

The article is devoted to study of tumbling mill synchronous drive dynamics. The goals of the research are the follows: determination of synchronous drive elastic characteristic, foundation of their mathematical model and making up of dependences for the definition of electromagnetic rigidity. The equivalent scheme of synchronous drive as an oscillator is presented in the article. It is shown, that the electromagnetic rigidity of synchronous drive is the major parameter of the drive mechanical system. It is shown, that the electromagnetic characteristics of synchronous drives are essentially depended on transition processes in the drive electromagnetic system. The calculation technique of synchronous drive electromagnetic rigidity coefficient is presented. The coefficient of rigidity is determined by the investigation of electromagnetic moment oscillations under the action of drag torque which is varied stepwise. It is founded, that the elastic characteristic of synchronous drive can be approximated by linear dependence with constant value of rigidity coefficient. The numerical investigations of the dynamics of several synchronous drives are carried out.

The input data for calculations are obtained on the basis of corresponding drive logbooks. The calculations are carried out by integration of Park-Horev equations. The calculation results of characteristic oscillation frequency, electromagnetic rigidity coefficient and energy dissipation coefficient of corresponding drives are presented. The dependences are obtained which allow determining the electromagnetic rigidity of synchronous drive at nominal conditions of work taking into account the drive power and the rotor rotation frequency. It is shown, that to a first approximation the electromagnetic rigidity is in direct proportion to drive power and is inverse proportion to rotation frequency in third order. The calculated dependencies for determination of angle of rotor departure and characteristic oscillation frequency are obtained.

**Keywords:** *synchronous motor, oscillator, mathematical model, torsion rigidity*

*Рекомендовано до публікації докт. техн. наук  
В.П. Франчуком. Дата знаходження рукопису 08.09.11*

УДК 622.673.1

**К.С. Заболотний, д-р техн. наук, проф.,  
О.Л. Жупієв, Є.М. Сосніна**

Державний вищий навчальний заклад  
„Національний гірничий університет“, м. Дніпропетровськ,  
Україна, e-mail: mmf@ua.fm

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РОЗРІЗНИХ БАРАБАНИВ ШАХТНИХ ПІДНІМАЛЬНИХ МАШИН

**K.S. Zabolotnyi, Dr. Sci. (Tech.), Professor,  
O.L. Zhupiyev, Ye.M. Sosnina**

State Higher Educational Institution "National Mining University",  
Dnipropetrovsk, Ukraine, e-mail: mmf@ua.fm

### STUDY OF DEFLECTED MODE OF MINE WINDER SPLIT DRUMS

Вітчизняні шахтні піднімальні машини у порівнянні із зарубіжними аналогами мають більшу вагу за рахунок різноманітних підкріплень та менший термін служби. Тому дослідження напружено-деформованого стану (НДС) – це актуальна наукова задача. Шахтна піднімальна машина (ШПМ) з розрізним барабаном має дві частини барабана, на поверхню якого намотуються дві гілки канату. Щоб канат безперешкодно рухався по обolonці барабана, усі можливі підкріплення необхідно розміщувати всередині барабана. Тому необхідно дослідити вплив декількох видів підкріплень розрізного барабана шахтної піднімальної машини на його НДС. Причому, для дослідження важливу роль грає навантаження на барабан. Навантаження може бути вісесиметричним або несиметричним. До першого виду відноситься тиск на канавки обичайки від намотаного каната. Другий вид навантаження включає у себе: навантаження на гальмові поля від гальма при аварійному та робочому режимах, зосереджені сили від намотуваного та змотуваного канатів, власна вага барабана з намотаним канатом, відцентрова сила. Виявлено, що несиметричне навантаження незначно впливає на НДС барабана, а розрахунок при цьому сильно ускладнюється. Рекомендовано використовувати лише тиск від каната на обичайку з урахуванням коефіцієнта ослаблення натягу в намотаних витках каната. Потрібно визначити найбільш раціональну схему прикладення тиску від витків намотаного каната до обичайки барабана, адже можливо не враховувати коефіцієнт ослаблення натягу в намотаних витках каната. При комп'ютерному моделюванні барабана ШПМ необхідно звернути увагу ще й на те, що деякі зварні з'єднання виконані без обробки кромок, тобто з непроваром кореня шва, і дослідити його вплив на НДС барабана. Беручи до уваги вищезазначене, потрібно навести рекомендації щодо підвищення терміну служби барабана піднімальної машини.

**Ключові слова:** *шахтна піднімальна машина, розрізний барабан, зварний шов з непроваром кореня, концентратори напружень, стрингерне підкріплення*

Досліджувалася шахтна піднімальна машина (ШПМ) ЦР-6х3, 4/0, 6.

Вихідні дані: статичний натяг каната у вантажній гілці 363 кН; розрахунковий натяг у вантажній гілці каната з урахуванням динаміки руху при прискоренні 1 м/с – 400 кН; статичний натяг каната в порожняко-

вій гілці 270 кН; розрахунковий натяг у порожняковій гілці каната з урахуванням динаміки руху при прискоренні 1 м/с – 298 кН; максимально допустима різниця статичних натягів канатів 270 кН.

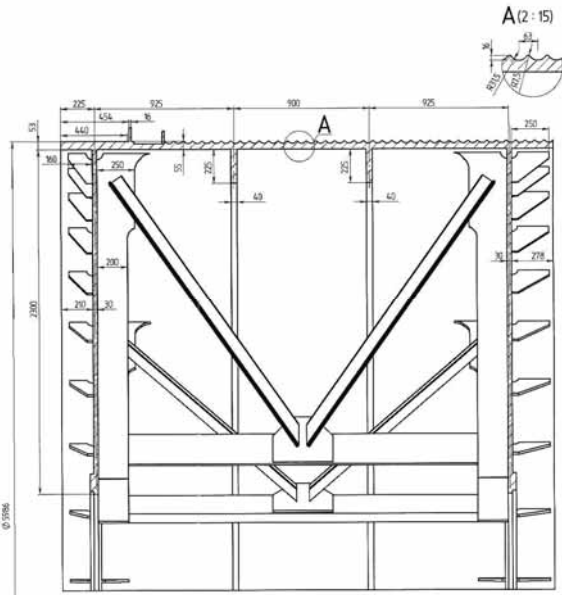


Рис. 1. Ескіз конструкції заклиненої частини барабана

Шахтні піднімальні машини типу Ц з одним циліндричним барабаном включають у себе головний вал, до якого за допомогою шпонок жорстко закріплені гальмівні шківни, які є одночасно і лобовинами барабана. Лобовини відлиті з чавуну і з'єднані зі сталеву обичайкою болтами. Недоліком цих машин є велика вага і металоемність литих лобовин барабана.

Розрізний циліндричний барабан ШПМ типу ЦР складається з двох частин, заклиненої (рис. 1), жорстко пов'язаної з корінним валом, і переставної, пов'язаної з механізмом перестановки.

Обичайка виконана у вигляді вальцьованого з товстостісового металу циліндра, на зовнішній поверхні якого нарізана гвинтова канавка для укладання піднімального каната. Для розвантаження зварних швів між обичайкою і лобовинами використовуються косинки (40 шт.), що приварюються до лобовин зварним автоматичним швом без обробки кромки (рис. 2).

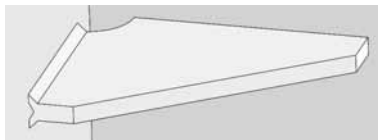


Рис. 2. Зварний автоматичний шов без обробки кромки

Для збільшення жорсткості між отворами лобовин до них приварюються ребра (по 8 шт. на лобовину) з криволінійним переходом. Обичайка підкріплена шпангоутами (кілецевими ребрами). Лобовини частин барабана з'єднуються з корінним валом двома зовнішніми і однією внутрішньою маточинами. Внутрішня маточина і пов'язані з нею лобовини заклине-

ної і переставної частини розміщені на корінному валу симетрично відносно площини розрізу.

Як приклад, на рис.3 наведено напружено-деформований стан (НДС) барабана із вісьмома ребрами на кожну лобовину.

Максимальні напруження виникають на краю косинки навпроти ребра, утворюючи концентратор типу „внутрішній кут“. А в тих косинках, які віддалені від ребра, концентратор розташовується поблизу отвору під шов (тип „тріщина“).

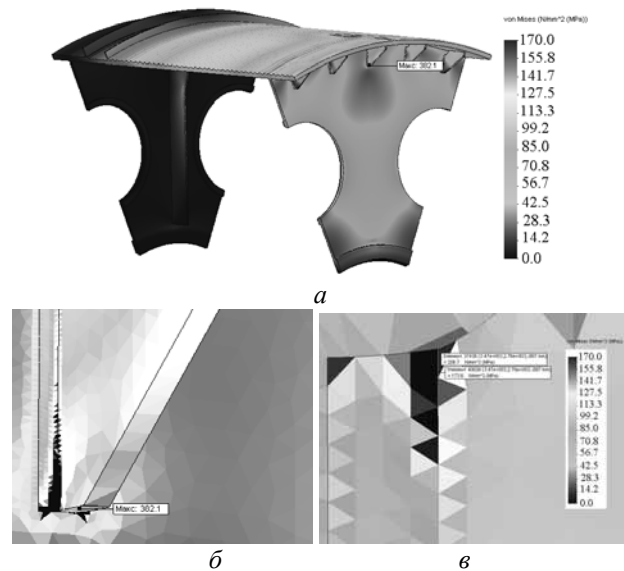


Рис. 3. Напружено-деформований стан барабана з ребрами жорсткості: а) загальний вид 1/8 барабана; б) на краю косинки навпроти ребра; в) максимальні напруження на косинках, які віддалені від ребра

Недоліками таких ШПМ є: велика вага, металоемність і низький термін служби барабана.

Для усунення цих недоліків було прийнято рішення відмовитися від ребер на лобовинах і шпангоутів на обичайці, а використовувати як підкріплення 16 стрингерів, що представляють із себе поздовжні ребра, встановлені на внутрішній поверхні обичайки з рівномірним круговим кроком, паралельно осі обертавання вала барабана двох конструкцій: перша – трапецеїдальної форми [1], які не стикаються з лобовинами, а на кожному кінці стрингера виконаний плавний перехід (рис. 4), друга – стрингери, що приварюються до лобовинам барабана (рис. 5). Для з'єднання косинок і лобовин застосований зварний автоматичний шов без обробки кромки.

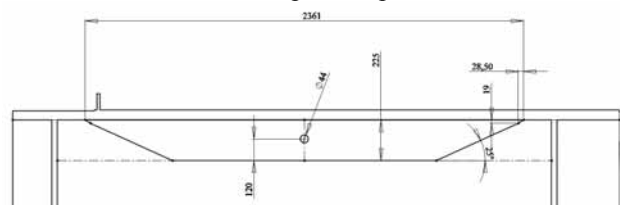


Рис. 4. Трапецеїдальний стрингер

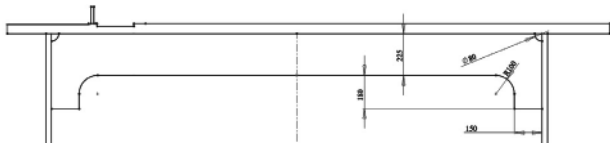
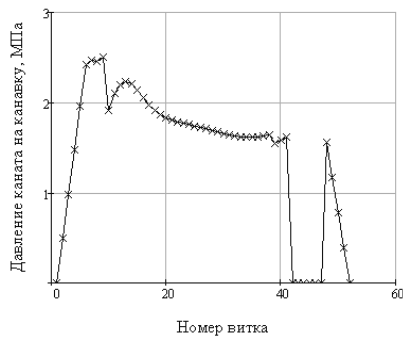


Рис. 5. Стрингер, що приварюється до лобовин барабана

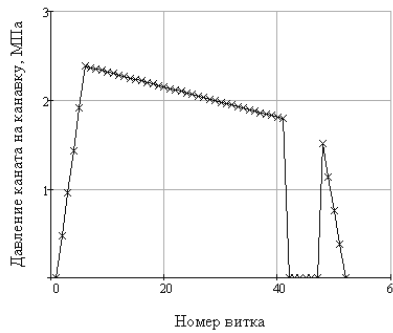
Для перевірки ефективності застосування стрингерів першої конструкції були проведені розрахунки методом кінцевих елементів. Для цього була створена твердотільна модель 1/8 барабана ШПМ зі стрингерами і косинками.

Найбільш точна розрахункова схема прикладання тиску від витків намотаного каната до обичайки ба-

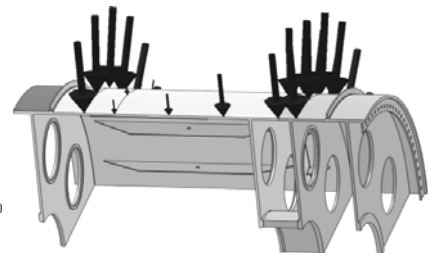
рабана враховує тиск на кожну канавку, прискорення і коефіцієнт ослаблення (рис. 6, а). Для застосування цієї схеми необхідно проведення великої кількості попередніх розрахунків. Тому запропоновані спрощені схеми: тиск на кожну канавку без урахування прискорення і коефіцієнта ослаблення (рис. 6, б); тиск на гладку обичайку (зі зрізаними гребінцями) без урахування прискорення і коефіцієнта ослаблення (рис. 6, в) [2]. Застосування першої спрощеної розрахункової схеми завищує максимальні напруження на 18%, а другої – на 53% (таблиця). Тому слід застосовувати більш точну розрахункову схему з урахуванням тиску на кожну канавку, прискорення і коефіцієнта ослаблення.



а



б



в

Рис. 6. Схеми прикладання тиску від витків намотаного каната до обичайки барабана: а) тиск на кожну канавку з урахуванням прискорення і коефіцієнта ослаблення; б) тиск на кожну канавку без урахування прискорення і коефіцієнта ослаблення; в) тиск на гладку обичайку (зі зрізаними гребінцями) без урахування прискорення і коефіцієнта ослаблення

Таблиця

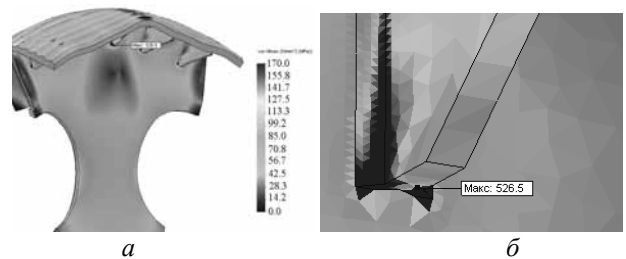
Напруження барабана при різних схемах тиску від витків намотаного каната до обичайки барабана зі стрингерами першої конструкції

Схема прикладання тиску	Місце виникнення максимальних напружень, МПа	Напруження, МПа
а. Тиск на кожну канавку з урахуванням прискорення і коефіцієнта ослаблення	В обичайці над лобовиною і косинкою	217,2
	У зварному шві косинки	226,7
	На стрингері	162,3
б. Тиск на кожну канавку без урахування прискорення і коефіцієнта ослаблення	В обичайці над лобовиною і косинкою	250,7
	У зварному шві косинки	266,4
	На стрингері	220,1
в. Тиск на гладку обичайку (зі зрізаними гребінцями) без урахування прискорення і коефіцієнта ослаблення	В обичайці над лобовиною і косинкою	245,4
	У зварному шві косинки	347,6
	На стрингері	289,4

При другій конструкції стрингерів, які приварюються до лобовин навпроти косинок, концентратори напружень (рис. 7) зміщуються на край косинки (місце притуплення) і виникає концентратор типу „внутрішній кут“.

У кожному випадку максимальні напруження розміщуються на косинці в місці отвору під зварювальний шов.

Для більш детального вивчення взаємодії обичайки, лобовини і косинки зі зварним автоматичним швом з непроваром кореня шва була створена твердотільна модель 1/16 барабана (рис. 8).



а

б

Рис. 7. Напружено-деформований стан барабана з другою конструкцією стрингерів: а) загальний вид косинок; б) максимальні напруження на косинці навпроти стрингера



Рис. 8. Твердотільна модель 1/16 барабана

Напружено-деформований стан (НДС) при моделюванні взаємодії обичайки, лобовини і косинки зі зварним автоматичним швом з непроваром кореня шва наведено на рис.9.

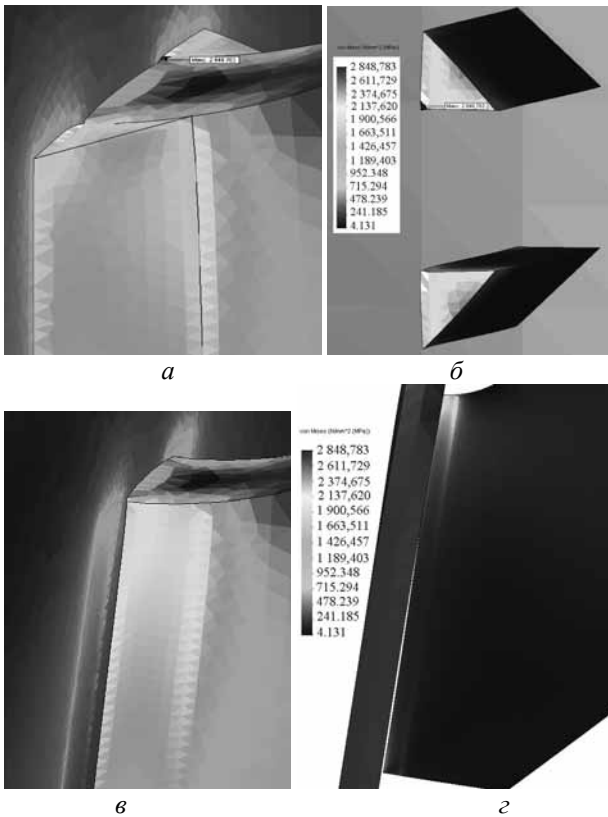


Рис. 9. НДС барабана при моделюванні зварного шва зборкою: а) отвір на косинці і зварні шви; б) зварні шви, косинка прихована; в) отвір на косинці, зварні шви приховані; г) щілина між косинкою і лобовиною

На рис. 9, г видно, що тиск зверху на обичайку передається косинці, яка за допомогою зварювального шва тисне на лобовину кромкою на катеті шва з непроваром поруч з отвором під шов. Під дією цього тиску лобовина прогинається настільки, що відходить від краю косинки, і між ними виникає щілина. Застосування зварного шва з непроваром кореня приводить до виникнення концентратора типу „тріщина“

з неприпустимими напруженнями на його вершинах, тому для збільшення довговічності барабана слід застосовувати зварні шви з обробкою кромки.

Були розглянуті 3 варіанти підкріплення заклиненої частини барабана. Для варіанта з ребрами жорсткості, які приварюються вздовж радіуса лобовини у кількості восьми штук на кожну лобовину, з косинками маса підкріплень складає 921 кг, а максимальна інтенсивність напружень 382 МПа. Для заклиненої частини барабана зі стрингерами першої конструкції і косинками маса підкріплень 1012 кг, а максимальна інтенсивність напружень 227 МПа. Для стрингерів другої конструкції 1468 кг і 526 МПа відповідно.

Якщо не використовувати підкріплення (ребра, косинки і стрингера), то кількість концентраторів зменшується. Максимальна інтенсивність напружень виникає в канавці обичайки над лобовиною, тому що витки намотаного каната тиснуть на консольну ділянку обичайки між площиною розрізу і лобовиною. Величина напружень залежить від довжини консольної ділянки.

У піднімальній машині з розрізним барабаном ЦР–6х3,4/0,6, у конструкції без підкріплень, максимальні напруження обичайки заклиненої частини в місцях її з'єднання з лобовиною перевищують більш ніж у 2,5 рази напруження в площині розрізу переставної частини. Напруження в площині розрізу заклиненої частини у 2 рази перевищують напруження в площині розрізу переставної частини.

Щоб зменшити консольну частину переміщаємо центральну маточину із суміжними лобовинами в осьовому напрямку вглиб переставної частини. Для дослідження впливу довжини консольної ділянки обичайки заклиненої частини барабана на НДС обичайки барабана на моделі, що становить 1/8 частину барабана, була проведена серія розрахунків (рис. 10, 11, 12, 13) зі зменшенням цієї ділянки з кроком, рівним кроку нарізки канавки (62 мм).



Рис. 10. НДС барабана без підкріплень без зміцнення (вихідний варіант)



Рис. 11. НДС барабана без підкріплень зі зміцненням на одну канавку (62 мм)



Рис. 12. НДС барабана без підкріплень зі зміцненням на дві канавки (124 мм)

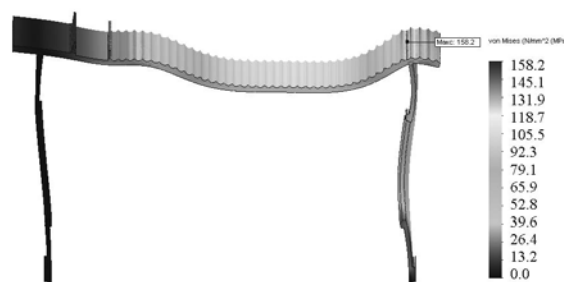


Рис. 16. НДС заклиненої частини барабана без підкріплень зі зміцненням лобовини на 2 канавки (124 мм)



Рис. 13. НДС барабана без підкріплень зі зміцненням на три канавки (186 мм)

При зміщенні лобовин із маточиною у бік переставної частини більш ніж на 2 витки канавки максимальні напруження переміщуються на консольну ділянку переставної частини обичайки і перевищують допустимі.

Для досліджень представляє інтерес заклинена частина барабана, тому серія розрахунків повторена для твердотільної моделі цієї частини (рис. 14, 15, 16).

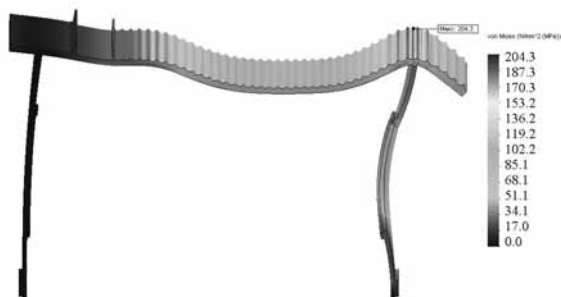


Рис. 14. НДС заклиненої частини барабана без підкріплень і без зміщення

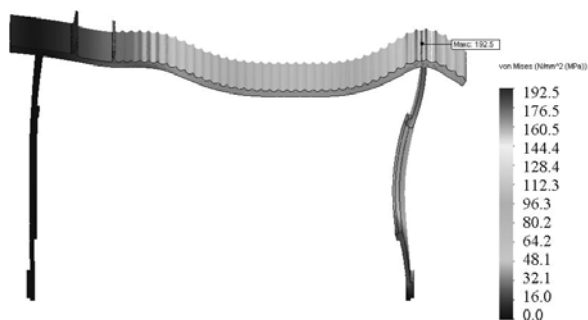


Рис. 15. НДС заклиненої частини барабана без підкріплень зі зміщенням лобовини на 1 канавку (62 мм)

За рахунок переміщення лобовин заклиненої і переставної частин барабана разом з центральною маточиною в осьовому напрямку, углуб переставної частини на два витки канавки, відбувається зниження на 18% максимальних напружень обичайки заклиненої частини в місцях її з'єднання з лобовиною біля площини розрізу, вирівнювання згинальної жорсткості, що призводить до вирівнювання напружень у консольних ділянках заклиненої і переставної частини, забезпечується надійність, підвищується безпека роботи і термін служби барабана піднімальної машини.

**Висновки:**

1. Застосування зварного шва з непроваром кореня призводить до виникнення концентратора типу „тріщина“ з неприпустимими напругами на його вершинах, тому для збільшення довговічності барабана слід застосовувати зварні шви з обробкою кромки.

2. Для заклиненої частини барабана з ребрами жорсткості і косинками маса підкріплень складає 921 кг, а максимальна інтенсивність напружень 382 МПа; застосування стрингерів першої конструкції і косинок дає масу підкріплень 1012 кг, а максимальну інтенсивність напружень 227 МПа; для стрингерів другої конструкції 1468 кг і 526 МПа відповідно. Для конструкції барабана з підкріпленнями краще застосовувати стрингери першої конструкції.

3. Для заклиненої частини барабана без підкріплень максимальна інтенсивність напружень становить 204 МПа.

4. За рахунок переміщення лобовин заклиненої і переставної частин барабана разом з центральною маточиною в осьовому напрямку, углуб переставної частини на два витки канавки, відбувається зниження на 18% максимальних напружень обичайки заклиненої частини в місцях її з'єднання з лобовиною біля площини розрізу, вирівнювання згинальної жорсткості, що призводить до вирівнювання напружень у консольних ділянках заклиненої і переставної частини, забезпечується надійність, підвищується безпека роботи і термін служби барабана піднімальної машини.

**Список літератури .**

1. Барабан шахтної підйомної машини: пат. 58251 Україна: МПК В66В 15/00 / Ю.М. Овчинніков, П.М. Козлов, І.С. Протиняк, Ю.В. Лавренко,

К.С. Заболотный; заявник та патентовласник закрытого акционерного товариства „Новокраматорський машинобудівний завод“ – u201010354; заяв. 25.08.2010; опубл. 11.04.2011; Бюл. № 7. – 2 с.

Ovchynnikov, Yu.M., Kozlov, P.M., Protyniak, I.S., Lavrenko, Yu.V. and Zabolotnyi, K.S. *Baraban shakhtnoyi pidiomnoi mashyny* [Mine winder drum], Ukraine, pat. 58251: МПК В66В 15/00, ЗАТ “Novokramatorskui mashynobudivnyi zavod” u201010354, application date August 25, 2010, Publ. date April 11, 2011; Bulletin no.7, 2 p.

2. Заболотный К.С. Обоснование компьютерной модели барабана и расчетных нагрузок шахтной подъемной машины / К.С. Заболотный, А.Л. Жупишев, Е.Н. Соснина // Геотехническая механика: Межведомственный сборник научных трудов / Ин-т геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины. – Днепропетровск: 2011. – Вып. 92. – 280 с.: ил., табл. – библиогр.: с. 275–278

Zabolotny, K.S., Zhupiyev, A.L. and Sosnina, Ye.N. (2011), “Computer model of mine winder drum and calculation of loads”, *Geotekhnicheskaya mekhanika*, Dnepropetrovsk, Ukraine, Issue 92, pp. 275–278.

Отечественные шахтные подъемные машины в сравнении с зарубежными аналогами имеют больший вес за счет разнообразных подкреплений и меньший срок службы. Поэтому исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) – это актуальная научная задача.

Шахтная подъемная машина (ШПМ) с разрезным барабаном имеет две части барабана, на поверхность которого наматываются две ветви каната. Чтобы канат беспрепятственно двигался по оболочке барабана, все возможные подкрепления необходимо размещать внутри барабана. Поэтому необходимо исследовать влияние нескольких видов подкреплений разрезного барабана шахтной подъемной машины на его НДС. Причем, для исследования важную роль играет нагружение барабана. Нагружение может быть осесимметричным или несимметричным. К первому виду относится давление на канавки обечайки от намотанного каната. Второй вид нагрузки включает в себя: нагрузку на тормозные поля от тормоза при аварийном и рабочем режимах, сосредоточенные силы от наматываемого и сматываемого канатов, собственный вес барабана с намотанным канатом, центробежную силу. Обнаружено, что несимметричная нагрузка незначительно влияет на НДС барабана, а расчет при этом сильно усложняется. Рекомендовано использовать лишь давление от каната на обечайку с учетом коэффициента ослабления натяжения в намотанных витках каната.

Необходимо определить наиболее рациональную схему приложения давления от витков намотанного ка-

ната к обечайке барабана, поскольку возможно не учитывать коэффициент ослабления натяга в намотанных витках каната. При компьютерном моделировании барабана ШПМ необходимо обратить внимание еще и на то, что некоторые сварные соединения выполнены без разделки кромок, то есть с непроваром корня шва, и исследовать его влияние на НДС барабана.

Принимая во внимание вышеупомянутое, необходимо привести рекомендации относительно повышения срока службы барабана подъемной машины.

**Ключевые слова:** шахтная подъемная машина, разрезной барабан, сварной шов с непроваром корня, концентраторы напряжений, стрингерное подкрепление

Domestic mine winders in comparison to foreign analogues weight more because of different reinforcements and have shorter operation life. Thus, study of the deflected mode is an urgent research issue.

Mine winder with split drum has two parts on one cylinder for winding of two ropes on it. All possible reinforcements should be located inside the drum in order to ensure free move of the rope on its surface. Thus, research of the influence of different kinds of reinforcement on deflected mode of mine winder drum is required. Load level is important for the research. The load can be either axis-symmetrical or non-symmetrical. The load of first type is the winded rope pressure. The second type of the load includes the load on the break area during emergency or operating mode of braking, concentrated forces of winded and unwinded ropes, own weight of the drum with winded rope and centrifugal force. It was determined that non-symmetrical load influences a lot on deflected mode of the drum and the calculations become more difficult. It is recommended to use only the rope pressure on drum ring considering the rate of tension decrease in the winded rope.

It is necessary to determine the most rational schema of the winded rope pressure on the drum ring, because it is possible not to take into account rate of tension decrease in the winded rope. In the process of computer modeling of the mine winder drum it is required to pay attention to some welding connections created without edge processing, meaning that it was made with poor penetration of joint root, and to study its influence on deflected mode of the drum.

Taking into account mentioned above it is necessary to give recommendations regarding improvement of operation life of the mine winder drum.

**Keywords:** mine winder, split drum, weld joint with faulty fusion joint root, concentrators of tension, stringer reinforcements

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.П. Франчуком. Дата знаходження рукопису 14.06.11