ӘОҚ 658.216:621.867 **DOI 10.52167/1609-1817-2023-126-3-42-55**

О. Жасымбеков✉, М. Исаметова, Г. Әбілезова
Satbayev University, Алматы, Қазақстан
E-mail: olzhas_9114@mail.ru

ТАУ-КЕН КӘСІПОРЫНДАРЫ ҮШІН ЖЕТЕК БАРАБАНЫНЫҢ ТАСПАЛЫ КОНВЕЙЕРДІҢ ҚАПТАМАСЫНЫҢ РАЦИОНАЛДЫ ПАРАМЕТРЛЕРІН АНЫҚТАУ ӘДІСІН ӘЗІРЛЕУ

Андатпа. Барабан қималарындағы кернеулермен деформацияларды анықтаудың күрделілігіне байланысты аналитикалық әдіспен бұл маңызды мәселені арқылы элементтердің сандық әдісін қолдана отырып шешу ұсынылады**.** Компьютерлік модельдеудің алдын-ала кезеңі болып барабанның айналу бұрышына байланысты өзгеретін айнымалы қысымды, айнымалы Эйлер күш коэффициенттерін сипаттайтын детерминистік қатынастарды қамтитын есептелген механикалық тізбекті дайындаудан тұрды.

Есептеу схемасында сонымен қатар үйкеліс күшінің өзгермелі қысымын ескеру ұсынылады, бұл таспаның барабанға ауысу коэффициентіне байланысты. Компьютерлік есептеу эквивалентті кернеулерді анықтауға мүмкіндік берді, тангенс кернеулерінің компоненттері кернеу тензорының маркері арқылы анықталды. Барабанның қалыптау қабығының бойында тангенс кернеулерінің өзгеру графиктері салынды.

Компоненттегі тангенс кернеулерін компьютерлік есептеу қабыршақтану және жыртылу беріктігі сияқты көрсеткіштер бойынша қаптамның ұтымды параметрлерін таңдауға, сондай-ақ барабанның сенімділігі мен тарту күшін арттыру үшін, сондай-ақ жабдықтың энергия тиімділігі көрсеткіштерін арттыру үшін қажет төсемнің көлбеу бұрышын анықтауға мүмкіндік береді.

Түйінді сөздер. Таспалы конвейер, беріктік, энергия тиімділігі, барабан, соңғы элементтер әдісі, кернеулі деформацияланған күй, төсеу.

Кіріспе.

Тау-кен кәсіпорындарында таспалы конвейерлер кеңінен қолданылады, себебі шахталарда, кеніштерде және карьерлерде ағынды технологияны енгізу тау-кен өндірісінің техникалық деңгейі мен тиімділігін арттырады. Таспалы конвейерлердің заманауи дамуының тән тенденциясы олардың ұзындығы мен өнімділігін айтарлықтай арттыру болып табылады. Сонымен қатар, таспалы конвейерлердің сенімділігі мен беріктігіне, демек, ең жауапты және жүктелген компоненттерге қойылатын талаптар үнемі артып келеді [1,2,3].

Таспалы конвейердің негізгі элементтерінің бірі: таспалы созылатын және жүктемені көтеретін корпус; жетек, ауытқу, айналма және құйрық барабандары; роликті тіректердің бағыттаушы конструкциялары бар конвейерлік Болат; жоғарғы және төменгі роликтер; жетек блоктары; қосалқы және қорғаныс құрылғылары болып табылатын үздіксіз көлік машинасы.

Конвейерлік көліктің заманауй дамуы оның өнімділігі мен тасымалдау ұзақтығының артуымен сипатталады, бұл жетек және ауытқу барабандарына жүктемені, сондай-ақ конвейердегі барабандар санын артуына алып келеді. Бұл конвейерлердің жалпы сенімділігін төмендетеді және олардың жұмысының техникалық-экономикалық көрсеткіштерін нашарлатады. Істен шыққан барабандарды ауыстыру қажеттіліктерін қанағаттандыру үшін барабан өндірісін ұлғайту жолдарын табу керек, сонымен қатар

оларды тиімдірек пайдалану керек. Бұл тапсырманың күрделілігі конструкцияны одан әрі жетілдіру жолдарын, есептеу әдістерін және таспалы конвейер барабандарының сенімділігі мен беріктігін арттыруды шешімін талап етеді. Осыған байланысты металл сыйымдылығын төмендету және жабдықтың беріктігі мен сенімділігін және энергия тиімділігін арттыру мақсатында таспалы конвейер барабандарының кернеулі-деформацияланған күйін есептеу үшін компьютерлік модель құрудың ғылыми міндеті өзекті болып табылады.

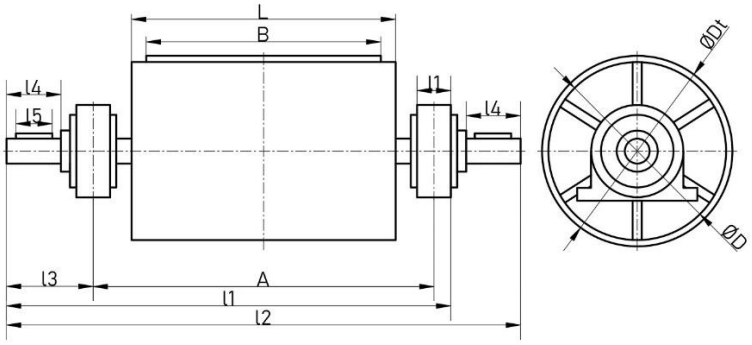
Таспалы конвейердің жетек барабаны элементтерінің кернеулі деформацияланған күрделі күйі болысып келесілер анықталады: қалыпты жүктеме айтарлықтай тангенциалды жүктемемен біріктіріледі және олар циклдік бола отырып, таспа конвейер барабанының өзгермелі көлбеу бұрышына ие [4].

Барабанды жасау кезінде оның қабықшасының қалыңдығы тым жоғары деп ескерсек, бұл көбінесе төзімділікті арттырмайды, бірақ барабанның және оның тірек құрылымының металл шығынын арттырады, осылайша жабдықтың энергетикалық өнімділігін төмендетеді.

Жетек барабанды жобалауда кернеулі деформацияланған күйін анықтаумаңызды қадам болыптабылады. Қабық секцияларындағы дұрыс анықталған кернеулер мен деформациялар барабанның беріктігін арттыруға да, қаптама параметрлерін таңдауға да мүмкіндік береді, бұл барабанның сенімділігін арттыру үшін маңызды.

Зерттеу объектісі.

Зерттелетін барабан жоғары қуатты таспалы конвейердің жетек барабанының физикалық моделі болып табылады. Тау кен өндірісіне арналған таспалы конвейер барабанының конструкциясы 1 суретте көрсетілген.



1 сурет- Барабан элементтерінің өлшемдерінің шартты белгілері

Зерттелетін барабанның параметрлері:
D=500 мм - барабанныңдиаметрі
B=1000 mm - таспаныңені
P=575кН – аудан күші
S=137 кН - барабандағы жүктеме
$\mu = 0{,}34$ - үйкеліс коэффициенті
Барабан материалы 10G2S1

[5,6,7] әдебиеттерде конвейер барабандарының құрылымдық элементтерін беріктікке есептеу әдістерін ұсынады. Таспалы конвейердің жетек барабанының корпусын есептеу арқалық теориясына негізделген. Ол келесі жүктемелер үшін жабық цилиндрлік қабықтың иілуін қарастырады: осьтік, радиалды және тангенс (қабықтың ұзындығы бойынша және оның енінің кішкене бөлігінде біркелкі бөлінген).

[8] әдебиетте дискідегі қозғалыстар мен күш коэффициенттерін анықтауға арналған теңдеулер жүйесін ұсынады. Жетек барабанының білігінің 180^0 таспаның айналу бұрышында иілуіне сәйкесінше дискілердің орындық жазықтықтарында әрекет ететін P және P' күштері себеп болады деп саналады. Барабанға әсер ететін күштердің осындай жеңілдетілген жүйесімен келісу мүмкін емес-бұл механикада қабылданған қатты денеге әсер ететін күштер мен сәттерді келтіру әдістеріне қайшы келетінін айта кету керек.

[9]-да біз қабықша ені bk және қалыңдығы hk сақиналы жақтаумен күшейтілген жағдайда таспалы конвейер барабандарын есептеу мәселелерін де қарастырамыз. Зерттеулер арматуралық сақинаның қабықтағы ішкі күштер мен кернеулерді азайтатынын көрсетті.

Сондай-ақ қазіргі заманғы компьютерлік жобалау жүйелерін пайдалана отырып, барабанның деформациялық кернеулі күйі туралы біршама зерттеулер бар. [10] барабан бетіне қолданылатын күштер модельденіп, барабан қабығының кернеулі деформацияланған күйі анықталды. Осы модельді қолдана отырып, соңғы элементтің мөлшері мен формасының әсері барабанның кернеулі деформацияланған күйі зерттелді. Автор барабан осі бойымен жүктеменің таралуы максималды кернеуге мөлшері мен орналасуы бойынша әсер ететінін атап өтеді.

Кернеу деформацияланған күйін есептеу кезінде жоғарыда талданған жұмыстарда кернеу тензорының компоненттері, атап айтқанда, шешуші болып табылатын тангенс компоненттері қаптама бетінің пластикалық деформациясы және қызмет ету мерзімін ұзарту үшін ұтымды төсеу параметрлерін таңдау мәселелерінде ескерілмейтінін атап өткен жөн [11].

Нәтижесінде, жүргізілген зерттеудің басты мқсатының бірі барабанның беріктігін есептеу әдісін таңдау және төсеу параметрлерін таңдау бойынша қосымша ұсыныстар алу үшін барабанның кернеулі-деформацияланған күйін бағалаудың компьютерлік әдістемесін әзірлеу болып табылады.

Осы мақсатқа жету үшін келесі міндеттер қойылды:

– барабан қабығының кернеулі-деформацияланған күйін компьютерлік модельдеу тәсілін әзірлеу;

– бұл тәсілді кернеу тензорының құрамдас бөліктерінің таспалы конвейер барабанының қаптамасын таңдауға әсерін зерттеуге қолдану.

Материалдар мен тәсілдер.

Таспалы конвейердің жетек барабанының қабығына таспаның қысымын қалыптастырудың математикалық моделі.

Жетек барабанының кернеулі деформацияланған күйі негізінен оның конструкциясымен, кіріс Sinc және каскадты Scas таспасының буындарындағы кернеумен және шеңбер доғасындағы кернеудің өзгеру сипатымен анықталады. Барабан бетінің таспа шеңберінің бұрышы мен жетек барабанының кіріс және Каскад тармақтарындағы кернеу арасындағы байланысты орнатқанда, әдетте Л. Эйлер алған белгілі қатынас қолданылады:

$$\frac{S_{inc}}{S_{cas}} = e^{\mu\alpha}, \quad (1)$$

мұнда α – жетек барабанының таспасының бұрышы, μ – таспа мен барабан арасындағы байланыс коэффициенті.

Власов теориясына сәйкес қабықтың кернеулі деформацияланған күйін есептеу үшін 2 суретте көрсетілген модель есептеу әдісі ретінде қолданылады. [12, 17]. Есептеулер келесі болжамдармен орындалады: барабан білікке мықтап бекітілген, тірек дискілер арасындағы қашықтық таспаның еніне тең, таспаның ені бойынша таспаның керілуі,

таспаны барабанмен ұстап алу шеңбер доғасы бойымен жүреді, күш Эйлер формуласына сәйкес беріледі. Барабан корпусының деформациясы мәселесін шешкен кезде дискілер мен біліктер бірге қарастырылады.

Жетек барабанының корпусына таратылған радиалды және тангенциалды жүктемелер барабан таспасының шеңбер доғасының ортасына қатысты фурьенің тригонометриялық қатарына орналастырылады және жолдар түрінде ұсынылады:

$$z(\alpha,\beta) = -\left[\frac{S_{cas}e^{\mu\beta_0}\,sh\beta}{\pi\mu LR} + \int_{n=0}^{\infty} z_n^{'}\cos n\beta + z^{''}\sin n\beta\right], \quad (2)$$

$$y(\alpha\beta) = -\mu z(\alpha,\beta) \quad (3)$$

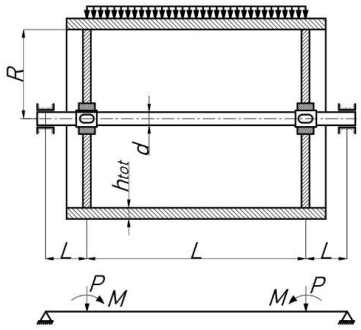
мұнда

$$z_n^{'} = \frac{2S_{cas}e^{\mu\beta_0}}{\pi(n^2+\mu^2)LR}(\mu sh\mu\beta_0\cos n\beta_0 + nch\mu\beta_0\sin n\beta_0), \quad (4)$$

$$z_n^{''} = \frac{2S_{cas}e^{\mu\beta_0}}{\pi(n^2+\mu^2)LR}(\mu sh\mu\beta_0\sin n\beta_0 + nsh\mu\beta_0\cos n\beta_0), \quad (5)$$

мұнда α, β – өлшемсіз координаттар.

Мұнда келесі белгілер енгізілген: R – шеңбер радиусы, цилиндрлік қабықтың ортаңғы беті; X, Y, Z – беткі Күштердің оң бағыттары; u, y, ω – қалыптастырушы барабан бойымен ығысудыңсудың оң бағыттары, оның шеңберінің доғасында және бойымен радиусы.



2 сурет-Есептелген барабан моделі [18]

Серпімділік теориясының дифференциалдық теңдеулер жүйесін шешу үшін дифференциалдық теңдеуді қанағаттандыратын жалпыланған F (α, β) кернеу функциясы енгізіледі:

$$\nabla^2\nabla^2\nabla^2\nabla^2\phi - \frac{1-\nu^2}{c^2}\frac{\partial^4\phi}{\partial\alpha^4} = \frac{R}{D_{tot}}z(\alpha,\beta) - \frac{R^4}{D_{tot}}y(\alpha,\beta), \quad (6)$$

арқылы

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial\alpha^2} + \frac{\partial^2}{\partial\beta^2};\ D_{tot} = \frac{Eh_{tot}^3}{12(1-\nu^2)};\ c = \frac{h_{tot}^2}{12R^2}, \quad (7)$$

мұнда υ – Пуассон коэффициенті.

Теңдеудің жалпы шешімі келесіде анықталады:

$$\phi = \phi_0 + \phi_z + \phi_y, \quad (8)$$

мұнда ϕ_0 – біртекті теңдеудің жалпы шешімі; ϕ_z, ϕ_y–ішінара шешімдер.

Қабықтағы қозғалыстар мен күш коэффициенттері тәуелділіктермен анықталады:

$$u = \left(\frac{\partial^3}{\partial\alpha\,\partial\beta^2} - \upsilon\frac{\partial^3}{\partial\alpha^3}\right)(\phi_0 + \phi_z) - \frac{\partial^2\phi_y}{\partial\alpha\,\partial\beta} - \frac{1+\upsilon}{1-\upsilon}c^2\frac{\partial^2}{\partial\alpha\,\partial\beta}\nabla^2\nabla^2\phi_y, \quad (9)$$

$$\upsilon = -\left(\frac{\partial^3}{\partial\beta^2} + (2+\upsilon)\frac{\partial^3}{\partial\alpha^3\,\partial\beta}\right) + 2(1+\upsilon)\frac{\partial^2\phi_y}{\partial\alpha^2} + \frac{\partial^2\phi_y}{\partial\beta^2} + c^2\left(\frac{\partial^2}{\partial\beta^2} + \frac{2}{1-\upsilon}\frac{\partial^2}{\partial\alpha^2}\right)\nabla^2\nabla^2\phi_y,$$

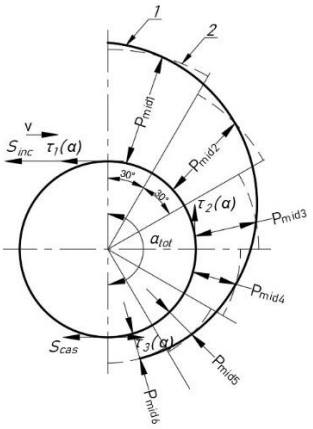
$$\omega = \nabla^2\nabla^2(\phi_0 + \phi_z) - (2+\upsilon)\frac{\partial^3\phi_y}{\partial\alpha^2\,\partial\beta} - \frac{\partial^3\phi_y}{\partial\beta^3}. \quad [13] \quad (10)$$

Мұндай міндеттер эксперименттік іске асыру үшін айтарлықтай күрделі және уақыт шығындарын талап етеді. Алайда бұл қиындықтарды компьютерлік математикалық модельдеу арқылы айналып өтуге болады.

Сандық модельдеудің ерекшеліктері. Сандық талдау.

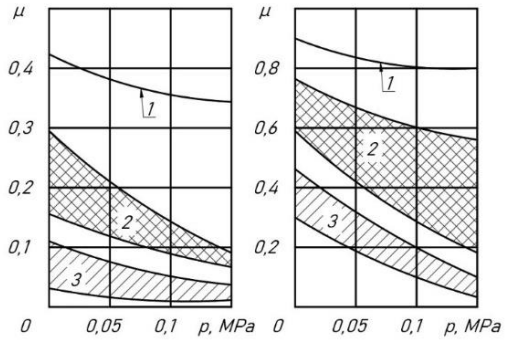
Компьютерлік модельдеудің алдын-ала кезеңі есептелген механикалық схеманы құру болып табылады. Таспа мен барабанды құрастыруды модельдеу арқылы біз 3 суретке сәйкес келетін механикалық конструкция сызбасын жасадық.

Диаграмма барабанға таспа әсер еткенде екі күш факторының пайда болуын көрсетеді-бұл айнымалы қысым күші және үйкеліс күші.



3 сурет- Жетек барабанындағы қысымның өзгеру сипаты

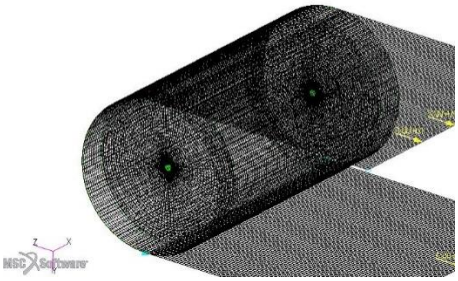
Айнымалы қысым мен үйкеліс күшінің өзгермелі жағдайы модельденген. К. Гриммер, Д. Торман теорияларына сәйкес, айнымалы үйкеліс күші айнымалы ілінісу коэффициентінің μ қысымның p пайда болу жағдайынан туындайды. 4 суретте графиктер көрсетілген [13].



4 сурет - Айнымалы қысым және айнымалы үйкеліс графиктері

Графиктерден көріп отырғанымыздай, μ ілінісу коэффициенті барабандағы таспаның қысымына тәуелді, демек, шеңбер доғасындағы таспаның айнымалы кернеуіне айтарлықтай тәуелді. Барабан элементтерінің кернеу күйін анықтау үшін таспаның барабан бетіне ауыспалы керу коэффициентімен барабан бетіндегі кернеудің өзгеру сипатын анықтау қажет [14,20].

Таспа мен барабанның өзара әрекеттесу проблемасы құрастыру ретінде модельденіп, кейбір техникалық күрделілікке әкелді, бірақ бұл тұжырым нақты физикалық модельді барынша көрсетеді. [15,19]. 5 суретте соңғы элементтердің торы көрсетілген (1-позиция). Таспаның ені B=1000 мм және диаметрі D=500 мм барабан қабығының соңғы элементтерінің саны шамамен 4000 болды. Соңғы элемент түрі - тор көрінісі Quad 4 Isomesh.



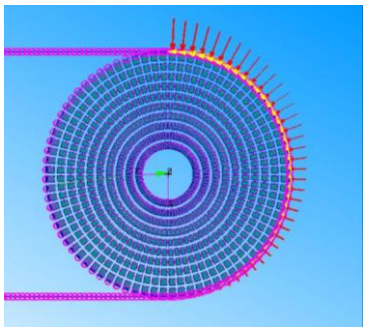
5 сурет- Сандық жетек барабаны моделінің соңғы элементтерінің торы

Күштің шекаралық шарттары Fields функцияның көмегімен айнымалылар ретінде орнатылды, оған PLC бағдарламалау тілі кіреді. 1 кестеде ілінісу коэффициентінің айнымалысына байланысты таспаның айнымалы қалыпты қысымы мен үйкеліс күшінің тәуелділік заңдылықтары келтірілген.

1 кесте - Барабанының кернеулі деформацияланған күйінің компьютерлік моделінің шекаралық шарттарына арналған деректер

Қуат коэффициенті	Функция
P	$p(\alpha) = \left[\left(p_{cas}^{1,1} + \frac{\mu_1}{\mu_0}\right) e^{1,1\mu_0\alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_0}\right]^{\frac{1}{1,1}}$, МПа P – кіріс тармағындағы күштің қысым күші μ_1– реттелетін ілінісу коэффициенті μ_0–тұрақты байланыс коэффициенті $-\pi \leq \alpha \leq \pi$
T	$\tau(\alpha) = \left[\left(p_{cas}^{m} + \frac{\mu_1}{\mu_0}\right) e^{m\mu_0\alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_0}\right]^{\frac{1}{m}} \times$ $\times \left[\mu_0 + \mu_1 \left(\left(p_{cas}^{m} + \frac{\mu_1}{\mu_0}\right) e^{m\mu_0\alpha} - \frac{\mu_1}{\mu_0}\right)^{-1}\right].$ P – кіріс тармағындағы күштің қысым күші μ_1– реттелетін ілінісу коэффициенті μ_0–тұрақты байланыс коэффициенті $-\pi \leq \alpha \leq \pi$ $p \leq$ 0,6 МПа, $m \cong$ 1,25

6 суретте барабандағы таспаның өзара әрекеттесуінің есептелген схемасының компьютерлік моделі көрсетілген.



6 сурет -Таспаның барабанмен өзара әрекеттесуінің есептелген схемасының компьютерлік моделі

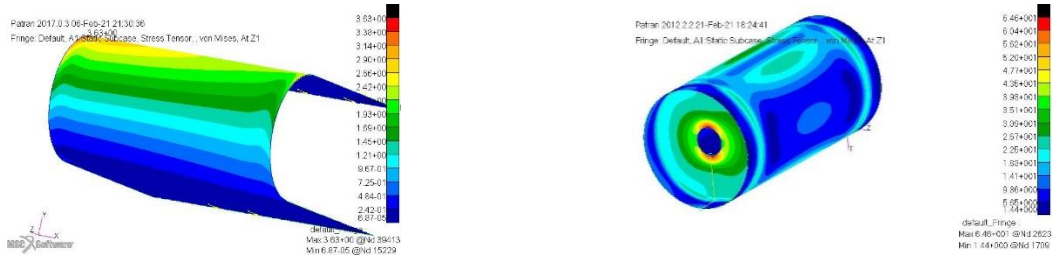
Тапсырма статикалық қойылымда шешілді, бұл таспа Гук заңына бағынатын серпімді, сызықты деформацияланатын дене деген болжам жасады.

Нәтижелер.

Компьютерлік модельдеу нәтижелерін талдау.

Компьютерлік есептеулердің нәтижелері барабан қабығының кернеулі-деформацияланған күйінің әртүрлі дәлдік деңгейлері бар конструкциялардың беріктігін тексеру есептеулеріне, сондай-ақ конвейерлердің сенімділігі мен тартымдылығын арттыру мақсатында ұтымды төсеу құралдарын пайдалану жөніндегі ұсынымдарға жаңа сандық әсерлерін анықтайды.

Қысым, МПа Қысым, МПа



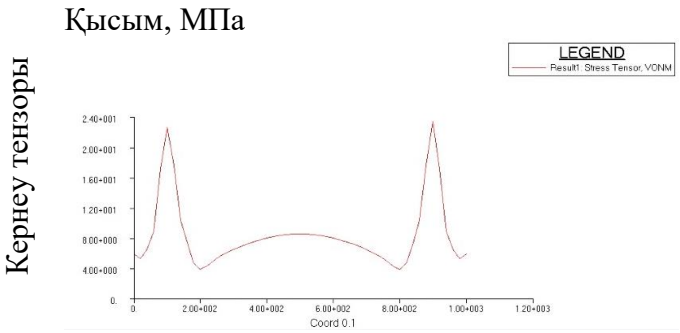
7 сурет - Таспа мен барабандағы кернеу диаграммасы

7 суретте таспада да, барабанда да Мизес кернеуінің таралу диаграммалары көрсетілген. Түсті изолясызықтар барабанның білікке отырғызу аймағында максималды кернеулердің пайда болуын көрсетеді, мұнда максималды кернеулер σ_{max}=65 МПа жетеді. 10Г2С1 к=4,2 болат маркасы үшін Кернеудің осы деңгейінде қауіпсіздік коэффициенті беріктікке жеткілікті. Шамадан тыс беріктік коэффициенті құрылымның металл сыйымдылығының артуына әкеледі, жабдықтың энергия тиімділігін төмендетеді. Қабықтың қимасын оңтайландыру және беріктікке дұрыс есептеу кезінде (техникалық тексеруге дейін қызмет ету мерзімі 1000 сағатты құрауы керек) барабанның жұмысына энергия үнемдеуге қол жеткізуге болады.

Барабанның беріктігін алғашқы бағалау кезінде қажуды одан әрі есептеу туралы айтуға болады, оны ұзақ мерзімді қажу әдісімен жүргізу керек. Біліктің кернеулі-деформацияланған күйін есептеудің жоғарыда келтірілген нәтижелеріне сүйене отырып,

көп циклді қажуды есептеудің s-N әдісін негізді түрде таңдауға болады, өйткені көп циклді шаршау кірістілік шегінен едәуір төмен кернеулерде пайда болады (σ_max< 0,6 σ_0,2), σ_max< 0,6 σ_0.2 шарты орындалады [16].

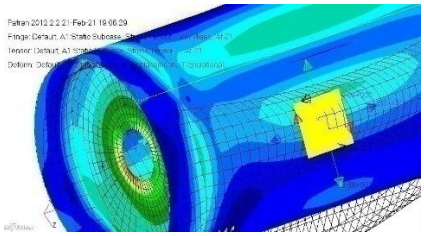
Таспаның ені бойынша кернеу деңгейін талдау кезінде алынған шешімдердің жалпы массивінен барабанның ең кернеулі аймағында бүкіл бетіндегі түйіндер тобы таңдалды. Кернеудің өзгеруінің нәтижесі 8 суретте көрсетілген.



8 сурет - Генератор цилиндрінің бойындағы кернеулердің өзгеру графигі

Генератор цилиндрінің бойындағы σ=24 МПа кернеу шыңдары дискілердің қабық бетімен түйіскен жерінде шоғырланған ықтимал жарылу пайда болуының маңызды нүктелерін көрсетеді, бұл дәнекерлеуді беріктік пен қажуды одан әрі есептеу үшін ұсыныстар ретінде қызмет етеді.

Эквивалентті кернеулер деңгейіне жанама кернеулердің үлесін анықтау үшін қабықтың бетінде жатқан элементтің кернеу тензоры маркерінің нұсқасы қолданылды.



9 сурет - Кернеу тензорының белгісі

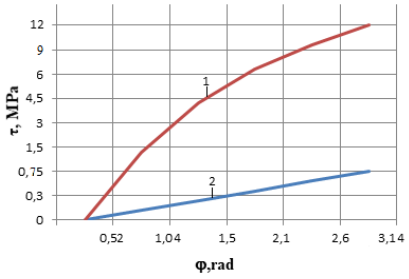
Жанама кернеулерінің белгілі бір мәндері барабанның қаптамасының материалын таңдаудың маңызды мәселесін дұрыс шешуге мүмкіндік береді.

Қаптаманың ығысу қаттылығының минималды мәні бірнеше рет жүктелген кезде қаптама материалының қажу тозуымен шектелетіні белгілі. Сондықтан, олар өзара әрекеттескен кезде белдік қамптамасы мен барабан қаптамасының үйкеліс тозуының қолайлы көрсеткіштерімен жетектің жоғары тарту қасиеттеріне қол жеткізетін қаптама параметрлерін таңдау ұсынылады.

Талқылау.

Конвейер таспасының қаптамамен өзара әрекеттесуінің теориялық талдауы оның көлемдік деформацияларын ескере отырып, барабанның еніне айтарлықтай тартқыш ығысу кернеулерінің (және көлденең деформациялардың) берілуі белгілі бір мәндерге жететінін көрсетті, оларды қаптау параметрлерін таңдау және дәлірек мәндерді анықтау кезінде ескеру қажет. Кернеу тензорының tx, ty құрамдас бөліктерін компьютерлік есептеу нәтижелері бойынша (9-сурет) барабанның бетінде қадаммен барабанның айналу

бұрышынан максималды ығысу кернеулері негізінде диаграмма тұрғызылды. Екі таспа опциясы үшін α=30°: серпімділік модулі E=40 МПа матадан жасалған таспа және E=5,8·103 МПа сипаттамасы бар резеңке таспалар.



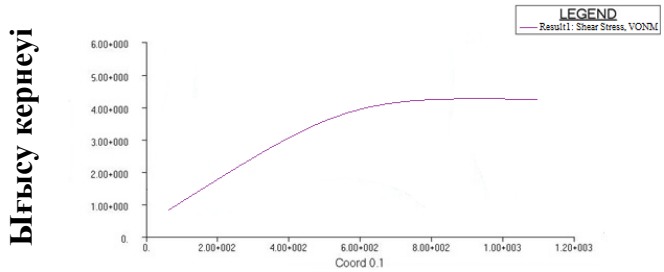
Ығысу кернеуі, МПа

1 – мата таспасымен τ =12 МПа, 2 – резеңке таспаның көмегімен τ =1 МПа.

10 сурет - Тангенс кернеулерінің айналу бұрышына тәуелділік графигі

11 ші суреттегі графикке көз салсақ, онда біз таспаның серпімділік коэффициенті тангенс кернеулерінің деңгейіне әсер ететінін көруге болады, аз серпімді таспа кернеулердің жоғары деңгейін береді, мата таспасы τ =12 МПа, резеңке таспасы τ =1 МПа.

Тангенс кернеулерінің ty деңгейінің таспаның еніне тәуелділігі талданды (11 сурет).



Серпімділік коэффициенті, МПа

11 сурет -Таспаның ені бойынша τ_y кернеу тензорының құрамдас бөлігінің өзгеру графигі

Қаптаманың ұтымды параметрлерін одан әрі таңдау үшін қабықтың кернеулі-деформацияланған күйін компьютерлік модельдеу нәтижелері бойынша анықталған t_x, t_y кернеулерінің тангенциалды компонентінің параметрлері қолданылады.

Компьютерлік есептеу мәндерін қолдана отырып, қаптаманың маңызды параметрлерін анықтауға болады:

1) Резеңке таспаның созылу беріктігі

$$б_{br} = \tau_{max} k_3 \mu \frac{T_{inc} \cdot h_ф}{B(R_0+h_l) l_д^3} \leq [б]_{br}. \quad (11)$$

2) Қабыршақтанудың ерекше күші.

$$б_{exf} = k_3 \tau_{max} \leq [б]_{exf} \text{МПа}, \quad (12)$$

мұнда $[б]_{exf}$– - жетек барабанының төсемдеріне арналған резеңке қоспалардың рұқсат етілген қабыршақтану күші.

3) Гофрленген қаптаманың ұтымды бұрышы.

Гофрленген қаптаманың қалыпты жұмысы үшін құбырдың бойлық осіне α ойықтарының көлбеу бұрышы белгілі бір шектен аспауы керек.

V_{sl}^{T}серпімді таспа сырғу жылдамдығы 2 компоненттен тұрады, олар V_x және V_y, τ_xжәнеτ_y олар тангенциалды кернеулердің мәніне байланысты.

$$\frac{\tau_y}{\tau_x} = \frac{V_y}{V_x}. \quad (13)$$

Бұдан әрі ойықтардың орналасу бұрышы келесідей анықталады

$$\tan æ = \frac{\tau_y}{\tau_x}. \quad (14)$$

Зерттелетін барабан үшін ойықтың бұрышы æ=61°.

Қорытындылар

1. Жетекші барабанының қабығының кернеулі-деформацияланған күйін есептеудің жаңа тәсілі ұсынылды.

2. Мизес бойынша кернеу деңгейлері анықталды, олар σ_{max} барабан үшін 65 МПа және таспа үшін 36 МПа деңгейіне жетті.

3. Компьютерлік модельдеу диск пен қабықтың дәнекерлеуіндегі жарылулардың пайда болуының ең қауіпті жерлерін көрсетті, дәл осы ең көп жүктелген орын үшін зақымдануды жинақтау әдісімен ресурстық есептеулер жүргізіледі. Бұл аймақтағы эквивалентті механикалық кернеулер 16 элементар бөлімнен тұратын күрделі цикл кезінде 65 МПа-дан 27,258 МПа-ға дейін өзгереді.

4. Кернеу тензорының τ_y, τ_x компоненттері анықталды, олар рационалды қаптау параметрлерін таңдауға әсер етеді.

5. Тангенс кернеулерінің деңгейінің таспа материалының қасиеттеріне тәуелділігін көрсететін τ_y, τ_x графиктері салынды және ойықтың көлбеу бұрышы есептелді, æ=61°.

Қаржыландыру. Бұл зерттеулер тақырыбы BR18574141 «Қазақстан өнеркәсібі үшін энергетика мен машина жасауда энергия тиімділігі мен ресурс үнемдеуді арттыру жөніндегі кешенді көп мақсатты бағдарлама» Қазақстан Республикасы Ғылым және жоғары білім министрлігі қаржыландыру гранты есебінен жүргізілді.

ӘДЕБИЕТТЕР

[1] Глухов В.С., Терещенко З.А., Дикой А.А. «Расчет привода ленточного конвейера» Методическая пособие. Армавир, 2009 г.

[2] Клыков, Н. А. Расчет характеристик сопротивления усталости сварных соединений//Н. А. Клыков. – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.

[3] Исследование напряженного состояния барабанов ленточных конвейеров и разработка метода их расчета: автореф. дис. … канд. техн. наук//Г. Л. Калихман. – Киев, 1970. – 22 с.

[4] Solovykh D. Ya. Modelirovaniena EVM napryazhennogo sostoyaniya privodnogo barabana lentochnogo konveyera dlya otsenki dolgovechnosti svarnykh shvov (Computer-aided modeling of stress state of belt driving drum to estimate endurance of joint welds), Moscow, Gornayakniga, 2014.

[5] Дьяченко, В.П. Исследование и повышение надежности роликоопор ленточных конвейеров при транспортировании крупнокусковых грузов на горных предприятиях / В.П. Дьяченко – М., 1981. – 159 с. Режим доступа:

http://www.dissercat.com/content/nadezhnost-uzlov-zagruzki-lentochnykh-konveierov-dlya-ugolnykh-shakht#ixzz5ercbiCuK.

[6] Характер нагружения обечайки приводного барабана ленточного конвейера при переменном коэффициенте сцепления ленты с его поверхностью//В. Г. Дмитриев, В.В. Асаенко // Горный информационно-аналитический бюллетень (ГИАБ). – 2011. – № 2. – С. 375-378.

[7] Исследование напряженного состояния и оптимизация конструктивных параметров барабанов ленточных конвейеров горных предприятий: автореф. дис. … канд. техн. Наук//М. Л. Гулак. – Москва, 1998. – 24 с.

[8] Калихман, Г. Л. О влиянии подкрепляющего кольца на напряженное состояние барабанов ленточного конвейера//Г. Л. Калихман, Э. О. Уманский//Проблемы прочности. – Киев: Наук. думка, 1969. – № 4. – С. 35-41.

[9] Fedorko Gabriel1, Beluško Matúš1, Hegedűš Matúš, Fea Utilization For Study Of The Conveyor Belts Properties In The Context Of Internal Logistics Systems Nov 4th – 6th 2015, Czech Republic, EU FEA

[10] Michalik P., Zajac J.: Using of computer integrated system for static tests of pipe conveyer belts. In: 13th International Carpathian Control Conference (ICCC), 2012 [online]. High Tatras: IEEE, 2012, s. 480–485. Dostupné z: doi:10.1109/CarpathianCC.2012.6228691

[11] Г.Г. Кожушко, О.А. Лукашук. Расчет и проектирования ленточных конвейеров. Учебно-методическое пособие. - Екатеринбург. Издательство Уральского университета. 2016 г.

[12] Шахмейстер Л.Г., Солод Г.И. Подземные конвейерные установки. - М.: Недра, 1976.

[13] Богданов А.А. Надежность узлов загрузки ленточных конвейеров для угольных шахт. Автореферат дисс. канд. техн. наук.- М.: МГГУ, 2002.- 22с.

[14] Хазанович Г.Ш., Каргин Р.В., Носенко А.С. Теоретическое исследование формирования нагрузок в клиновом тяговом органе проходческого 129 перегружателя// Научно-технические и социально-экономические проблемы Российского Донбасса: Материалы 4-й региональной конференции. - Р.-на-Дону: СК НВШ, 2000, с. 109-114.

[15] Lodewijks, G., & Nuttall, A. J. G. (2007). Dynamics of decentralized driven belt conveyors. Paper presented at the 9th International Conference on Bulk Materials Storage, Handling and Transportation, ICBMH 2007

[16] Соловых, Д. Я. Математическая модель формирования давлений на приводном барабане ленточного конвейера с учетом изменяющегося коэффициента сцепления//Д. Я. Соловых // Горный информационно-аналитический бюллетень (ГИАБ), спецвыпуск. – 2014. – № 12. – 10 с.

[17] Affolter C., Piskoty G., Koller R., Zgraggen M., Rütti T. F. Fatigue in the shell of a conveyor drum, Engineering Failure Analysis, 14, 1038-1052, 2007.

[18] Гулак, М. Л. Исследование напряженного состояния и оптимизация конструктивных параметров барабанов ленточных конвейеров горных предприятий: автореф. дис. … канд. техн. Наук// М. Л. Гулак. – Москва, 1998. – 24 с.

[19] Соловых Д.Я Разработка метода расчета усталостной долговечности приводных барабанов ленточных конвейеров для горной промышленности диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

[20] Жилкин В.А. Азбука инженерных расчетов в MSCPATRAN-NASTRAN. - Санкт-Петербург «Проспект науки», 2013. - 571 стр

[21] Dynamic modeling of ball mill drive with regard to damping properties of its elements. Povetkin, V.V., Isametova, M.E., Isayeva, I.N., Bukayeva, A.Z. ining Informational and Analytical Bulletin, 2018, 2018(5), стр. 184–192.

REFERENCES*

[1] Glukhov V.S., Tereshchenko Z.A., Dikoi A.A. "Calculation of the belt conveyor drive" Methodical manual. Armavir, 2009

[2] Klykov, N. A. Calculation of fatigue resistance characteristics of welded joints//N. A. Klykov. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 160 p.

[3] Investigation of the stress state of the drums of belt conveyors and the development of a method for their calculation: abstract. dis. ... Candidate of Technical Sciences//G. L. Kalikhman. – Kiev, 1970. – 22 p.

[4] Solovykh D. Ya. Modeling of the stress state of the drive drum of the conveyor belt to assess the durability of welds (Computer simulation of the stress state of the drive drum of the conveyor belt to assess the durability of welds), Moscow, Gornayakniga, 2014.

[5] Dyachenko, V.P. Research and improvement of reliability of roller supports of belt conveyors during transportation of large–bulk cargoes at mining enterprises / V.P. Dyachenko - M., 1981. – 159 p. Operating mode: http://www.dissercat.com/content/nadezhnost-uzlov-zagruzki-lentochnykh-konveierov-dlya-ugolnykh-shakht#ixzz5ercbiCuK.

[6] The nature of the loading of the shell of the drive drum of the conveyor belt with a variable coefficient of adhesion of the belt to its surface //V. G. Dmitriev, V.V. Asaenko // Mining information and Analytical Bulletin (GIAB). - 2011. – No. 2. – pp. 375-378.

[7] Investigation of the stress state and optimization of design parameters of drums of conveyor belts of mining enterprises: abstract. dis. ... candidate of Technical Sciences. Sciences//M. L. Gulak. – Moscow, 1998. – 24 p.

[8] Kalikhman, G. L. On the effect of the reinforcing ring on the stressed state of the drums of the conveyor belt//G. L. Kalikhman, E. O. Umansky//Strength problems. – Kiev: Nauk. dumka, 1969. – No. 4. – pp. 35-41.

[9] Fedorko Gabriel1, Belushko Matush1, Hegedush Matush, The Use Of Foreign Economic Activity To Study The Properties Of Conveyor Belts In The Context Of Internal Logistics Systems November 4-6, 2015, Czech Republic, EU Foreign Economic Activity

[10] Mikhalik P., Zayats J.: Using a computer integrated system for static testing of conveyor belts. In: 13th International Carpathian Control Conference (ICCC), 2012 [online]. The High Tatras: IEEE, 2012, pp. 480-485. Available z: doi:10.1109/CarpathianCC.2012.6228691

[11] G.G. Kozhushko, O.A. Lukashuk. Calculation and design of belt conveyors. Educational and methodical manual. - Yekaterinburg. Ural University Publishing House. 2016

[12] Shakhmeister L.G., Solod G.I. Underground conveyor installations. - M.: Nedra, 1976.

[13] Bogdanov A.A. The need to use loading belt conveyors for coal mines. Abstract of the diss. Candidate of Technical Sciences. - M.: MGSU, 2002.- 22s.

[14] Khazanovich G.Sh., Kargin R.V., Nosenko A. S. Theoretical study of the formation of loads in the wedge traction organ of a tunneling 129 loader// Scientific, technical and socio-economic problems of the Russian Donbass: Materials of the 4th Regional Conference. - R.-on-Don: SK NVSH, 2000, pp. 109-114.

[15] Lodeveiks, G., & Nuttall, A. J. G. (2007). Dynamics of belt conveyors with a decentralized drive. Report presented at the 9th International Conference on Storage, Processing and Transportation of Bulk Materials, ICBMH 2007

[16] Solovykh, D. Ya. Mathematical model of pressure formation on the drive drum of a belt conveyor taking into account the changing coefficient of adhesion//D. Ya. Solovykh // Mining Information and Analytical Bulletin (GIAB), special issue. – 2014. – № 12. – 10 S.

[17] Affolter S., Piscoti G., Koller R., Zgraggen M., Rutti T. F. Fatigue in the shell of the conveyor drum, Engineering Failure Analysis, 14, 1038-1052, 2007.

[18] Gulak, M. L. Investigation of the stress state and optimization of design parameters of drums of conveyor belts of mining enterprises: abstract. dis. ... candidate of Technical Sciences. Sciences// M. L. Gulak. – Moscow, 1998. – 24 p.

[19] Solovykh D.Ya. Development of a method for calculating the fatigue life of drive drums of conveyor belts for the mining industry dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences

[20] Zhilkin V.A. The ABC of engineering calculations in MSCPATRAN-NASTRAN. - St. Petersburg "Prospect of Science", 2013. - 571 pages

[21] Dynamic modeling of the ball mill drive taking into account the damping properties of its elements. Povetkin V.V., Isametova M.E., Isaeva I.N., Bukaeva A.Z. In the Information and Analytical Bulletin, 2018, 2018(5), pp. 184-192

Олжас Джасинбеков, докторант, Satbayev University, Алматы, Казахстан, olzhas_9114@mail.ru

Мадина Исаметова, к.т.н., доцент, Satbayev University, Алматы, Казахстан, isametova69@mail.ru

Газель Аблезова, докторант, Satbayev University, Алматы, Казахстан, abilezova_gazel@mail.ru

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ФУТЕРОВКИ ОБЕЧАЙКИ ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА ДЛЯ ГОРНОДОБЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Аннотация. В связи со сложностью определения напряжений и деформаций в сечениях барабана аналитическим методом предлагается решить эту важную задачу с использованием численного метода конечных элементов. Предварителеный этап компьютерного моделирования заключался в подготовке расчетной механической схемы, которая включает переменное давление, изменяющееся в зависимости от угла поворота барабана, детерминированные соотношения, описывающие переменные Эйлеровы коэффициенты силы.

В расчетной схеме так же предлагается учитывать давление от переменной силы трения, которая зависит от изменяющегося коэффициента сцепления ленты с барабаном. Компьютерный расчет позволил определить эквивалентные напряжения, компоненты касательных напряжений были определены с использованием маркера тензора напряжений. Построена графики изменения касательных напряжений вдоль формующей обечайки барабана.

Компьютерный расчет касательных напряжений в компоненте позволяет выбрать рациональные параметры футеровки по таким показателям, как прочность на отслаивание и разрыв, а также определить угол наклона футеровки, который требуется для повышения надежности и тягового усилия барабана, а также для повышения показателей энергоэффективности оборудования.

Ключевые слова. Конвейер, долговечность, энерго эффективность, барабан, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, футеровка.

Olzhas Jassinbekov, doctoral student, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, olzhas_9114@mail.ru

Madina Isametova, candidate of technical sciences, docent, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, isametova69@mail.ru

Gazel Abilezova, doctoral student, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, abilezova_gazel@mail.ru

DEVELOPMENT OF A METHOD FOR DETERMINING THE RATIONAL PARAMETERS OF THE LINING OF THE SHELL OF THE DRIVE DRUM OF THE CONVEYOR BELT FOR MINING ENTERPRISES

Abstract. Due to the complexity of determining deformations with stresses in drum sections, it is recommended to solve the ambiguous problem by analytical method using numerical method of finite elements. The preliminary stage of computer modeling consisted in the preparation of a calculated mechanical circuit, which contained deterministic relations characterizing variable pressure, variable Euler force coefficients, which vary depending on the angle of rotation of the drum.

In the calculation scheme, it is also recommended to take into account the variable pressure of the friction force, which depends on the coefficient of transition of the tape to the drum. Computer calculation allowed to determine the equivalent stresses; components of tangential stresses were determined using stress tensor markers. The graph of changes in tangential stresses along the forming membrane of the drum is constructed.

Computer calculation of tangential stresses in the component makes it possible to choose rational parameters of the lining according to such indicators as strength to peeling and tearing, as well as to determine the angle of inclination of the lining, which is required to increase the reliability and traction force of the drum, as well as to increase the indicators of energy efficiency of the equipment.

Keywords. Conveyor belt, durability, drive drum, stresses, deformation, finite element method, lining.

****