

М.Е.Исаметова<sup>1</sup>, О.А.Джасинбеков<sup>1</sup>, М.С. Изтелеуова<sup>2</sup>, Г.С.Абилезова<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Сәтпаев университеті, Алматы Қазақстан

<sup>2</sup>Алматы менеджмент университеті, Алматы Қазақстан

E-mail: olzhas\_9114@mail.ru

## АСПАЛЫ КРАНЫҢ ЖҮК-АРҚАЛЫҒЫНЫҢ ДИНАМИКАЛЫҚ МІНЕЗ- КҮЛҚЫНЫҢ МАТЕМАТИКАЛЫҚ МОДЕЛІН ӨЗІРЛЕУ ЖӘНЕ КОМПЬЮТЕРЛІК МОДЕЛЬДЕУ

**Андатпа.** Тау-кен өндірісінде тау жыныстарын өндіру мен байытудың технологиялық процестері кезінде ауыр жүктерді көтеруге және тасымалдауға аспалы крандары қолданылады. Аспалы кранның негізгі компоненттері құрылымның жоғарғы жағындағы көлденең арқалықты (жолақты) қолдайтын тік тіректер (аспалар) болып табылады. Рельсте жүктерді көтеру және жылжыту үшін шығыр немесе грейфер сияқты жүк ұстау механизмі орнатылған. Сонымен қатар, крандарда қашықтан басқару пульті немесе оператор кабинасы сияқты әртүрлі басқару жүйелері болуы мүмкін. Алайда, кранның жұмысы барысында оның конструкциясына жоғары талаптар қойылады. Кранның жұмысы кезінде пайдалы жүктің ауытқуы сияқты жағымсыз әсерлер пайда болады, бұл өз кезегінде кран арқалығының динамикалық күйіне әсер етеді. Өзіндік жиіліктерді анықтау және резонанс құбылысының пайда болуын одан әрі талдау үшін оларды бағалау мақсатында пайдалы жүктемені айналдырудың динамикалық параметрлерін және кран арқалығының тербеліс параметрлерін зерттеу, осы мәселені шешу үшін екі еркіндік дәрежесінен тұратын жүйенің математикалық моделі жасалды. Пайдалы жүктемені сипаттайтын дифференциалдық теңдеудің шешімін табу үшін Рунге-Кутта сандық әдісі автоматты түрде қолданылды. Пайдалы жүктің массасы мен арқан ұзындығының тербеліс жиіліктеріне әртүрлі комбинацияларының әсерін анықтау үшін есептеу эксперименті жүргізіліп, тербеліс жиілігі функциясының жауап беті салынды. Арқалықтың меншікті тербеліс жиіліктері NASTRAN бағдарламасындағы ақырлы элементтер әдісімен анықталды. Компьютерлік модельдеу барысында тиісті тербеліс жиіліктерін және кранның конструкциясының жақындығын көрсетті, яғни бұл дегеніміз бұдан әрі кран арқалығының пайдалы жүк тербелісінің ақауына және жиілік әрекетінің одан ары зерттеуін талап етеді.

**Түйінді сөздер.** Аспалы краны, модель, динамика, есептеу эксперименті, жиілік тербелістер, меншікті формалар, NASTRAN.

### Кіріспе.

Еліміздің жер-асты байлығын қазу, оны өндіру және өңдеу тау-кен өндірісінде жасалынады. Өнеркәсіптің ең ауыр және пайдасымен шығыны тұспа тұс келетін түрі бұл тау-кен өндірісі, ол бүгінгі күнге дейін бүкіл адамзат үшін маңызды сала болып қала береді. Аспалы крандар тау-кен өнеркәсібінде түрлі салада қызметтер атқарады, олар: тау жыныстарын өндіру мен байытудың технологиялық процестері кезінде жүктерді тасымалдаудың негізгі жабдығы болып табылады. Ауыр пайдалану шарттары, тау-кен өнеркәсібінің жабдықтары және т.с.с барлық кран элементтеріне жоғары талаптар қояды. Атап айтқанда, сенімділік пен беріктік, сондай-ақ кранның негізгі жауапты және жоғары жүктелген бөліктерінің динамикалық сипаттамалары, ылғал мен жанғыш заттарға төзімділігі мен пайдалану қауіпсіздігі. Бұл тау-кен жабдықтарын жөндеу уақытын азайтуға және пайдалы қазбаларды өндірудің жоғары көрсеткіштеріне қол жеткізуге

мүмкіндік беретін крандардың сенімділігі мен сапасы. Тау-кен өнеркәсібі секторы төтенше жағдайларда қауіпсіз жұмыс істей алатын берік инженерлік жабдықты қажет етеді. Алайда, кранның жұмысы кезінде пайдалы жүктің қажетсіз тербелісі сияқты жағымсыз әсерлер пайда болады. Осылайша, пайдалы жүктеменің кішкене айналу бұрышын сақтай отырып, арбаның орнын дәл бақылау қиын [1, 2]. Сондай-ақ, арбалар мен пайдалы жүктеме арқанның орналасу проблемаларынан басқа, крандардың аралығы ұлғайған сайын, кран арқалықтарының дірілдері пайда болады [3], оларды ескеруді қажет етеді. Аса ауыр салмақты заттарды арту және түсіру кезінде; күтпеген бұрылыс пайдалы жүктің жоғалуы жазатайым оқиғаларға және кранның зақымдалуына немесе қызметкерлердің жарақаттануына әкелуі мүмкін. Массаның қозғалу әсерінен арқалықтың динамикалық сипаттамасы арқалықтың дірілін талдауда үлкен маңызға ие.



1 сурет - Көмір өндіретін кәсіпорындағы аспалы краны

Ғылыми мақаланың мақсаты арбадан, пайдалы жүктеме арқанынан және жүктеменің өзінен тұратын кранның динамикалық моделін құру. Пайдалы жүктің тербелісінің динамикалық процестерін математикалық және компьютерлік модельдеуді жүргізу және олардың икемді кран арқалығының діріліне әсерін бағалау.

Карими мен Зиэй-Рад [4] қозғалмалы массаның әсерінен қозғалатын тіректермен сызықты емес байланысты арқалықтың дірілдерін қарастырды және талдады. Зерттеулер көрсеткендей, қозғалмалы масса мен арқалықты біріктіру жүйелері негізінен массаны жоғары жылдамдықпен жылжыту кезінде арқалықтың динамикалық реакциясына бағытталған.

[5] мақалада портал крандарымен тасымалдау кезінде жүктердің математикалық мінез - құлық үлгілері алынды, екі және үш өлшемді кеңістікте жүктердің қозғалу жағдайлары қарастырылды. Авторлар алынған математикалық модельдерді көтергіш крандарды басқару жүйесін одан әрі дамыту және жүктің дірілін бақылау үшін сызықты түрде жасады.

Мына [6] мақала авторлары арбаның қозғалысы мен пайдалы жүктеменің тербелісінен туындаған әсерге ұшыраған, шекті жүктемесі 60 т болатын нақты аспалы краны жүргізілген ақырлы элементтерді талдаудың негізгі нәтижелерін ұсынады. Жұмыста арқанның ұзындығы мен жүктің массасының тіркесімінің әртүрлі комбинацияларының арқалықтың тербеліс параметрлеріне әсері бағаланбаған.

Ал [7] мақалада жер сілкінісіне төзімділікке арналған аспалы краны металл құрылымын есептеу әдістемесі көрсетілген. Кранның порталын модельдеудің

жеңілдетілген әдістері келтірілген. Құрылымның қауіпті қимасының пластикалық деформацияларын модельдеу әдісі ұсынылған.

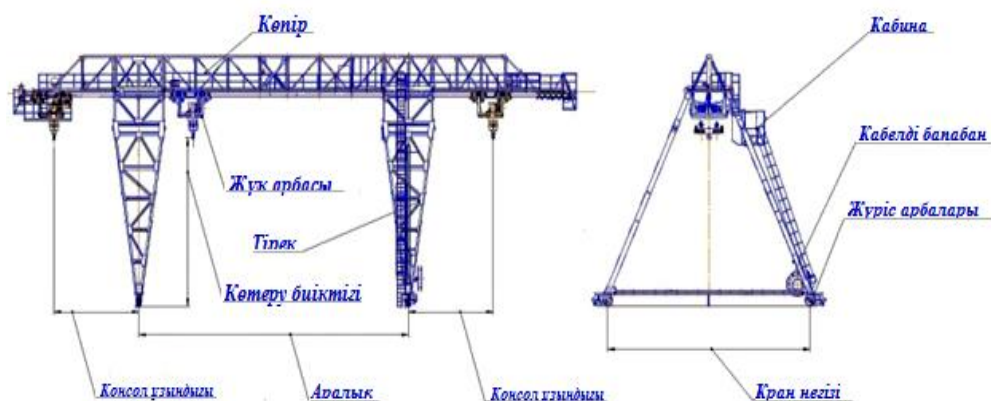
Зубов сейсмикалық жүктеменің бірлескен әсерінен көпір қранының тербеліс процесін зерттеді және арбаның қозғалысы ұқсас екі кезеңнің кезектесуі түрінде қарастырылды. Кейбір кезеңдерде  $m_1$  массасы жерге қатысты қозғалмады («іркiлу» аймағы), басқаларында екі массаның да қозғалысы болды. Авторлар кран көпірлерінің арқалықтарындағы иілуден болатын максималды кернеулер қолданыстағы есептеу әдістерін қолданғаннан әлдеқайда көп болуы мүмкін деген қорытындыға келді. Сейсмикалық әсер ету кезіндегі көпір типті крандардың жұмысын зерттеу [8].

Янг және басқа авторлар [9] жұмысында сым арқанға ілінген қозғалмалы массаны алып жүретін көпір салу машинасының динамикалық әрекетін зерттеді. Демпфирлік коэффициент және арқанның серпімділік константасы елеулі ауытқуларға әкелді. Алайда, бұл динамикалық модель пайдалы жүктеменің ауытқуын ескермеді. Жұмыста [10 – 13] арқалықтың динамикалық мінез-құлқына арқалықтың массасы, қозғалатын жүк, жүктің үдеуі, жүктің жылдамдығы және басқалары сияқты көптеген параметрлер әсер ететіндігі көрсетілді.

Бұл мақалада біз тек пайдалы жүктеме мен кран арқалығының дірілі арасындағы өзара әрекеттесуді зерттеуге тырысамыз. Динамикалық теңдеулерді шешудегі негізгі мәселе пайдалы жүктеменің тербелу еркіндігінің дәрежесі қосылған кезде пайда болады, өйткені бұл көбірек эффекттер мәселесін тудырады. Бұл жұмыста икемді кран арқалығынан, арбадан және белсенді пайдалы жүктемеден тұратын көп массалы кранның динамикалық моделі жасалды. Екіншіден, бұл жүйе үшін діріл теңдеуі Лагранж теңдеуінен шығарылды. Ақырлы элементтер әдісін қолдана отырып, арқанның әр түрлі ұзындығы мен пайдалы жүктеме массасындағы пайдалы жүктеменің тербелісі сияқты факторлардың әсерінен кранның металл құрылымының меншікті тербелістерінің жиіліктері мен формалары өтпелі процесті және арқалықтың діріл жиілігінің реакциясын одан әрі бағалау мақсатында анықталды.

### Материалдар мен тәсілдер.

Зерттеу нысаны-20 тоннаға дейінгі жүктерді тасымалдау үшін қолданылатын аспалы қраны. Жүк көтергіштігі 20 тонналық аспалы қраны жүк ұстайтын элементке (траверс, грейфер, магнит және т.б.) байланысты кез келген сипаттағы ауыр жүктермен (сусымалы, агрегатталған және т. б.) жұмыс істеуге арналған. Кранның жұмысы келесі әрекеттер тәртібімен жүреді - әдетте көлікке кіреберісі бар кран жолдары бойымен қозғалатын көтерілу және түсу. Кранның конструкциясы тіреуіштері бар негізгі арқалыққа ие. Арқалықтардағы өз жолдарымен жеке полиспасты бар жүк арбасы қозғалады. 2 суретте кранның сызбасы көрсетілген:



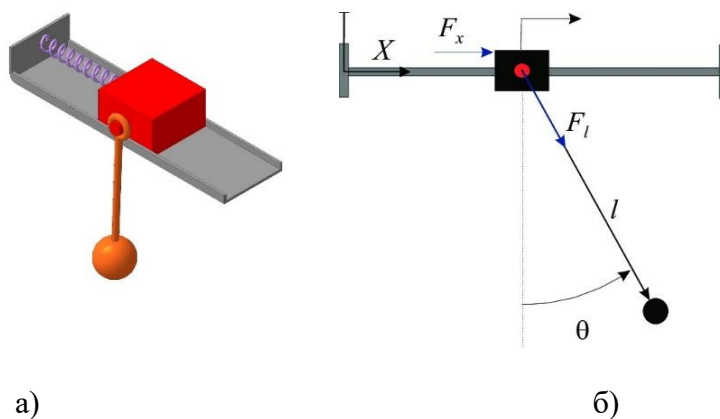
2 сурет - Аспалы қранының схемасы

Экранда арқан тартқышы бар арба орнатылған. Иілгіш жетегі бар жүк арбалары негізінен ауыр және орташа жүктер үшін қолданылады. Бұл дизайнның басты артықшылығы-арқан тарту механизмі арбаның массасын және оның жалпы өлшемдерін айтарлықтай азайтуға мүмкіндік береді [14]. Дөңгелектерді рельстермен ілінісу бойынша шектеулердің болмауына байланысты мұндай схемада үлкен үдеулермен және көлбеу жолмен арбаның қозғалысы мүмкін, сонымен қатар шағын редукторлармен қозғалыс механизмдерін жинақтауда қиындықтар бар. Мұндай арбалардың барлық кемшіліктеріне қарамастан, арқан тартқышы бар арбалар кішкентай редукторлармен қозғалыс механизмдерін жинақтау қиындықтарына байланысты, көбінесе жаңадан енгізілген кран конструкцияларында аспалы арбалар қолданылады.

Аспалы кранның динамикалық моделін құру кезінде екі айнымалы материалдық нүктелер жүйесі бар және бақылауды қажет ететін құрылымдық схема таңдалды.

Жүйенің механикалық моделі.

Крандарды модельдеу а) суретте көрсетілгендей арқалыққа жылжыту үшін күш қолдану серіппесі қолданылады (3-сурет) және күштер мен жалпыланған координаттарды көрсететін есептелген механикалық схемадан б) басталды.



3 сурет-Кранның механикалық сұлбасы

Бұл жүйе үшін бастапқыда кинетикалық және потенциалдық энергиялар есептелетін Лагранж моделі жасалды [15]. Бұл модель үшін  $M$  – арбаның (объект теміржолда) салмағы,  $m_1$  – маятниктің салмағы,  $m_2$  – маятниктің өзекшесінің салмағы,  $\theta$  – тік және арқан арасындағы бұрыш, жүктің,  $l$  – арқанның ұзындығы,  $x$  – арбаның орын ауыстыруы.

1-ші формулада кинетикалық энергия теңдеу арқылы көрсетілген

$$T = \frac{1}{2}mv^2, \quad (1)$$

мұндағы  $m$  - масса,  $v$  - жылдамдық, а  $T$ - дененің кинетикалық энергиясы.

Бұл жерде үшдене, арба, маятник және арқан бар. 2-ші формулада көрсетілгендей, арбаның кинетикалық энергиясы:

$$T_1 = \frac{1}{2}M\dot{x}^2. \quad (2)$$

Маятниктің трансляциялық кинетикалық энергиясы:

$$T_2 = \frac{1}{2}m_1(l^2\dot{\theta}^2 + 2l\dot{\theta}\dot{x}\cos(\theta) + \dot{x}^2), \quad (3)$$

маятник арқанының трансляциялық кинетикалық энергиясы:

$$T_3 = \frac{1}{2} m_2 \left( \frac{1}{4} l^2 \dot{\theta}^2 + l \dot{\theta} \dot{x} \cos(\theta) + \dot{x}^2 \right). \quad (4)$$

Маятниктік арқанның айналу энергиясы:

$$T_4 = \frac{1}{24} m_2 \dot{\theta}^2 l^2. \quad (5)$$

Және маятниктің айналу энергиясы:

$$T_5 = \frac{1}{2} m_1 \dot{\theta}^2 \left( \frac{2}{5} r^2 \right), \quad (6)$$

мұндағы  $r$ - тасымалданатын жүкті модельдейтін сфераның радиусы

*Жүйенің әлеуетті энергиясы*

Яғни, жүйе серіппе мен маятникте әлеуетті энергияны сақтайды,

$$U_1 = \frac{1}{2} K x^2, \quad (7)$$

бұл жерде  $K$ - серіппелі тұрақты. Маятниктің әлеуетті энергиясы:

$$U_2 = -gl \cos(\theta) \left( m_1 + \frac{m_2}{2} \right), \quad (8)$$

мұндағы  $g$  гравитациялық үдеу шамасын білдіреді.

Эйлер-Лагранж теңдеуі.

Кез келген жүйенің лагранжды функциясы арқылы анықталады

$$\mathcal{L} = T - U, \quad (9)$$

Мұндағы  $T$  - кинетическалық энергия, ал  $U$  - потенциалдық, сондықтан бұл модель үшін,

$$\mathcal{L} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 - U_1 - U_2 = \frac{1}{2} M \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_2 \left( \frac{1}{4} l^2 \dot{\theta}^2 + l \dot{\theta} \dot{x} \cos(\theta) + \dot{x}^2 \right) + \frac{1}{2} m_1 (l^2 \dot{\theta}^2 + 2l \dot{\theta} \dot{x} \cos(\theta) + \dot{x}^2) + \frac{1}{24} m_2 l^2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{\theta}^2 \left( \frac{2}{5} r^2 \right) + gl \cos(\theta) \left( m_1 + \frac{m_2}{2} \right) - \frac{1}{2} K x^2 \quad (10)$$

Эйлер-Лагранж теңдеулері келесі теңдеу арқылы берілген

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q} = 0, \quad (11)$$

мұндағы  $q$  жалпыланған еркіндік дәрежелерін білдіреді, бұл жағдайда екі еркіндік дәрежесі бар, олар  $\theta$  және  $x$ , демек, теңдеуден

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \theta} = 0, \quad (12)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial x} = 0. \quad (13)$$

(12) және (13) тармақтарынан механикалық модель үшін Эйлер-Лагранж теңдеуі алынды.

$$\ddot{\theta} l^2 A + [\ddot{x} l \cos(\theta) + g l \ddot{\theta} \sin(\theta)] B = 0, \quad (14)$$

$$\ddot{x} C - [\ddot{\theta} l \cos(\theta) - l \dot{\theta} \sin \theta] B + K x = 0, \quad (15)$$

мұнда,

$$A = \left(m_1 + \frac{m_2}{3}\right) + \frac{2m_1 r^2}{5}, \quad (16)$$

$$B = m_1 + \frac{m_2}{2}, \quad (17)$$

$$C = m_1 + m_2 + M. \quad (18)$$

*Сандық модель.*

Кранның сандық моделін құру үшін теңдеулердегі тұрақты мәндерді алмастыратын коэффициенттердің нақты мәндері қолданылады. Бұл мәндер әдеби дереккөздерді талдау арқылы алынды.

Теңдеулердің коэффициенттері модельденетін жүйенің негізгі сипаттамалары болып табылады. Біркелкі дифференциалдық теңдеулер жүйесіне жататын параметрлер алдымен есептелінді:

1) Жүк арбасының салмағы анықталды [16]:

$$M \approx 0.25 \cdot Q,$$

мұндағы  $Q$ - кранның жүк көтерімділігі, кг

2) Арқанның қаттылығы

$$K = EF,$$

мұндағы  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па болаттың серпімділік модулі,

$F$  – арқанның жалпы келденең қимасының ауданы

1 кесте-Модельдегі тұрақты мәндер

Мән	Мағынасы
$l$	$= 10$ [м]
$g$	$= 9.81$ [м/с <sup>2</sup> ]
$K$	$= 40$ [кН/м]
$m_1$	$= 20 \cdot 10^3$ [Kg]
$m_2$	$= 120,01$ [Kg]
$M$	$= 5 \cdot 10^3$ [Kg]
$r$	$= 1$ м

Осы мәндерді (14) және (15) теңдеулеріне ауыстыра отырып,

$$(588\ddot{\theta} + 20.6 \sin(\theta) + 21.6 \ddot{x} \cos(\theta)) \cdot 10^3 = 0, \quad (19)$$

$$(32.6 \ddot{x} - 20.6 \dot{\theta}^2 \sin(\theta) + 20.6 \ddot{\theta} \cos(\theta) + 39,9 x) \cdot 10^3 = 0. \quad (20)$$

Бастапқы шарттарды анықтау үшін жүйенің потенциалдық энергиясын қарастыруға болады. Бұл модельде ол екі бөліктен тұрады: серіппемен жиналатын энергия және  $\theta$  бұрышы нөлге тең болмаған кезде маятникпен байланысқан энергия. Жүйенің толық потенциалдық энергиясын келесідей көрсетуге болады:  $(588\ddot{\theta} + 20.6 \sin(\theta) + 20.6 \ddot{x} \cos(\theta)) \cdot 10^3 = 0$  (19) және  $(32.6 \ddot{x} - 20.6 \dot{\theta}^2 \sin(\theta) + 20.6 \ddot{\theta} \cos(\theta) + 40 x) \cdot 10^3 = 0$  (20)

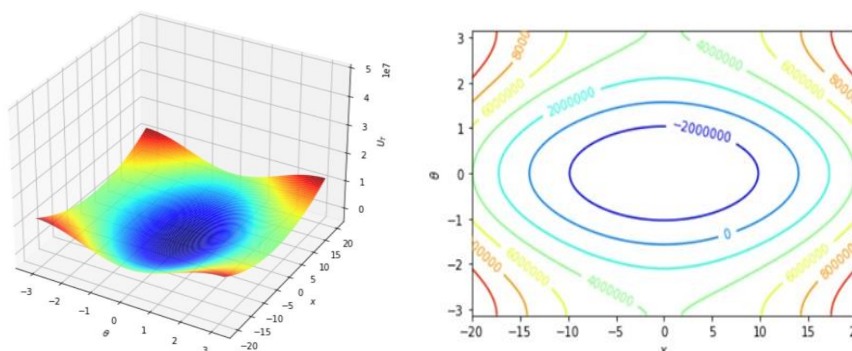
$$U_T = U_1 + U_2 = -gl \cos(\theta) \left( m_1 + \frac{m_2}{2} \right) + \frac{1}{2} K x^2. \quad (21)$$

Тұрақтылардың сандық мәндерін ауыстыру (21) теңдеуді формада қайта жазуға мүмкіндік береді

$$U_T = -0.19514 \cos(\theta) + 50x^2. \quad (22)$$

(19) және (20) теңдеулер жүйесін математикалық ортада PУTON көмегімен шешеміз, алгоритм кодтары төменде келтірілген, дифференциалдық теңдеулер жүйесі Рунге–Кутта әдісімен шешіледі.

Жүйе қабылдай алатын энергияның шексіз мәндері бар, дегенмен, бізді модельді араласқан жүйеге айналмайтындар ғана қызықтырады, өйткені ол консерватизмді жобалайды, яғни. маятниктің бастапқы күйіне және серіппенің қысылуына байланысты энергияның пайда болуы немесе жоғалуы, демек, бар энергия деңгейі болмайды. Серіппе үшін -0,1-ден 0,1-ге дейінгі мәндерді алуға болады, ал маятниктің бұрыштық орналасуы үшін -  $\pi$  және  $\pi$ . Осы мәндерден 0, 0,1 және 0,2 энергетикалық мәндер үшін графикалық контурларды құруға болады, егер анықтамалық жүйе (нөлдік потенциалдық энергия) маятниктің айналу орталығында орналасқан. 3-суретте жүйенің потенциалдық энергия деңгейлері, ал 4-суретте үш түрлі энергия деңгейінің контурлары көрсетілген.



4 сурет - Потенциалды энергия функциясының жауабы. а) жауап беті б) деңгей изосызықтары

Алғашқы шарттарды анықтай отырып нөлдік энергия дәрежесін алу үшін, тұрақты қисық толығымен жабатын (4-суреттегі график сияқты), осы қисық сызықта байланысты дифференциалды шешу үшін бастапқы жағдайлардың мәндері алынады. (19) және (20) теңдеулер. Ыңғайлылық үшін мән нөлге тең қабылданады,  $\theta = 0$ , ол үшін  $x = 0,5$  м. Сонымен бастапқы шарттар

2 кесте - Бастапқы шарттар

Бастапқы шарттар	
$x(0)$	$= 0,5$ м
$\dot{x}(0)$	$= 0$
$\theta(0)$	$= 0$
$-\dot{\theta}(0)$	$= 0$

Дифференциалдық теңдеулер жүйесін есептеу кезінде PУTON уақыт векторы мен төрт жолдан тұратын матрицаны қамтитын құрылымды қайтарады, олардың әрбір реті тиісінше  $x$ ,  $\dot{x}$ ,  $\theta$  және  $\dot{\theta}$  болатын айнымалылардың шешімі болып табылады.

Ұзындығы  $l$  және пайдалы жүктемесі  $m_1$  әртүрлі комбинациялары бар арқандағы жүктеме тербелістерінің жиілігін анықтау үшін есептеу тәжірибелері жүргізілді. Зерттеу үшін тәжірибе жоспары құрылды. Орталық композициялық жоспар таңдалды, ол барлық эксперименттер, эксперименттің негізгі деңгейінің ортасының айналасында симметриялы түрде орналасуымен және дәйекті түрде салынуымен сипатталады (3-кесте). Бұл жағдайда эксперименттердің жалпы саны 4 болды, 2 - әрбір фактордың деңгейлерінің саны; 2 - факторлардың саны. Арқанның ұзындығы мен пайдалы жүктің массасы әр түрлі болды. Барлық факторлар бір уақытта өзгерді.

3 кесте - Экспериментті жобалау матрицасы

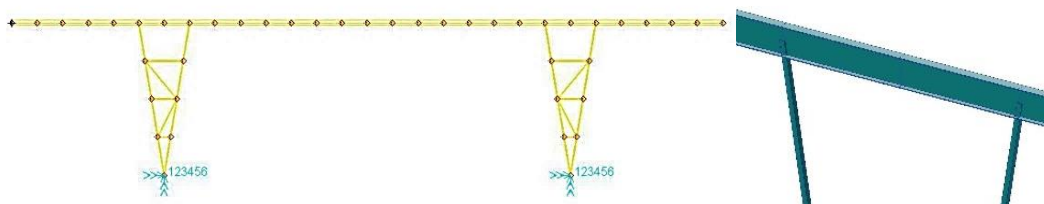
Эксперимент	$X_1$ -бірінші фактор белгісі	$X_2$ - екінші фактор белгісі	$X_1$ -жүк салмағы, кг	$X_2$ -көтеру биіктігі, м	у- жауап Гц
№ 1	Плюс 1	Плюс 1	$20 \cdot 10^3$	8	0.91
№ 2	Минус 1	Плюс 1	$5 \cdot 10^3$	8	27.75
№ 3	Плюс 1	Минус 1	$20 \cdot 10^3$	2	1.43
№ 4	Минус 1	Минус 1	$5 \cdot 10^3$	2	32.89

Бұл есептеу эксперименті қызықты, ол нормалау процедурасын қолдана отырып, жауап бетін тұрғызу арқылы жүктің тербеліс жиілігінің арқан ұзындығына және жүктің массасына тәуелділігін елестетуге болады. Мұндай математикалық модель қауіпті тербеліс жиіліктерін болдырмау және кран арқалықтарының тербелістерін азайту үшін арқан ұзындығы мен жүктеме массасының комбинациясын таңдау бойынша ұсыныстар әзірлеуге мүмкіндік береді.

### Нәтижелер.

Динамикалық есептеудің негізгі міндеті элементтердің табиғи тербеліс жиіліктерін анықтау болып табылады. Бұл талдау құрылымдық элементтердің табиғи және мәжбүрлі тербелістерінің жиіліктерінің ықтимал сәйкестігін жою үшін қажет. Болашақта бұл жағдайда кранның металл құрылымының тербелістерінің қозғаушы күші ретінде қозғалатын құрылымдық элементтер алынады. Демек, арқанның тік күйден ауытқу жиіліктері мәжбүрлі тербелістердің жиіліктері ретінде қабылданады. Табиғи жиіліктерді анықтау үшін соңғы элементтер әдісін және жұқа қабырғалы құрылымдарды есептеу үшін аналитикалық өрнектерді қолдануға болады. Жұмыстарда [17] табиғи жиіліктердің мәндеріне ығысуларды есепке алудың елеулі әсері көрсетілген.

Көпір сәулесінің динамикасын модельдеу және табиғи жиіліктерді анықтау үшін nastran/PATRAN бағдарламалық жасақтамасы қолданылды. Аспалы кранын дизайн моделі өзек элементтерінен, қос тавролы арқалығының қимасынан, тікбұрышты қиманың құбырының тірек элементтерінің қимасынан жасалды, 5-суретте кран дизайнының өзек моделі көрсетілген

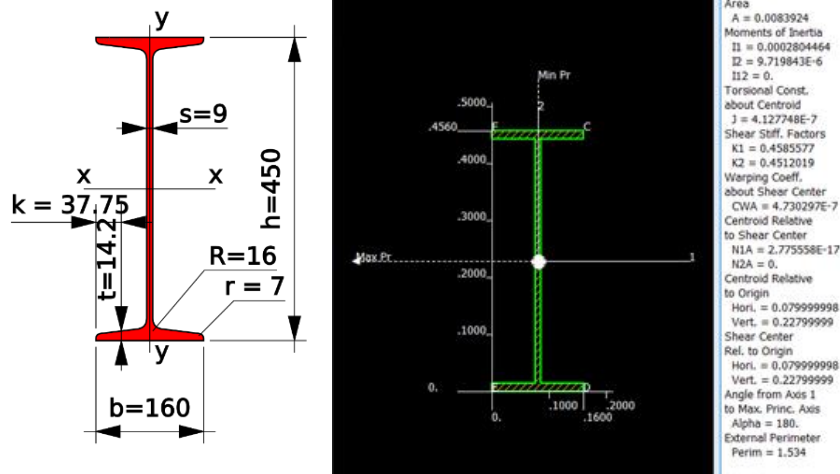


5 сурет - Аспалы көпірі жақтауының құрылымы

Портал арқалығының қималары қос таврдың № 45 қимасы стандарттарына сүйене отырып орнатылды, есептеу үшін кіріс материалдың қасиеттері болды (болат):

- серпімділік модуль  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па;
- Пуассон коэффициенті  $\mu = 0,3$ .

Болат тығыздығы  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>т қималардың геометриялық сипаттамалары автоматты түрде есептелді 6 суретте қиманың сипаттамасы көрсетілген.

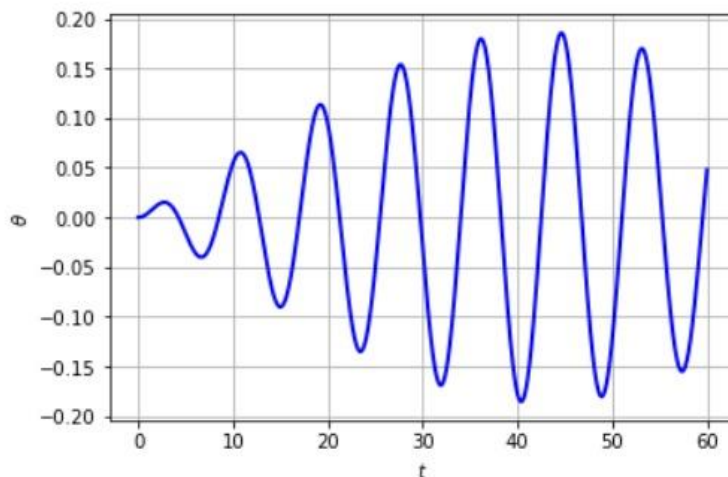


6 сурет - Қиманың геометриялық сипаттамасы

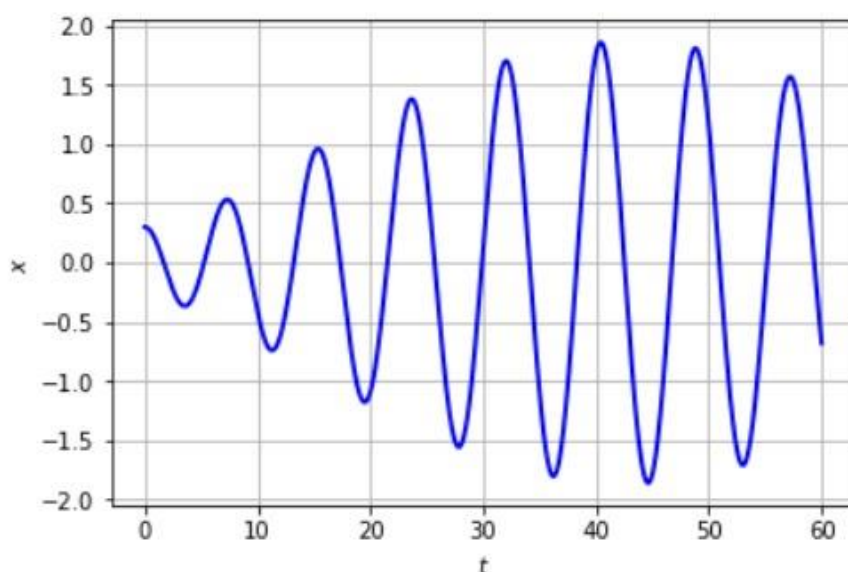
Нәтижесінде аспалы кранын конструкциясының өзек жүйесін ақырлы-элементтік модельдеу моделі 52 элементтен тұрды, 101 және 103 шешушілер таңдалды, есептеу түрі статикалық және меншікті тербелістер таңдалды. Модельдеуге мұндай 1D тәсіл нәтижелердің барабарлығын бұрмаламайтынын және машинаның есептеу ресурсы тұрғысынан аз шығынды болып табылатынын атап өткім келеді [18].

### Талқылау.

Дифференциалдық теңдеулер жүйесін автоматтандырылған шешудің нәтижесі (19), (20) RYTHON ортасында ауытқу шамасы  $\theta$  және жүк арбасының қозғалу шамасы  $x$ , осы шамалардың уақыт бойынша өзгеру диаграммасы  $\theta$  үшін 7 - суретте, ал  $X$  үшін 8-суретте көрсетілген.



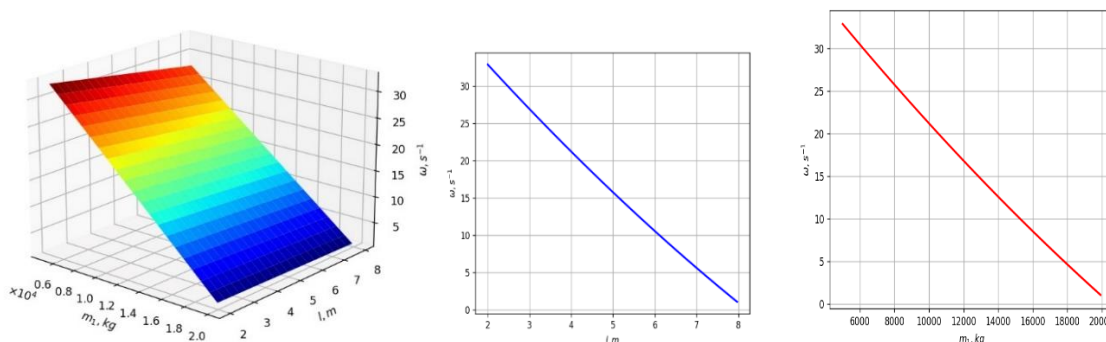
7 сурет - Жүктемесі бар арқанның  $\theta$  ауытқу бұрышының өзгеру диаграммасы



8 сурет -Жүк арбасының қозғалыс координаттарын өзгерту диаграммасы

5-суреттегі диаграммаларды талдаудан арқанның вертикальдан  $\theta = 12^0$  шамасына максималды ауытқуының мәні айқын көрінеді, диаграмма радианмен ұсынылған. Және тепе-теңдік күйінен максималды ауытқуы 1,8 м құрайды.

Пайдалы жүктің тербеліс жиілігін есептеу деректері бойынша жүктің тербеліс жиілігінің функциясының жауап беті (9-сурет) арқанның ұзындығы мен жүктің массасы параметрлерінен салынды.

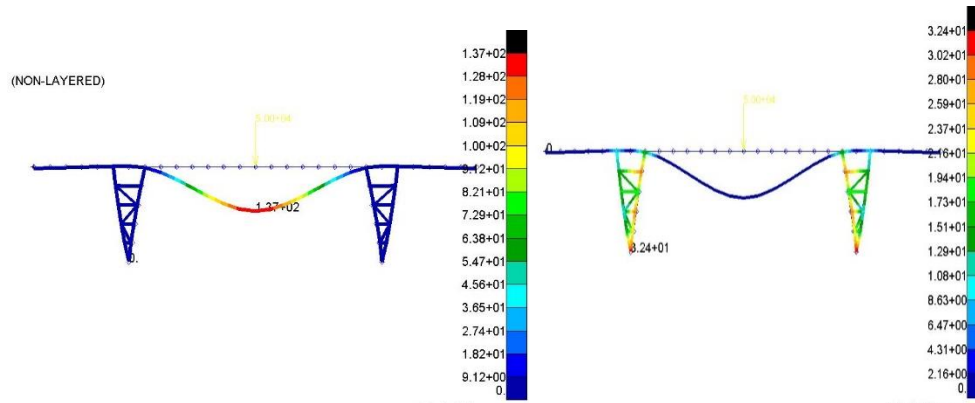


9 сурет -Пайдалы жүктің тербеліс жиілігінің функциясының жауап беті

Жүргізілген есептеу арқанның ұзындығы мен массасының әртүрлі комбинацияларындағы пайдалы жүктің тербелістерінің меншікті жиіліктерінің ұзындығы 2 м және салмағы  $20 \cdot 10^3$  кг 0,2 Гц ең төменгі мәнге ие екенін көрсетті, ал арқанның ұзындығы 2 м және салмағы  $5 \cdot 10^3$  кг кезде 30 Гц ең жоғары мәнге ие. Жауап бетін қолдана отырып, кез-келген жүктеме жағдайында және арқандардың ұзындығында пайдалы жүктің тербеліс жиілігін анықтауға болады. Меншікті және мәжбүрлі тербелістердің жиілік сәйкестіктерін уақтылы анықтау жүйеде резонансты болдырмауға мүмкіндік береді, мысалы, электр қозғалтқышының түрін өзгерту немесе арқалықтың геометриясын өзгерту арқылы.

Кран арқалығының беріктігін талдау.

Аспалы кранының құрылымын статикалық есептеу нәтижелері 10-суретте көрсетілген.

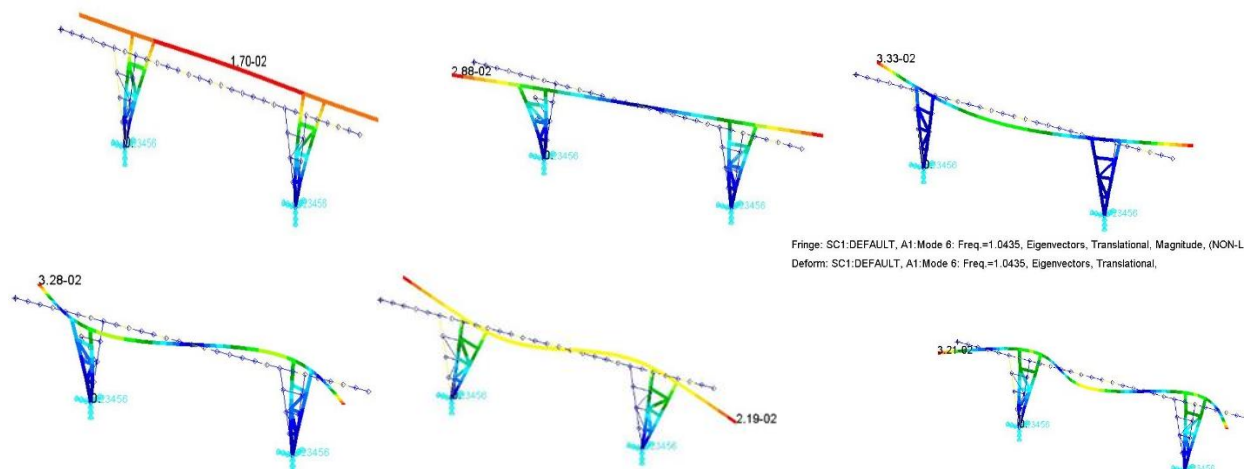


10 сурет - Диаграмма а) конструкция деформациясы б) кернеу диаграммасы

Кернеулі-деформацияланатын күйді талдау құрылымның беріктігінің жеткілікті коэффициентін көрсетеді, осылайша максималды иілу кернеуі  $\sigma_{max} = 137$  МПа мәніне жетеді, бұл беріктік коэффициентіне сәйкес келеді  $k=3,28$  450 МПа болат үшін және арқалығының максималды ауытқуы  $y_{max} = 32$  мм, бұл  $y_{max} < \frac{L}{200}$ , қаттылық шартына сәйкес келеді, L - бастапқы ұзындық арқалықтар.

Кран арқалығының табиғи тербеліс жиілігін талдау.

11-суретте кранның дизайны көрсетілген, алғашқы алты табиғи жиілікке сәйкес кранның деформациясы көрсетілген



11 сурет -Кран құрылымының тербелістерінің өзіндік формалары

Бірінші мән 0,218 Гц, ал алтыншы мән 3,288 Гц; айта кету керек, олар пайдалы жүктің табиғи тербеліс жиіліктеріне өте жақын. Болашақта резонансты анықтау үшін өтпелі процесті, сондай-ақ жүйенің жүктің тербеліс күшімен бұзылуына реакциясын талдау қажет.

### Қорытынды.

Жүргізілген зерттеулер негізінде келесі тұжырымдар жасалды:

1) Жүк көтергіштігі 20 тонналы аспалы кранның динамикалық мінез-құлқының математикалық моделін әзірлеу және дифференциалдық қозғалыс теңдеуін шешу алгоритмін автоматтандыру кранның арбасы мен бұрыштарының қозғалысының өзгеру

графиктерін құруға мүмкіндік берді. Арқанның максималды ауытқу бұрышы  $\theta 12^0$ , арбаның ауытқуы 1,5 м болды.

2) Арқан ұзындығынан және жүктің массасынан пайдалы жүктің тербеліс жиілігінің жауап бетін визуализациялау қауіпті тербеліс жиіліктерін болдырмау және кран арқалығының тербелістерін азайту мақсатында трос ұзындығы мен Жүктің массасы комбинациясын таңдау бойынша ұсынымдар әзірлеуге мүмкіндік береді. Әр түрлі комбинациялардағы жүктеме жиілігінің өзгеру диапазоны 0,2 Гц-тен 30 Гц-ке дейінгі мәнді құрады.

3) Симуляциялық модельдеу негізінде NASTRAN жүйесі, Кранның металл құрылымының тербеліс формалары мен жиіліктері анықталды, бірінші табиғи жиілік 0,212 Гц алтыншы 3,288 Гц, бұл пайдалы жүктің тербеліс параметрлеріне өте жақын.

Алынған мәліметтерге сүйене отырып, өтпелі процесті қосымша талдау арқылы резонанс сияқты қауіпті құбылыстың пайда болу мүмкіндігін, сондай-ақ сәулелік жүйенің жүктің тербеліс күшімен бұзылуына реакциясын бағалауға болады.

**Қаржыландыру.** Зерттеу «Қазақстан өнеркәсібі үшін энергетика мен машина жасауда энергия тиімділігі мен ресурс үнемдеуді арттыру жөніндегі кешенді көп мақсатты бағдарлама» BR18574141 гранты бойынша Қазақстан Республикасы Ғылым және жоғары білім министрлігі қаржылық қолдауымен орындалды.

## ӘДЕБИЕТТЕР

[1] М.С. Григорьев Сравнительный анализ конструкций подъемно-транспортных машин, применяемых в горном деле. Известия ТулГУ. Технические науки. 2021. Вып. 8

[2] Зубов А.П. Разработка методики оптимального проектирования пролетного строения решетчатых козловых кранов. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. 2005. - 170 с.

[3] Yildirim, S., Esim, E.: A new approach for dynamic analysis of overhead cranes under moving loads. Lecture Notes in Electrical Engineering, Vol.402, 471-481, 2017.

[4] Барановская Л.В. Оптимальное проектирование металлоконструкции тяжелых козловых кранов градиентами методами. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. 2010. - 213 с.

[5] А.П. Кузнецов, А.В. Марков, А.С. Шмарловский Математические модели порталных кранов ДОКЛАДЫ БГУИР № 8 (46) 2009 стр 99-100

[6] Luigi Solazzi, Nenad Zrnić. Dynamic Analysis of Gantry Crane Under Several Trolley and Payload Movements FME Transactions (2020) 48, 281-286 2814

[7] П.А. Гаврилов Инженерная методика оценки сейсмостойкости конструкции козловых кранов с учетом местных повреждений. Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2015.

[8] Д. Спицына, А.В. Шарыгин, И.В. Шарыгин Исследование работы кранов мостового типа при сейсмических воздействиях Известия высших учебных заведений 2012 №2 стр.3-12

[9] S. Yang, X. Fang, J. Zhang, and D. Wang, "Dynamic behavior of bridge-erecting machine subjected to moving mass suspended by wire ropes," Applied Mathematics and Mechanics, vol. 37, no. 6, pp. 741-748, 2016.

[10] M. T. Yamchelou and G. Nouri, "Spectral analysis of dynamic response of a thin beam subjected to a varying speed moving mass," Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 30, no. 7, pp. 3009-3017, 2016.

- [11] D. Stancioiu and H. Ouyang, "Optimal vibration control of beams subjected to a mass moving at constant speed," *Journal of Vibration and Control*, vol. 22, no. 14, pp. 3202–3217, 2016.
- [12] Yong-Woo K., Myung j.j. A study on large mass method on dynamic problem of multiple degree-of-freedom system excited by ground acceleration time history // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2014. P. 25–41
- [13] He, W.: Vertical dynamics of a single –span beam subjected to moving mass suspended payload system with variable speeds. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 2018.
- [14] M. A. Foda and Z. Abduljabbar, "A dynamic green function formulation for the response of a beam structure to a moving mass," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 210, no. 3, pp. 295–306, 1998.
- [15] Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. СПб.: Политехника, 2005. - 423с.
- [16] Ремизович Ю.В. Транспортно-технологические машины: Методические указания / Сост. Ю.В. Ремизович, О.В. Курбацкая, изд. 2-е. перераб. и доп. –Омск: СибАДИ, 2015.
- [17]Калабин П.Ю. Совершенствование метода расчёта пролетных балок мостовых кранов. Диссертация на соискании еученной степени кандидата технических наук. - Тула. 2013. - 127 с.

#### REFERENCES\*

- [1] M.S. Grigoriev Comparative analysis of the structures of lifting and transport machines used in mining. *News of TulSU. Technical sciences*. 2021. Issue 8
- [2] Zubov A.P. Development of a methodology for optimal design of the superstructure of lattice gantry cranes. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. 2005. - 170 p.
- [3] Yildirim, S., Esim, E.: A new approach for dynamic analysis of overhead crane systems under moving loads. *Lecture Notes in Electrical Engineering*, Vol.402, 471-481, 2017.
- [4]Baranovskaya L.V. Optimal design of metal structures of heavy gantry cranes by gradient methods. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. 2010. - 213 p.
- [5] A.P. Kuznetsov, A.V. Markov, A.S. Shmarlovsky Mathematical models of portal cranes Reports of BSUIR No. 8 (46) 2009 pp. 99-100
- [6] Luigi Solazzi, Nenad Zrnić. Dynamic Analysis of Gantry Crane Under Several Trolley and Payload Movements *FME Transactions* (2020) 48, 281-286 2814
- [7] P.A. Gavrilov Engineering methodology for assessing the seismic resistance of the gantry crane structure taking into account local damage. *Scientific and Technical Bulletin of St. Petersburg State Polytechnic University*. 2015.
- [8] D. Spitsyna, A.V. Sharygin, I.V. Sharygin Investigation of the operation of bridge-type cranes under seismic impacts *Proceedings of higher educational institutions* 2012 №2 pp.3-12
- [9] S. Yang, X. Fang, J. Zhang, and D. Wang, "Dynamic behavior of bridge-erecting machine subjected to moving mass suspended by wire ropes," *Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 37, no. 6, pp. 741–748, 2016.
- [10] M. T. Yamchelou and G. Nouri, "Spectral analysis of dynamic response of a thin beam subjected to a varying speed moving mass," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 30, no. 7, pp. 3009–3017, 2016.
- [11] D. Stancioiu and H. Ouyang, "Optimal vibration control of beams subjected to a mass moving at constant speed," *Journal of Vibration and Control*, vol. 22, no. 14, pp. 3202–3217, 2016.

[12] Yong-Woo K., Myung j.j. A study on large mass method on dynamic problem of multiple degree-of-freedom system excited by ground acceleration time history // Journal of Mechanical Science and Technology. 2014. P. 25–41

[13] He, W.: Vertical dynamics of a single –span beam subjected to moving mass suspended payload system with variable speeds. Journal of Sound and Vibration, Vol. 2018.

[14] M. A. Foda and Z. Abduljabbar, “A dynamic green function formulation for the response of a beam structure to a moving mass,” Journal of Sound and Vibration, vol. 210, No. 3, pp. 295-306, 1998.

[15] Sokolov S.A. Metal structures of lifting vehicles machinery. St. Petersburg: Polytechnic, 2005. - 423s.

[16] Remizovich Yu.V. Transport and technological machines: Methodological guidelines / Comp. Yu.V. Remizovich, O.V. Kurbatskaya, ed. 2nd edition. and additional – Omsk: SibADI, 2015.

[17] Kalabin P.Yu. Improvement of the calculation method of span beams of overhead cranes. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. - Tula. 2013. - 127 p.

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

**Olzhas Jassinbekov**, doctoral student, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, olzhas\_9114@mail.ru

**Maral Izteleuova**, doctor of technical sciences, professor, Almaty Management University, Almaty, Kazakhstan, maral.izteleuova@gmail.com

**Gazel Abilezova**, doctoral student, Satbayev University, Almaty, Kazakhstan, abilezova\_gazel@mail.ru

## **DEVELOPMENT AND COMPUTER MODELING OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF WEIGHTS OF OVERHEAD CRANE BEAMS**

**Abstract.** In the mining industry, gantry cranes are used for lifting and transporting heavy loads during the technological processes of mining and enrichment of rocks. During the operation of the crane, undesirable effects such as the rocking of the payload occur, which in turn affects the dynamic state of the crane beam. The purpose of the article was to investigate the dynamic rolling parameters of the payload and the oscillation parameters of the crane beam, in order to determine the natural frequencies and their evaluation for further analysis of the occurrence of the resonance phenomenon. In order to solve this problem, a mathematical model of the system was developed, which consists of two degrees of freedom. To find a solution to the differential equation describing the payload, the Runge-Kutta numerical method was automatically applied. The results of solving the equation were graphs of changes in the angle of deviation of the cable from the vertical and the movement of the trolley. To identify the influence of different combinations of the combination of payload mass and cable length on oscillation frequencies, a computational experiment was carried out and the response surface of the oscillation frequency function was constructed. The natural oscillation frequencies of the beam were determined by the finite element method in the NASTRAN program. In the course of computer modeling, they showed the corresponding oscillation frequencies and the proximity of the crane design, which means that it requires further study of the frequency behavior of the crane beam to the defect of the payload oscillation.

**Keywords.** Gantry crane, model, dynamics, computational experiment, oscillation frequency, eigenforms, NASTRAN.

**Мадина Исаметова**, PhD, ассоциированный профессор, Satbayev University, Алматы, Казахстан, isametova69@mail.ru

**Олжас Джасинбеков**, докторант, Satbayev University, Алматы, Казахстан, olzhas\_9114@mail.ru

**Марал Изтелеуова**, д.т.н., профессор, Алматинский университет менеджмента, Алматы, Казахстан, maral.izteleuova@gmail.com

**Газель Абилезова**, докторант, Satbayev University, Алматы, Казахстан, abilezova\_gazel@mail.ru

## РАЗРАБОТКА И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ КОЗЛОВЫХ КРАНОВЫХ ГРУЗ БАЛОК

**Аннотация.** Козловой кран - это вид подъемного оборудования, которое используется для подъема и перемещения тяжелых грузов на горно-добывающих предприятиях. Козловые краны получили свое название благодаря своей конструкции, которая напоминает внешний вид козла с вытянутой шеей. Основными компонентами козловых кранов являются вертикальные стойки (козлы), которые поддерживают горизонтальную балку (перекладину) на верхней части конструкции. На перекладине установлен грузозахватный механизм, такой как лебедка или грейфер, который осуществляет подъем и перемещение груза. Кроме того, козловые краны могут иметь различные системы управления, например, пульта дистанционного управления или кабину оператора. Однако, в процессе эксплуатации возникает острый вопрос, предвлемый высокими требованиями к конструкции крана. Во время эксплуатации крана возникают нежелательные эффекты, такие как раскачивание полезной нагрузки, что, в свою очередь, влияет на динамическое состояние балки крана. Для исследования динамических параметров качения полезной нагрузки и параметров колебаний подкрановой балки с целью определения собственных частот и их оценки для дальнейшего анализа возникновения явления резонанса. С целью решения данной задачи была разработана математическая модель системы, которая состоит из двух степеней свободы. Для нахождения решения дифференциального уравнения, описывающего полезную нагрузку, был автоматически применен численный метод Рунге-Кутты. Результатами решения уравнения были графики изменения угла отклонения троса от вертикали и перемещения тележки. Чтобы выявить влияние различных комбинаций сочетания массы полезной нагрузки и длины кабеля на частоты колебаний, был проведен вычислительный эксперимент и построена поверхность отклика функции частоты колебаний. Частоты собственных колебаний балки были определены методом конечных элементов в программе NASTRAN. Сравнение результатов моделирования показали близость значений частот колебаний полезного груза и конструкции козлового крана, что обосновывает необходимость дальнейшего анализа частотного отклика крановой балки на возмущение силой колебания полезного груза.

**Ключевые слова.** Козловой кран, модель, динамика, вычислительный эксперимент, частота колебания, собственные формы, NASTRAN.

\*\*\*\*\*