іске асырады. Мөлшерлегіштің ауытқуы мезгілмен және өлшеу кезінде қадағаланады. Егерде ол әрбір өлшеу кезінде өзгеріп отыратын болса, оның сезімділігін қайта реттейді немесе жазылған көрсеткішті өңдеген кезінде түзетулер енгізіледі.

5.9. Тәжірибелік зерттеулерді жүргізуге арналған аппараттарды жұмысқа дайындау

Тәжірибенің сапасы зерттеуге қажетті аппараттарды дайындау дәрежесіне байланысты. Тәжірибеге кірісер алдында өлшеу тізбегіндегі барлық элементтер лабораториялық жағдайда, жан-жақты тексеру мен баламалаудан өтуі қажет.

5.9.1. Тензоберілгіштерді жұмысқа дайындау

Тензоберілгіштерді жұмысқа дайындау үшін, олар кедергілеріне сәйкес іріктеліп, жарамсыздары шеттетіледі, тензоберілгіш-

тердің бір сериясының тензосезімділік коэффициенті анықталады және сезімділігінің ауытқу ықтималдығы есептеледі. Тензоберілгіштерді тексеру барысында олардың шығатын ұшындағы дәнекері мен үзілген жерлері анықталады, ал жарамсыздары істен шығарылады. Тензоберілгіштер $\pm 0,1 \dots 0,2$ Ом-ға дейінгі ауытқуы бар тензоберілгіштер бір топқа, ал сезімділіктері бірдейлері екінші топқа бөліп жіктелінеді.

Берілгіштер кедергілеріне сай жіктелуі Уитсон көпірі көмегімен, ал олардың сезімділігі баламалау арқалығы көмегімен жүргізіледі, ол үшін таңдалған (бір сериядан 3-5 %) берілгіштерді арқалыққа желімдеу арқылы тексеріледі. Баламалау арқалығын ию арқылы, оның бетіне алдын ала белгілі деформация $\varepsilon_{бал}$ шамасы туғызылады, барлық тензоберілгіштердің көрсеткіштері өлшеу аспабы межелігіндегі белгілерге қарай анықталады.

Тензорезисторлардың көрсету нәтижелеріне сәйкес өлшенген деформацияның ε_{op} орташа арифметикалық мәні:

$$\varepsilon_{cp} = \sum_{i=1}^n \frac{\varepsilon_i}{n},$$

мұнда n – желімденген тензоберілгіштердің саны.

Тензоберілгіштер сериясындағы тензосезімділіктердің шашырауынан туатын өлшеу нәтижесінің ықтималдық ауытқуы математикалық өңдеу арқылы мына формуламен анықталады:

$$S = \frac{0,67 \sqrt{\sum V_i^2 / n(n-1)}}{\varepsilon_{cp}} \cdot 100\%,$$

мұнда S – тензоберілгіштердің бір сериясындағы өлшеу нәтижелерінің ықтималдық ауытқуы;

$V = \varepsilon_{cp} - \varepsilon_i$ тең қалдықты ауытқу.

S шамасын өлшеу үшін тензоберілгіштердің жарамдылық белгісі анықталады. Бір сериядағы тензоберілгіштердің S

шамасы 3...4 % асып кеткен жағдайда, олар жарамсыз деп саналады.

Олардың сезімділіктері бойынша жарамсыздығын анықтау процесін сызықты деформация шамасын өлшеу қажеттілігі болған жағдайда, ал олардың баламалауы жанама жолмен жүргізіледі. Егерде тензоберілгіштер өзгерткіштер құрамындағы сезімді элемент рөлін атқаратын болса және күшті, дірілді, үдеулі т.б. өлшеу қажеттілігі болған жағдайда, оларды желімдеу алдында жарамдылығын кедергілер шамасына сәйкес тексеріп алу қажет. Серия ішіндегі тензосенімділік коэффициенті мәнінің шашырауы өлшеу дәлдігіне әсерін тигізбейді, себебі өзгерткіштердің тікелей баламалауы жүргізіледі. Сезімділік коэффициентінің айырмасы ескеріледі және баламалану коэффициентінің шамасына енеді.

Осындай шараларды орындалғаннан кейін ғана берілгіштерді зерттелетін жабдыққа желімдеуге болады. Желімдегеннен кейін берілгіштер көпірін толық жинау үшін, олар кедергіге және жерқосқышқа тексеріледі.

Берілгіштің тұзақтары металл бетімен жанаспауы қажет. Егерде берілгіштер тұзағы зерттелетін металмен қағазсыз тікелей жанасқан жағдайда олар жарамсыз деп табылады және оларды толық ауыстыру қажет.

5.9.2. Тензостанцияларды жұмысқа дайындау

Тензостанцияны тәжірибе жүргізуге дайындау үшін, барлық аспаптардың жұмысқа жарамдылығы тексеріледі, нольдің «дрейф» мөлшері анықталады және сипаттамалары (статикалық, амплитуда жиіліктері мен өтпелі жиіліктері) толық болуы қажет. Аспаптың жалпы жарамдылығы оны іске қосқан кезде және баламалау арқалығына желімденген тензokөпір үлгісіне жалғаған жағдайда анықталуы мүмкін. Көпірді кезекпен күшейткіштерге қосу арқылы, олардың әрбір күшейту сатысындағы теңгерілуі жүргізіледі. Егерде көпірді теңгеруден өткізіп жатқан кезде, индикатор шамы мен миллиамперметр, реттеу потенциометріне әсер еткен кезде тітіркенетін болса,

тексерудің бірінші операциясы орындалды деп есептеуге болады.

«Ноль» дрейфінің мөлшері тензокөпір желімденген баламалау арқалығы көмегімен анықталуы мүмкін. Көпір күшейткіштің шығатын ұшына жалғанғанда теңгеріледі және оны осы жағдайда 1сағ шамасында ұстап тұру қажет. Осыдан кейін шығатын белгінің ауытқуы өлшенеді. Ол 10 мкА/сағ шамасынан аспауы қажет. Дрейфтің мөлшері жүктелген арқалық үшін де анықталады, ондағы жүктелуден болатын деформация шамасы зерттелетін заттың деформациясымен бірдей болуы керек. Дрейфтің мөлшері шектеледі, себебі тәжірибе процесін жүргізу кезінде дрейф белгісі зерттелетін параметрлерді өлшеген кезде үлкен ауытқулар енгізуі (бақылаудан тыс ұлғаюын немесе нақтылы параметрлер мәнінің төмендеуін тудыруы) мүмкін. Мұндай жағдай ұзақ зерттеу процестерін жүргізген кезде және өлшенетін параметрлердің нольдік мәнін мезгілмен бақылау мүмкіндігі болмаған жағдайда жасалынады. Тензостанцияны тәжірибеге дайындау кезінде, күшейткіштің сипаттамасын білудің маңызы зор. Сынау кезінде статикалық, амплитудалы-жиілікті және өтпелі процестер сипаттамалары өлшенеді. Егерде өлшенген сипаттамалардың техникалық талаптарға сай белгіленген сипаттамалардан алшақтығы болған жағдайда, тензokүшейткішке түзетулер енгізіледі.

Төменгі жиілікті процестерді өлшеген кезде анықтаушы ретінде статикалық сипаттама алынады және ол аспаптың сезімділігін сипаттайды. Жоғары жиілікті процестерді өлшеген кезде амплитудалы-жиілікке және өтпелі сипаттамалардың көрсеткіш сапасына ерекше көңіл аудару қажет. Олардың біріншісі тензокөпірге берілетін тұрақты амплитудасы бар синусойдалы заңдылықпен өзгертін теңгерілмеген жағдайдағы жиіліктің тұрақты ток амплитудасына тәуелділігін құрайды, ал екіншісі көпірдің теңгерілмеген жағдайдағы секіртпелі өзгерісі кезіндегі тензokүшейткіштегі өтпелі процесті бейнелейді. Оларға күшейткіштің шығатын жеріндегі тензокөпір белгісінің мөлшері мен формасының өзгерістері тәуелді.

5.9.3. Осциллографты жұмысқа дайындау

Осциллографты зерттеу жұмыстарын жүргізуге дайындау кезінде оның дұрыстылығы тексеріліп, гальванометрлер таңдалады. Содан кейін, оның жұмысын тексеру үшін фототаспаға керекті жазулар жазылады. Жазылған жазуларды талдау арқылы аспаптарының дұрыстығы мен таңдалған гальванометрлердің жарамдығы, оптикалық жүйенің реттеу сапасы тексеріледі. Жазған кезде міндетті түрде фототаспада уақыт мөлшері белгіленуі керек. Бұл белгілегіштің дұрыстығын тексеріп ғана қоймайды, сонымен қатар тарту механизмінің жұмыс сапасын анықтайды. Егерде таспатарту механизмі дұрыс болған жағдайда, таспа бетіндегі белгіленген сызықтар біркелкі болып орналасады.

Гальванометрлерді таңдау барысында оларға тән және құжатында көрсетілген ең жоғары шақтамалы ток мәніне қарайды. Тәжірибелік өлшеу процесі кезінде, гальванометр арқылы өтетін ток шақтамалы ток шамасынан кем болуы керек.

Шығатын токтың ұйғарылған ең жоғарғы мәні, шамамен зерттелетін заттың ұйғарылған деформациясы шамасына қарай мына тәуелділікпен анықталады:

$$i_0 = KK_0\varepsilon ,$$

мұнда K – тензокүшейткіштің сезімділігі;

K_0 – тензоберілгіштің сезімділігі (сымды берілгіштер үшін $K_0=2$);

ε – тензоберілгіштердің қабылдайтын деформациясы.

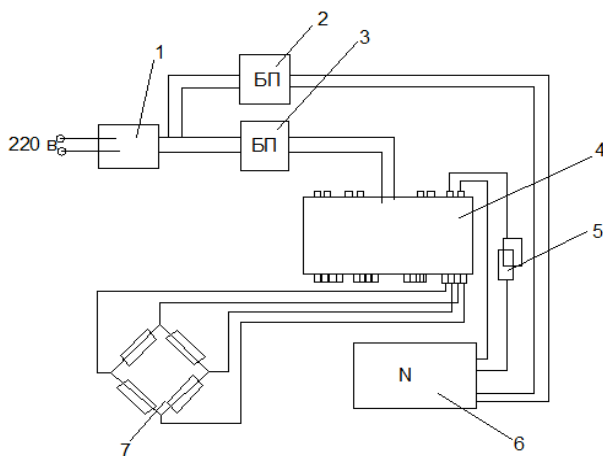
Гальванометрге келіп түсетін белгі мөлшерінің анықтығына қарамастан, оны күшейткішпен кедергі магазиндері арқылы жалғаған тиімді. Бұл осциллографтың таспасындағы жарқыраған нүктенің ауытқу мөлшерін реттеуге көмектеседі.

Фототаспаны айқындау кезінде қара дақтардың болуы, осциллографтың тұрқысы арқылы сәуле түсетінін көрсетеді. Бұл жағдайда осциллограф тұрқысын ұқыпты қарап шығып ақауын түзету, сонымен қатар, жазылған жазу қалыңдығы да реттелуі қажет.

5.9.4. Тензометриялық түрлендіргіштер көмегімен аппараттарды жалғау әдістері

91-суретте аппараттардың жалғану сұлбасы көрсетілген. Тензометрлік станция мен осциллограф арнайы нәрлендіргіш жиынтығы арқылы айнымалы токты желеге жалғанады. Олардың негізгі міндеті – кернеуді 220-дан 27-30 В дейін төмендету мен айнымалы токты тұрақты токқа айналдыру. Егерде айнымалы токты желінің кернеуі жиі өзгерген жағдайда, ал ол аспаптардың көрсеткіштеріне әсерін тигізетін болса, кернеу тұрақтандырғышы қолданылады және оған нәрлендіргіш жиынтығы жалғанады.

Тензостанцияларды тензоөзгерткіштер құрылғысына жақын орнатуға тырысады: бұл жағдайда кіретін тізбек әсерінен туатын ауытқу шамасы өте аз болады. Өлшейтін аппараттар орналасқан жерде діріл әсері болған жағдайда, аппараттардың астына резинадан немесе киізден жасалған төсеніштер төсеу қажет.



91-сурет. Өлшеу аппараттарын жалғау сұлбасы

1 – тұрақтандырғыш; 2, 3 – күшейткіш пен осциллографтың
нәрлендіргіштер жиынтығы; 4 – күшейткіш; 5 – айнымалы кедергі;
6 – осциллограф; 7 – өлшеу көпірі

Тензокөпірдің тензостанцияға жалғанған жеріне дейін сымдар тізбегі тартылады. Статикалық өлшеу кезінде, яғни тензометриялық аппараттардың төменгі жиілікте жұмыс істеген (статикалық өлшеуге арналған тензостанциялар) кезінде әр түрлі типті телефон сымдарын қолдануға болады. Жұмыс және теңгеруші берілгіштерге жүргізілетін тізбек бір типтес сымнан, біркелкі ұзындықты етіп жасалып және олардың тартылу жағдайы да бідей болуы қажет. Көп жағдайда, статикалық өлшеу үшін көп өзекті РШМ, КНРП, КОВЗ және КПР сымдары қолданылады.

Статикалы-динамикалық зерттеулерге арналған, жұмыс жиілігі 2000-10000 Гц шамасындағы аппараттар әрбір өлшенетін нүкте үшін жеке үш немесе төрт өзекті сымдар қажет және сымдар өзектерінің арасында қатынас тұрақты сыйымдылықты болуы керек.

Жаксы нәтиже РД немесе РК радиожиілікті сымдарды қолданған кезде болады. Сымдар тізбегі қарқынды қызатын және күшті магнит өрісі бар жерлерден алшақтау орналасуы керек.

Жұмысқа кірісер алдында аппараттардың жұмыс қабілеті, жалғайтын тізбектің бүтіндігі тексеріледі. Одан кейін кіретін тензометриялық арналардың теңгерілуі жүргізіледі және гальванометрлер орындарына қойылады. Гальванометрлердің дұрыс орналасуына, жазылатын жазулардың сапасы, осциллограмманың көрнектілігі мен белгілер мағанасының ашылуы тәуелді.

Егерде сәуленің ауытқуы фототаспаның барлық еніне таралса, ал зерттелетін процестің көптеген гармоникалық құраушысы немесе сипатына қарай тұрақсыз болған жағдайда жұмыс гальванометрлердің саны көп болмауы керек. Фототаспаның басы мен аяғына мөлшерлеу мен баламалау нәтижелерін жазып қойған ыңғайлы. Бұл аппараттардың сезімділігін тұрақтандыруға көмектеседі. Сонымен қатар, таспаның алды мен артында нольдік белгі белгіленуі керек.

Тензоаппараттар көмегімен динамикалық өлшеу кезіндегі процесс мына ретпен орындалады:

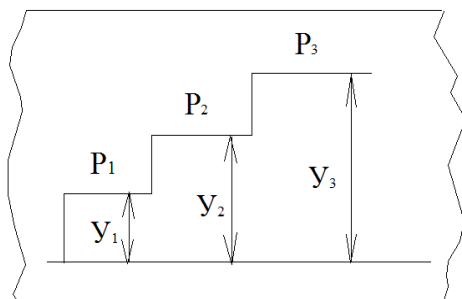
а) осциллограф қуатталады, жұмыс жылдамдығы мен кадр ұзындығы анықталады;

- б) іске қосылып, қыздырылады;
- в) мөлшерлеу белгісінің периоды мен ұзақтық мәні ұсынылады;
- г) тензостанция көпірлерінің кіретін балансы тексеріледі және гальванометр сәулелері экран еніне бөліп орналастырылады;
- д) тіркеу құрылғысының жазу шамасын тексеру үшін іске қосылады;
- е) өлшеу сұлбасының барлық негізгі және қосымша элементтерінің дұрыс жұмыс істеуі қадағаланады;
- ж) біткеннен кейін жазу тоқтатылып, аппараттар өшіріледі.

5.10 Тензоберілгіштердің баламалауы және оны орындауға қажетті құрылғылар

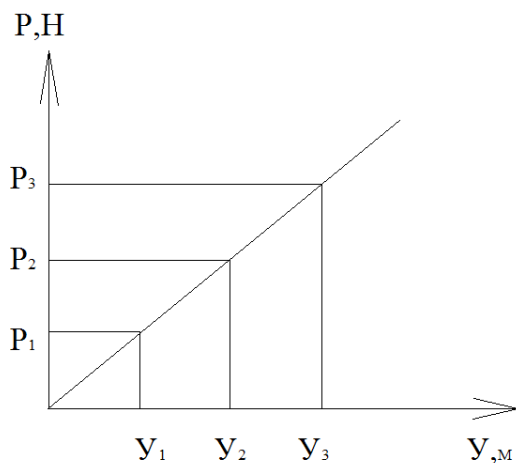
Тәжірибе жүргізуге дайындық кезінде негізгі мәселелердің бірі тіркелетін параметрлердің дұрыс баламалауы болып саналады. Баламалауды орындау әдістері үлкен ұқыптылықпен және талдау арқылы шешілгені ыңғайлы, себебі орындалатын тәжірибе нәтижесі оның дұрыс орындалуына тікелей тәуелді. Баламалау дегеніміз – осциллографтың немесе өзі жазатын аспаптардың таспаларына жазылған зерттеу параметрлері нақтылы мәнінің анықтаушысы. Баламалау – тікелей және жанама болып бөлінеді. өлшенетін параметрлерді өзгерткіштер (күш өлшегіш, месдозалар, қысым берілгіштері т.б.) көмегімен жүргізген жағдайда тікелей баламалау қолданылады, ал параметрлер мен олардың жүктелуі мөлшері белгілі жүктемелермен (жүк қою, баспақ әсерімен, қысым берілгіштері үшін пневматикалық немесе гидравликалық жүйеге қосу) орындалған жағдайда жанама қолданылуы мүмкін. Бұл жағдайда тіркеуші аспаптың параметрі мен күшейткіштің күшейту дәрежесі жұмыс істеу кезінде жазылған осциллограмма жазуына сәйкес болуы қажет. Егерде тензokөпірі бар механизмнің зерттелетін бөлшегін уақытша қолданып, мөлшері белгілі жүктемемен жүктеу мүмкіндігі болған жағдайда, тікелей баламалау қолдану мүмкіндігі бар.

Жүктеу сатылап жүргізілген жағдайда, аспаптың көрсеткіштері осцилографтың таспасына жазылған осциллограмма сатыланған баламалау құрылғылайды (92-сурет).

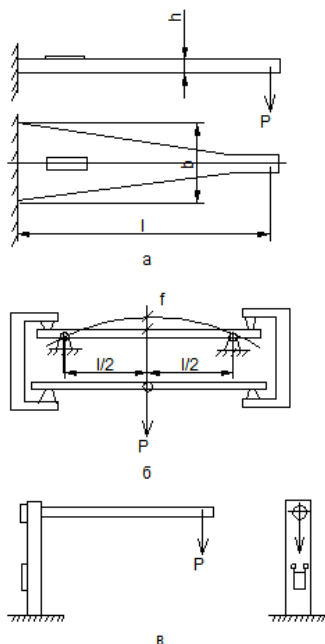


92-сурет. Баламалау осциллограммасы

Осциллограммадағы $y_1, y_2 \dots y_n$ ординаталары өлшенеді. P мен y мәндеріне қарай баламалау графигі құрылады (93-сурет). Аппарат дұрыс реттелген жағдайда сұлба түзу сызықты болып шығады.



93-сурет. Баламалау сұлбасы



94-сурет. Баламалау аркалықтарының әр түрлі сұлбалары

Көрсеткіштер түзу сызықты болып шықпаған жағдайда, осциллограмманы өңдеу кезінде масштаб қолдануға болмайды. Бұл жағдайда тек $P = f(y)$ баламалау сұлбасы қарастырылады.

Күштің масштабы мына формуламен анықталады, Н/мм:

$$m = \frac{P_{T1} + P_{T2} + \dots + P_{Tn}}{y_1 + y_2 + \dots + y_n}.$$

Күшөлшегіштерді, месдозаларды және бөлшектерді гидробаспақ көмегімен баламалау кезінде қажетті күші мынаған тең:

$$P_{T1} = p_1 FK,$$

$$P_{T2} = p_2 FK,$$

.....

$$P_{Tn} = p_n FK,$$

мұнда $p_1, p_2, \dots, p_n$ – манометр көмегімен анықталатын гидробаспақ цилиндріндегі майдың қысымы, МПа;

F – тығынжылдың ауданы, м;

K – гидроцилиндр тығындарындағы үйкеліс шығынын ескеретін коэффициент.

Күш масштабын анықтау мен баламалау $P = f(y)$ графигін құру жоғарыда келтірілген ретпен орындалады,

Негізінде, тік баламалау жиі қолданылады, оны қолдану мүмкіндігі болмаған жағдайда, баламалау жанама түрімен орындалады. Жанама баламалауды орындау үшін баламалау арқалығы қолданылады немесе сыналатын бөлшектің кішкене бөлігі түрінде жасалған арнайы айла бұйым көмегімен орындалады.

Баламалау арқалығының үш түрі қолданылады (94-сурет). Баламалау арқалығында бөлшектің тең кедергілі кесіндісі қолданылады (94 а-сурет). Олар көтеретін тіреуге консольды етіп, ал арқалықта (94 б-сурет) тұрақты көлденең қимасы бар бөлшек кесіндісі бекітіледі.

Екі жағдайда да арқалықтар бетінде тұрақты салыстырмалы деформация болады, ал оның мәні тензоберілгіш торының деңгейінде мына формуламен анықталады:

тең кедергілі бөлшек кесіндісі үшін

$$\varepsilon = \frac{12Plh}{EbH^3};$$

тұрақты көлденең қимасы бар бөлшек кесіндісі үшін

$$\varepsilon = \frac{8h}{l^2} f,$$

мұнда P – баламалау жүгінің ауырлық күші;

l – бөлшек кесіндісінің ұзындығы;

h – бөлшек кесіндісінің бейтарап осінен тензоберілгіштің торына дейінгі қашықтық;

b – бөлшек кесіндісінің негізіндегі ені;

H – бөлшек кесіндісінің қалыңдығы.

Биіктігі бойында тұрақты иілу кезеңі жағдайында болатын, тік тіреуге тензоберілгіштер желімдеу арқылы зерттелетін арқалықтар жиі қолданылады (94, в - сурет).

Кейбір жағдайда мұндай арқалықтардың параметрлерін (тіреудің қимасын, консольдың ұзындығы мен ауыстырылатын жүктің массасын) оларды біртіндеп жүктеу арқылы тіреуде иілу кернеуін туғызумен таңдайды, МПа:

$$\sigma_{\delta 1} = 10; \sigma_{\delta 2} = 20; \sigma_{\delta n} = n \cdot \sigma_{\delta 1},$$

мұнда n – жүктер саны.

Мұндай арқалықтарды тәжірибемен зерттеулер жүргізген кезде қолданған өте ыңғайлы.

Жанама баламалау жүргізген кезде арқалық пен зерттелетін бөлшектердегі берілгіштердің Ом-дық кедергілері, базасы, желімдеу әдісі бірдей болуы керек және олар бір партиядан таңдалып алынады.

Жүктеме осциллограммасы жазғаннан кейін күшейткішке баламалау арқалығын қосады, баламаланған осциллограмманы жазғаннан кейін баламалау күші мына теңдіктермен анықталады:

$$P_{T1} = \sigma_{\delta 1} F; P_{T2} = \sigma_{\delta 2} F; P_{Tn} = \sigma_{\delta n} F,$$

мұнда F – сымды берілгіштер желімденген жеріндегі бөлшектің көлденең қимасының ауданы.

Егерде жүктемені екі бөлшек бөліп қабылдаған жағдайда, теңдіктердегі F ауданының орнына қос аудан шамасы қойылады.

Баламалау $P=f(y)$ графигі мен m күшінің масштабын анықтау үшін тік баламалау әдісі қолданылады.

Сымды берілгіштерді зерттелетін білікке тікелей желімделген кезде бұралу кезеңін баламалануын жанама әдіспен жүргізеді, себебі механизм білігін баламалау кезеңімен жүктеу күрделірек. Зерттелетін механизм бұралу кезеңінің осциллограммасы жазылған соң, күшейткішке баламалау арқалығын қосып баламалау осциллограммасының ординаталары жазылады.

Баламаланған жанама кернеу

$$\tau_1 = 0,9\sigma_{\delta 1}; \quad \tau_2 = 0,9\sigma_{\delta 2}; \quad \tau_n = 0,9\sigma_{\delta n},$$

мұнда 0,9 – иілу кернеуінен жанама кернеуіне өткендегі түзету коэффициенті.

Баламаланған бұралу кезеңі былай анықталады

$$M_1 = \tau_1 W_{kp} = 0,9\sigma_{\delta 1} \cdot 0,2d^3;$$

$$M_2 = \tau_2 W_{kp} = 0,9\sigma_{\delta 2} \cdot 0,2d^3;$$

.....

$$M_n = \tau_n W_{kp} = 0,9\sigma_{\delta n} \cdot 0,2d^3,$$

мұнда W_{kp} – сымды берілгіштер желімденген жердегі біліктің кедергі кезеңі;

d – берілгіштің желімденген жеріндегі біліктің диаметрі.

M мен y мәндерін қолдана отырып, бұралу кезеңінің $M=f(y)$ баламаланған графигі құрылады.

Бұралу кезеңінің масштабын мына формуламен анықтайды:

$$m_M = \frac{M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_n}{y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_n}.$$

Осциллограммадағы кезеңдер қисығы сонымен бірге жанама кернеудің өзгеру қисығы болып саналады.

$$m_\tau = \frac{\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \dots + \tau_n}{y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_n}.$$

Қозғалыс, жылдамдық, үдеу дірілі және басқа параметрлердің баламалануы осыларға ұқсас етіп жасайды.

Бақылау сұрақтары:

1. Металлургия машиналарының динамикалық параметрлерін зерттеудің негізгі әдістері қандай?
2. Металлургия машиналары мен агрегаттарының динамикалық параметрлерін тіркеу үшін қандай аспаптар мен құралдар қолданылады?
3. Жарық сәулелі осциллографтардың құрамына қандай тораптар кіреді?
4. Өзідігімен жазатын аспаптардың түрлері мен құрылысы қандай?
5. Тензометриялық аспаптар мен тензорезисторлардың құрылысы мен түрлері қандай?
6. Тензоберілгіштердің түрлері мен құрылысы және оларды жұмыс режиміне дайындау қалай өтеді?
7. Тензоберілгіштерді жабдықтарға желімдеу үшін қандай дайындық жұмыстары жүргізіледі?
8. Тензостанциялардың түрлері мен құрылыстары қандай?
9. Тензоберілгіштер мен құрылғыларды баламалау реті қандай?

Терминдердің шартты белгіленуі мен қысқартылулары

Кездейсоқ функция деп тәжірибе нәтижесінде алдын-ала болжалмайтын функцияны айтады. Егерде функция аргументі уақыт t болған жағдайда, кездейсоқ процесс деп аталады.

$\langle S(t) \rangle$ – жүктелу процесінің орташа деңгейін анықтайтын математикалық күту.

$D[S(t)]$ – дисперсия, осы орташа деңгейге сәйкес іске асырылудың шашырауын анықтайды.

$K_s^*(t_1, t_2)$ – корреляциялық функция, кездейсоқ жүктелу процесінің әр түрлі қимасы арасындағы көрсеткіш тәуелділігін немесе байланысын анықтайды.

Эргодикалық процесс – $m \in M$ іске асырылу көптігінің орнына бір ұзын іске асырылу жүктемесін қарастыру мүмкіндігі. Бұл жағдайда статистикалық өңдеу арқылы алынған, іске асырылу көптіктері МК, дисперсия, корреляциялық функция мен бір ұзын іске асырылу тең.

Статистикалық динамика – сыртқы кездейсоқ күш әсеріндегі әр түрлі жүйенің өзгерісін анықтайтын ғылым.

Көтеру қабілеті – белгілі бір жүктеме әсерінен бөлшектің ең шеткі жағдайына жету құбылысы.

Шеткі жағдай – бөлшекті әрі қарай пайдалану мүмкіндігі болмайтын жағдайы.

Циклдік беріктік белгісінің шеткі жағдайы деп қажетті жүктемелер туғызатын ауыспалы кернеу әсерінен, болдыру жарықшағы пайда болып, шеткі мөлшерге жету жағдайын айтады.

Қажалып тозу белгісінің шеткі жағдайы деп сыртқы жүктеме әсеріндегі белгілі бір жылулық, жылдамдық, майлау жағдайында және үйкелетін беттердегі кірлердің әсерінен болатын үйкелістен бөлшектің шеткі тозу пайда болатын жағдайы айтылады.

Аққыштық – уақытша фактор әсерімен конструкциялық материалдың баяу ағуы.

Болдыру – өзгертін кернеу әсерімен ақаулардың біртіндеп шоғырланып бүліну тудыратын процесі.

Циклдік беріктік немесе төзімділік деп бөлшектің болдыруға қарсы тұру қабілеті айтылады.

Болдыру қисығы – жүктелу цикліндегі $\sigma_{\max}$ максимальды кернеу әсерінен бөлшектің жарықшақ немесе бүліну болғанға дейінгі шыдайтын циклдер санымен байланысының графикалық функциясы.

σ_{rkD} – төзімділік шегі.

N_{σ} – жүктелу циклдерінің базалық саны.

МК – математикалық күту.

ОКА – орташа квадратты ауытқу.

ЭЕМ – электронды есептеу машиналары.

K_{σ}, K_{τ} – бөлшектің тиімді шоғырлану коэффициенттері.

ε – көлденең қиманың абсолютті өлшемдерінің әсер коэффициенті.

β – бөлшек беттерінің өңдеу сапасына тәуелді әсер коэффициенті.

β_y – бөлшек беттерін беріктендірудің әсер коэффициенті.

$\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ – щамасы жоғары есептелген нормальды және жанама кернеулер.

$[\sigma]$ және $[\tau]$ – шақтама кернеулер.

n – нормальды n_{σ} жанама n_{τ} және жалпы n_{Σ} кернеулер бойынша есептелген беріктік қор коэффициенті.

$[n]$ – беріктік қор коэффициентінің шақтамасы.

M_x және M_y – есептелетін бөлшек қимасының иілу кезеңі.

W_x және W_y – қиманың остік кедергі кезеңі.

$\sigma_{\text{тр}}$ – созылу кезіндегі материалдың аққыштық шегі.

$\sigma_{\text{вр}}$ және $\sigma_{\text{вс}}$ – созылу мен сығу кезіндегі бөлшек материалының беріктік шегі.

W_p – қимасы дөңгелек бөлшектердің полярлық кедергі кезеңі.

$\sigma_{-1\sigma}$ және $\tau_{-1\sigma}$ – натурлы бөлшектің төзімділік шегі.

σ_a және τ_a – бөлшектің деформацияға ұшыраған жағдайының түріне тәуелді анықталатын кернеулер амплитудалары.

σ_{-I} – симметриялы циклдей материалдың төзімділік шегі.

$K_{сд}$ – бөлшектің төзімділік шегінің төмендеуін сипаттайтын коэффициент.

$\sigma_{аэк}$, $\tau_{аэк}$ – өзіндік бүліну әсері бойынша σ_a , τ_a мен τ_m , σ_m параметрлерімен асимметриялық циклге пара-пар симметриялық циклдің эквивалентті амплитудасы.

σ_m , τ_m – циклдің орташа кернеуі.

Ψ_σ , Ψ_τ – циклдік кернеу асимметриясының сезімділік коэффициенті.

σ_0 , τ_0 – нольден басталатын цикл кернеуінің төзімділік шегі.

m_σ , m_τ – болдыру қисығының көрсеткіш дәрежесі.

$V_{\sigma-l_0}$, $V_{\tau-l_0}$ – төзімділік шегінің өзгеру коэффициенті.

U_p – қарапайым бөлінудің квантилі.

$P(t)$ – машина буынының тоқыраусыз жұмыс істеу ықтималдығы.

J – инерция кезеңі.

c_i – элементтің қатаңдылық параметрі.

E – материалдың ұзындық бойындағы серпімділік модулі

e – икемділік (қатаңдылыққа кері мөлшер).

J_p – қиманың полярлық инерция кезеңі.

λ – логарифмді декремент.

ψ – энергияның салыстырмалы шашырауы.

$e_{нр}$ – икемділіктің келтірілген коэффициенті.

M_0 – қозғалтқыштың бұралу кезеңі.

m_n – механизмнің барлық элементтерінің келтірілген массасының мәні.

φ_i – i -ші элементінің бұралу бұрышы (немесе қозғалысы).

$\dot{\varphi}_i$ – бұрылу бұрышының бірінші туындысы.

Q_i – күш немесе бұралу кезеңі түріндегі еріксіз әсер ететін сыртқы жүктеме.

T – еркін тербеліс жүйесінің кинетикалық энергиясы.

I_i – инерция кезеңі немесе масса мөлшері түріндегі элементтің инерция параметрі.

P – еркін тербеліс жүйесінің потенциалды энергиясы.

A_i – i -ші массаның тербелу амплитудасы.

ω_{ci} – жүйенің еркін тербелісінің жиілігі.

α_i – жүйе тербелісінің фазасы.

ν – жүйенің өзіндік тербелісінің жиілігі.

T – тербеліс периоды.

K_D – динамикалық коэффициент.

τ_0 – жүктеменің әсер ету ұзақтығы.

M_n – кезең құраушысының тұрақтысы.

α – демпфирлеу коэффициенті.

U_B – қоздыру тізбегінің кернеуі.

$R_{B\Sigma}$ – қоздыру тізбегіндегі кедергілер қосындысы.

$T_B = \frac{L_B}{R_{B\Sigma}}$ – қоздыру тізбегінің уақыт тұрақтысы.

L_B – қоздыру тізбегінің индуктивтілігі.

K_ϕ – қозғалтқыштың қоздыру ағыны.

I_B – қоздыру орамы тогы.

U_γ – якорь тізбегінің кернеуі.

I_γ – якорь тізбегіндегі ток.

$R_{\gamma\Sigma}$ – якорь тізбегіндегі кедергілер қосындысы.

$T_\gamma = \frac{L_{\gamma\Sigma}}{R_{\gamma\Sigma}}$ – якорь тізбегінің уақыт тұрақтысы

$L_{\gamma\Sigma}$ – якорь тізбегінің индуктивтілігі.

P – қозғалтқыш полюстерінің саны.

N – якорьдың белсенді өткізгіштерінің саны.

a – параллель тармақтың саны.

J_1 – қозғалтқыш роторының инерция кезеңі.

$J_2, \dots, J_{n-1}$ – қозғалтқыш білігіне келтірілген қозғалтқыштың механикалық бөлігі бөлшектерінің инерция кезеңдері.

J_n – қозғалтқыш білігіне келтірілген атқару мүшесінің инерция кезеңі.

$h_{i,i+1}$ – жетектің механикалық буындарындағы энергия қашықтығын сипаттайтын коэффициенттер.

$C_{i,i+1}$ – трансжетек элементтерінің бұралу қатаңдығы.

φ_i – массаның бұрыштық қозғалысы.

M_c – қозғалтқыш білігіне келтірілген технологиялық жүктеме кезеңі.

ω_0 – қозғалтқыштың синхронды жылдамдығы.

S_k – ауыспалы кезеңдегі сырғанау.

M_k – қозғалтқыштың ауыспалы кезеңіндегі моменті.

M_n – номинальды электр магнитті кезең.

θ_n – номинальды ішкі бұрыш.

M_k – ауыспалы кезең.

S_k – ауыспалы кезеңдегі сырғанау.

ω_0 – синхронды жылдамдық.

А Қосымшасы

Кинематикалық сұлбалар

МЕСТ 2.703-68 талабы бойынша: кинематикалық сұлбаларда барлық элементтер жиынтығы мен олардың байланыстары, жұптар мен тізбектер арасындағы байланыстар, сонымен қатар сұлбаның қозғалтқышпен байланысы көрсетіледі.

Бұйымның кинематикалық сұлбасы жайылған түрінде сызылуы қажет. Керек болған жағдайда кинематикалық сұлбаны аксонометриялық проекция түрінде көрсетуге болады. Мұндай жағдайда сұлбаның анықтығын бұзбауға тырысу қажет. Сұлбадағы элементтерді негізгі жағдайынан жоғары, төмен қозғауға және көрсетуге ыңғайлы жағдайға бұруға болады.

Жанасатын жұптарды бөліп көрсету қажеттілігі болған жағдайда олардың арасын үзілме сызықтармен жалғау қажет.

Сұлбадағы барлық элементтер МЕСТ 2.770-08 талаптарына сай шартты сұлба (А, Ә, Б, В Қосымшалары) немесе сыртқы көрінісі қарапайымдалған сызба түрінде көрсетіледі.

Сұлбадағы элементтерді сызғанда мынадай талаптарға сай болуы қажет:

- біліктер, остер, өзектер т.б. – қалыңдығы S тұтас негізгі сызықпен;

- сыртқы пішіні қарапайымдалып көрсетілген элементтер (тісті, червякты дөңгелектер, шкивтер, жұлдызшылар т.б.) – қалыңдығы $S/2$ тұтас жіңішке сызықпен;

- бұйым контурының ішіне сызылған сұлба – қалыңдығы $S/3$ тұтас жіңішке сызықпен;

- ілінісетін буындар немесе жұптарының арасындағы кинематикалық байланыстарды жеке бөліп сызылған жағдайда, қалыңдығы $S/2$ үзілме сызықтармен;

- бұйым жұмыс істеу барысында өзінің жағдайын өзгертіп отыратын болса, оның ең шеткі жағдайын жіңішке екі нүктелі үзілме сызықтармен шектейді;

- басқа элементтермен жабылып көрінбей тұрған біліктер мен остерді үзілме сызықтармен көрсетеді;

- біліктер мен остердің қиылысқан жерлерін үзбей көрсету қажет.

- Әрбір кинематикалық элементтердің, яғни қозғалтқыштан бастап жұмыс элементтеріне дейін әрқайсының реттік номерлері болуы қажет. Біліктер рим цифрларымен, ал қалғаны араб цифрларымен белгіленеді. Сатып алынатын немесе сырттан алып қолданылатын механизмдер жеке номерленбейді, номерлер сол бұйымдар немесе буындар кіретін жалпы механизмге беріледі. Номер реті шығарма сызық сөресінің үстіне қойылады. Сөренің астына кинематикалық элементтің негізгі параметрлері мен сипаттамалары жазылады, оған кіретіндер:

- электр қозғалтқыштың қуаты, кВт және біліктің айналу жиілігі;

- кіретін біліктің айналу кезеңі Н·м мен айналу жиілігі, мин⁻¹;

- тісті және червякті дөңгелектер тістерінің саны мен еңкею бұрышы, модулі, ал червяк үшін кіру саны, модулі мен диаметрі;

- белдікті берілістер шкивтерінің диаметрлері;

- жұлдызшалар тістерінің саны мен шынжырдың қадамы, т.б.

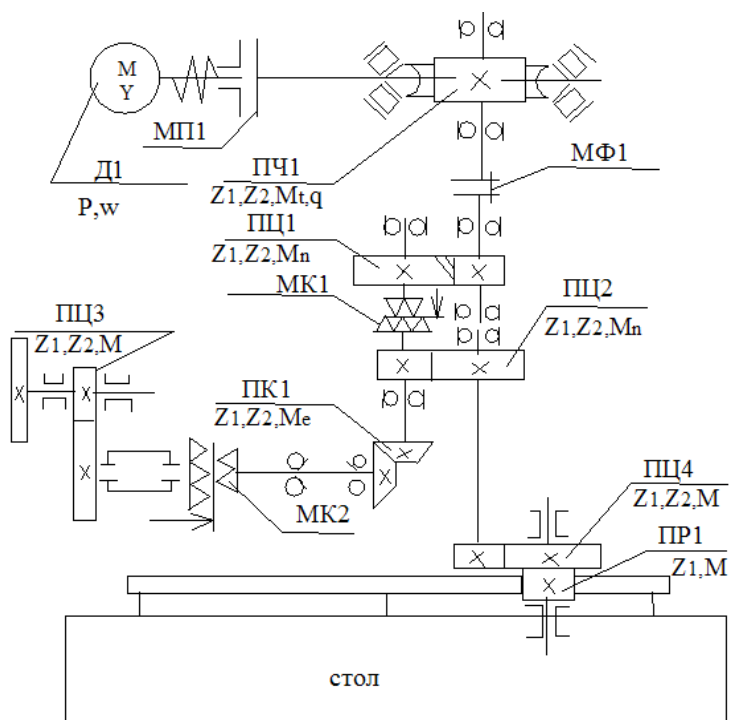
Әрбір кинематикалық топ элементтерінің аттары, сол топтың шығарма сызығының сөресіне жазылады. Ауыстырылатын кинематикалық элементтер латын алфавитінің кіші әріптерімен белгіленеді. Барлық ауыстырылатын элементтер үшін сипаттама кестесі құрылады. Кестені жеке параққа орындауға болады. Ауыстырылатын элементтерге номер берілмейді.

Кинематикалық сұлбаны құру реті 95-суретте көрсетілген.

Д1 электр қозғалтқышының параметрлері: қуаты P_1 кВт, бұрыштық жылдамдығы ω_1 , рад/с. Қозғалтқыштың білігі сақтандыру МП1 жалғастырғыш көмегімен червякті беріліспен жалғанған. Червякті берілістің модулі m , мм, кіру саны z_1 , червяктің d диаметр коэффициенті мен дөңгелек тістерінің саны z_2 . Тұйық МФ1 жалғастырғышы червякті дөңгелектің білігін ПЦ1 қиғаш тісті бірінші цилиндр тәріздес дөңгелектің білігімен жалғастырады. ПЦ1 берілісінің параметрлері: модулі m_n мм, тістерінің еңкею бұрышы β , град, тісті дөңгелектердің тістері z_1

мен z_2 . МК1 жұдырықшалы жалғастырғыш көмегімен тісті дөңгелектің білігі, екінші ПЦ2 берілісінің тісті дөңгелегімен жалғанған. ПЦ2 берілістің параметрлері: m_1 , z_1 мен m_2 , z_2 . Әрі қарай қозғалыс цилиндрлі тісті дөңгелектер арқылы ПЦ4 берілісіне беріледі. Осы сатыдағы ПР1 дөңгелегімен тісті төрткілдеш жалғасқан, ал тісті төрткілдеш столды қозғалту үшін қажет.

Бұдан басқа столды қолмен қозғалту механизмі де көзделген.

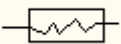


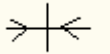
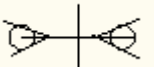
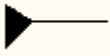
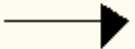
95-сурет. Бұрғылау білдегінің кинематикалық сұлбасы

Ә Қосымшасы

Гидравликалық және пневматикалық жүйедегі элементтердің кинематикалық сұлбадағы шартты белгіленуі

10-кесте

Элементтер атауы	Шартты белгіленуі
Күбі	
Ішкі қысымы атмосфералық қысымнан жоғары күбі	
Пневматикалық немесе гидравликалық аккумулятор	
Ортадан тепкіш қалқаншалы сорғы	
Гидромотор (жалпы қолданыстағы)	
Тұрақты бағытталған ағыны реттелетін гидромотор	
Қол сорғы	
Бұрамалы сорғы	
Ортадан тепкіш желдеткіш	
Бұсұйықтықты қолмен шығаратын суды немесе майды біліп алғыш	
Кері клапан	
Кері клапансыз жалғастырғышы	

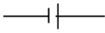
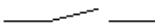
Кері клапансыз жалғастырғышы	
Кері клапанды жалғастырғышы	
Иілгіш құбырлы құбыржол	
Гидрожеліден ауаны шығару	
Сақтандырғыш клапан	
Қысымы бар сұйықты жеткізу	
Жүйедегі сұйықтықты төгу	

Б Қосымшасы

Электр жүйесіндегі элементтердің кинематикалық сұлбадағы шартты белгіленуі

11-кесте

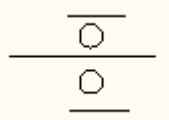
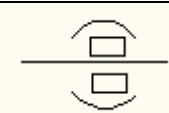
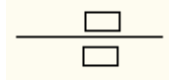
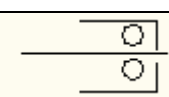
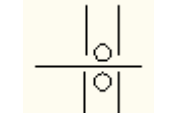
Элементтер атауы	Шартты белгіленуі
Электр байланыс тізбегіндегі сымдар, кабельдер, шиналар. Жалпы белгіленуі.	
Байланыс тізбегінің жалғауы	
Байланыс тізбегінің қиылысқан жерлері	
Электр машиналары (жалпы белгіленуі)	
Жұлдызша түрінде жалғанған үш фазалы қозғалтқыштың статор орамы	
Трансформатор	
Троллейлі токалғыш	
Балқыма сақтандырғыш (жалпы белгіленуі)	
Өзгеретін резистор	
Сұйықтандырғыш	
Амперметр	
Вольтметр	
Ватт-сағат санағыш	

Аккумуляторлы немесе гальваникалық элемент	
Белгі беретін немесе жарық беретін қыздыру шамы	
Жартылай өткізгішті диод	
Жерқосқыш	
Бір полюсті өшіргіш	
Үш полюсті өшіргіш	
Ток түрі: тұрақты айнымалы	
Үйектілік оң теріс	

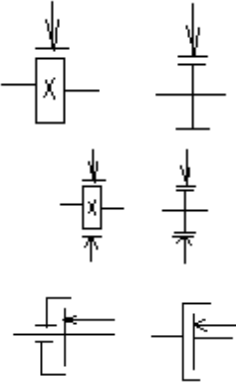
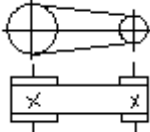
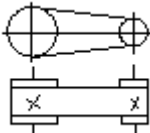
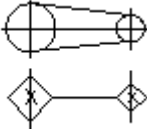
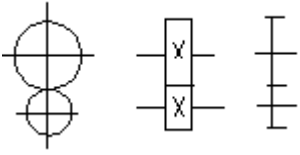
В Қосымшасы

МЕСТ 2.770-68 талаптарына сай кинематикалық сұлбалардағы элементтердің шартты белгіленуі

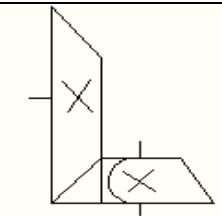
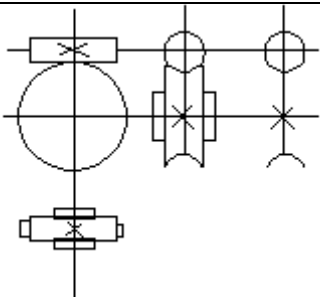
12-кесте

Элементтер атауы	Шартты белгіленуі
Электр қозғалтқыш, білік пен ось	
Радиалды тербелмелі мойын тректер (жалпы қолданыстағы)	
Өзі қалыпына келетін радиалды мойын тректер	
Өзі қалыпына келетін радиалды роликті мойын тректер	
Радиалды роликті мойын тректер	
Радиалды бір жақты тірегіш мойын тректер	
Радиалды роликті тірегіш бір жақты мойын тректер	
Шарикті тірегіш бір қатарлы мойын тректер	

Тірегіш бір жақты роликті мойын тректер	
Бөлшектердің білікпен жалғану түрлері	
Еркін айналатын бөлшектер	
Бөлшектері айналмайтын, бірақ бір бағытта қозғалатын біліктер	
Екі біліктің жалғану түрлері: қозғалмайтын етіп жалғанған	
Үлкен күштен орауға арналған құрылғымен жалғанған	
Илімді жалғану	
Топсалы жалғану	
Телескопты жалғану	
Тісті жалғастырғыш арқылы жалғанған	
Сақтандырғыш жалғастырғыш арқылы жалғанған	

Тежегіштер: <i>колодкалы</i> <i>таспалы</i> <i>дискілі</i>	
Берілістер: <i>жалпақ белдікті беріліс</i>	
<i>сына тәріздес белдікті беріліс</i>	
<i>шынжырлы берліс</i>	
<i>цилиндрлі тісті беріліс. Сыртқы іліністі</i>	

тік тісті берілістер	
қиғаш тісті берілістер	
шеvronды тісті берілістер	
Ішкі ілінгісті цилиндрлі тісті берілістер	
Конусты тісті берілістер	
Берілістер: конусты тік тісті берілістер	
конусты тангенциалды тісті берілістер	

Берілістер: <i>конусты дөңселенген тісті берілістер</i>	
<i>червякты тісті берілістер</i>	

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР

1. *Иванченко Ф.К., Красношапка В.А.* Динамика металлургических машин. – М.: Металлургия, 1983.
2. *Иванченко Ф.К.* и др. - Динамика и прочность прокатного оборудования. – М.: Металлургия, 1970.
3. *Биргер И.А., Шорр В.Ф., Иосилевич Г.Б.* Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979.
4. *Тылкин М.А., Ловой И.И., Полухин А.И.* Температура и напряжение в деталях металлургического оборудования. – М.: Высш. шк. 1970.
5. *Мельников В.З., Каплан Л.М.* Методика динамического расчета технологического оборудования (РТМ) НИИТавтопром. – М.: 1981.
6. *Брауде В.И.* Вероятностные методы расчета грузо-подъемных машин. – Л.: Машиностроение, 1978. – 153 с.
7. *Брауде В.И.* Надежность порталных и плавучих кранов. – Л.: Машиностроение, 1967. – 155 с.
8. *Брауде В.И., Тер-Мхитаров М.С.* Системные методы расчета грузоподъемных машин. – Л.: Машиностроение, 1985. – 181 с.
9. *Гохберг М.М.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 454 с.
10. Испытательная техника. /Под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1982, кн. 1. – 528 с. кн. 2. – 559 с.
11. *Казак С.А.* Грузоподъемные машины. Элементы статистической динамики нагружения крановых механизмов. - Тр.УПИ. Свердловск, 1981. – 40 с.
12. *Когаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
13. *Кох П.И.* Климат и надежность машин. – М.: Машиностроение, 1981. 175 с.
14. *Кудрявцев П.И.* Нераспространяющиеся усталостные трещины. – М.: Машиностроение. 1982. – 74 с.
15. *Митков А.Л., Кардашевский С.В.* Статистические методы в сельхоз-машиностроении. – М.: Машиностроение, София; Земиздат, 1978, – 360 с.

16. Наладка и испытания портовых кранов/ *В.И. Брауде, Ю.А. Бровцинов, Н.Я. Розовский, Ю.В.Силиков.* – М.: Транспорт, 1984. – 107 с.

17. *Шор Я.Б., Кузьмин Ф.И.* Таблицы для анализа и контроля надежности. – М.: Советское радио, 1968. – 288 с.

18. *Клокова Н.П.* Тензорезисторы. - М.: Машиностроение, 1990.

19. *Логинов В.Н.* Электрические измерения механических величин. – М.: Энергия. 1976.

20. *Казыханов Х.Р.* Автоматизация математического описания и исследование динамического состояния механизмов и машин на ЭВМ. Учеб. пособие. – Алма-Ата: КазПТИ. 1985.

21. *Бейсенов Б.С., Бектемысова Г.У.* Динамика и прочность металлургического оборудования. Лабораторный практикум. – Алматы: КазНТУ, 2001.

22. *Бейсенов Б.С.* Динамика и прочность металлургического оборудования. – Алматы: КазНТУ, 2005.

Қосымша әдебиеттер

1. Под ред. Шейина И.С. Измерение вибраций сооружений (справочное пособие). – Л.: Стройиздат, 1974.

2. Под ред.Бураго А.Н. Аппаратура для измерения параметров вибраций. – Л.:ЛДНТП, 1967.

3. ГОСТ 13731-68 Колебания механические. Общие требования к проведению измерений. Изд.стандартов, 1968.

4. *Суханов К.К.* Металлургические конструкции. – М.: Металлургия, 1978.

5. Справочник по авиационным материалам/Под ред. Н.П. Александрова. – М.: Транспорт, 1972. – 328 с.

6. *Диминтберг М.Ф.* Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М.: Наука, 1980. – 368 с.

7. Вибрация в технике. Справочник в 6-ти томах.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	3
1. Машиналардағы үйкеліс түрлері.....	6
1.1. Бүліну мен тозудың түрлері	8
1.2. Бөлшектерді қолдану мүмкіндігі мен ең шеткі тозуы	17
2. Металлургия машиналарының беріктігі	20
2.1. Металлургия машиналарындағы динамикалық жүктемелердің өзгеруі.....	20
2.2. Металлургия машиналары мен конструкцияларындағы жүктемелер.....	48
2.3. Пайдалану жүктемелерін анықтау әдістері. Натуралды тәжірибе берілгендері бойынша пайдалану жүктемелерін анықтау.....	59
2.4. Пайдалану жүктемесін есептеу және тәжірибе әдістерімен анықтау	65
2.5. Пайдалану жүктемелерін анықтаудың аналитикалық әдістері.....	67
2.6. Пайдалану жүктемелерін анықтаудың имитациялық әдісі.....	69
2.7. Металлургия машиналары элементтерінің көтеру қабілеті мен шекті жағдайы	76
2.8. Циклдік беріктік	79
2.9. Машина бөлшектерінің статикалық және циклдік беріктіктері.....	88
2.9.1. Статикалық және циклдік беріктік шарты бойынша элементтердің көтеру қабілетінің бөлінуі	95
2.10. Беріктікке есептеудің детерминикалық әдістері ...	98
2.10.1. Статикалық жүктелу кезіндегі беріктік есептеулері.....	99
2.11. Айнымалы кернеу кезіндегі беріктік қор коэффициенттері бойынша есептеу	104
2.12. Ұзақ тұрақтылық есептеулері	109
2.13. Беріктік есептеулерінің ықтималдық әдісі	115
3. Металлургия машиналарының динамикасы.....	123

3.1. Metallургия машиналарының пайдалану жағдайы мен жүктелу сипаты	123
3.2. Кинематикалық сұлба мен физикалық үлгілердің жіктелуін талдау.....	126
3.3. Динамикалық есептеудің жалпы жағдайы	128
3.4. Машинаның физикалық үлгілері параметрлері.....	131
3.5. Элементтердің қатандығын есептеу	135
3.6. Машиналар бөлшектерінің стандартталған элементтерінің қатандылығы мен икемділігі.....	138
3.6.1. Біліктер қатандығы	138
3.6.2. Жалғастардың қатандығы	144
4. Динамикалық процестерді зерттеудегі диссипация параметрлерін ескеру.....	157
4.1. Физикалық есептеу үлгілеріне келтірілуі. Сыртқы жүктемелерді келтіру	161
4.2. Массалар мен инерция кезеңдерінің келтірілуі	163
4.3. Механикалық жүйелер қозғалысының дифференциалды теңдеулерін құру әдістері мен серпімді байланыстардың динамикалық жүктемелерін есептеу	167
4.4. Машиналардағы технологиялық жүктемелер әсерінен пайда болатын динамикалық жүктемелер..	173
4.5. Бөлшектердің бір-бірімен жалғанған жерлердегі саңылаулардан болатын динамикалық жүктеме.....	183
4.6. Параметрлік тербелістер	185
4.7. Автотербелістер	191
4.8. Бір қозғалтқышты электржетектердің қорытындыланған серпімді электрмеханикалық сенімді жүйесі мен олардың математикалық үлгілері.....	194
4.8.1. Электржетектің тұрақты тоқты қозғалтқышының физикалық үлгісі	195
4.9. Динамикалық жүктемелердің шамасын төмендету жолдары.....	201
5. Metallургия машиналарының динамикалық параметрлерін зерттеу әдістері мен негізгі құралдары.....	207
	269

5.1. Металлургия машиналары мен агрегаттарының динамикалық параметрлерін тіркеуге арналған құралдар	207
5.1.1. Жарық сәулелі осциллографтар.....	207
5.1.2. Электрграфиялық жарық сәулелі осциллографтар.....	212
5.2. Өздігімен жазатын аспаптар	214
5.3. Тензометриялық аппараттар мен тензорезисторлар.....	217
5.3.1. Тензорезисторлар (тензоберілгіштер)	217
5.3.2. Сымды тензоберілгіштердің құрылысы	218
5.3.3. Фольгадан жасалған тензоберілгіш құрылысы....	221
5.3.4. Жартылай өткізгішті тензоберілгіштер	223
5.4. Тензоберілгіштерді желімдеу	223
5.5. Сымды берілгіштерді жалғау әдістері.....	225
5.6. Күшейткішсіз өлшеу тізбегі	229
5.7. Күшейткіштерді қолдану арқылы жалғанған өлшеу тізбегі	231
5.8. Тензостанциялардың құрылысы мен түрлері	231
5.9. Тәжірибелік зерттеулерді жүргізуге арналған аппараттарды жұмысқа дайындау.....	235
5.9.1. Тензоберілгіштерді жұмысқа дайындау.....	235
5.9.2. Тензостанцияларды жұмысқа дайындау	237
5.9.3. Осциллографты жұмысқа дайындау	239
5.9.4. Тензометриялық түрлендіргіштер көмегімен аппараттарды жалғау әдістері	240
5.10. Тензоберілгіштердің баламалануы және оны орындауға қажетті құрылғылар	242
Терминдердің шартты белгіленуі мен қысқартылулары...	249
А ҚОСЫМШАСЫ. Кинематикалық сұлбалар.....	254
Ә ҚОСЫМШАСЫ. Гидравликалық және пневматикалық жүйедегі элементтердің кинематикалық сұлбадағы шартты белгіленуі	257
Б ҚОСЫМШАСЫ. Электр жүйесіндегі элементтердің кинематикалық сұлбадағы шартты белгіленуі	259
В ҚОСЫМШАСЫ. МЕСТ 2.770-68 талаптарына сай кинематикалық сұлбалардағы элементтердің шартты белгіленуі.....	261
Пайдаланған әдебиеттер	266

Оқулық басылым

**Әділбаев Мейрхан Қазығұлұлы
Бейсенов Бауыржан Саккоұлы**

**МЕТАЛЛУРГИЯ МАШИНАЛАРЫНЫҢ
ДИНАМИКАСЫ**

РБ бастығы
Редакторы
Компьютерде беттеген

*З.А. Ғубайдулина
Т.С. Жақсыбаева
Д.Ш. Тажиева*

Басуға қол қойылды 2011 ж.
Пішіні 60x84 1/16. №1 баспаханалық қағаз.
Шартты баспа табағы 15,7. Есептік баспа табағы 16,9.
Таралымы 500 дана. Тапсырыс №
Бағасы келісімді.

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық университеті
Ғылыми-техникалық баспа орталығы,
Алматы, Ладыгин к., 32

ISBN 978-601-228-279-5



9 786012 282795