

Ірі түйіршікті топырақты өңдеуге арналған грейферлі экскаватордың жаңа жұмыс жабдығының негізгі параметрлерін негіздеу

Аңдатпа. Жер қазатын машиналардың жұмыс органдарының дәстүрлі конструкциялары Төтенше жағдайлар кезінде сел шөгінділері мен басқа да үйінділердің ірі сынық топырақтарын игеруге бейімделмеген, бұл олардың өнімділігінің төмендеуіне әкеледі. Сондықтан осы машиналардың функционалдық мүмкіндіктерін кеңейтуге мүмкіндік беретін ірі кесекті қоспалары бар сел шығару орындарын әзірлеу үшін бір шөмішті экскаваторлардың арнайы жұмыс органдарын құру қажет. Зерттеу мақсаты аналитикалық зерттеулер мен компьютерлік модельдеу негізінде экскаватордың арнайы жұмыс органын кеңейту механизмінің кинематикалық және күштік параметрлерін анықтау болып табылады. Экскаватордың арнайы жұмыс органы механизмінің буындарын анықтау әдістемесі ұсынылған: буындар нүктелерінің позицияларын, координаттарын анықтау алгоритмдері мен әдістері; бұрыштық жылдамдықтар мен буындардың үдеуін анықтау үшін векторлық формадағы арнайы экскаватор шөмішінің иектерін кеңейту механизмінің тәуелсіз контурларының оқшаулау теңдеулері және параметрлердің сандық және графикалық мәндері алынды.

Түйін сөздер: арнайы жұмыс органы, экскаватор шөміші, байланыс нүктелерінің координаттары.

DOI: doi.org/10.32523/2616-7263-2022-141-4-7-18

Кіріспе

Қазақстан Республикасы аумағының едәуір бөлігі сел және сейсмикалық аймақтарда орналасқан, оларда 70-тен астам селден қорғайтын инженерлік құрылыстар жұмыс істейді, олардың көпшілігі 1974-1985 жылдары пайдалануға берілген. Осы уақыт ішінде сел қаупі бар өзендердің бассейндерінде 40-тан астам сел тасқыны тіркелді, олардың көпшілігі қорғаныс құрылыстарына қатты материалдың көп мөлшерін бөлумен қатар жүрді [1].

Жұмыстың өзектілігі

Сел тасқыны нәтижесінде топырақ ортасының жинақталуы байқалады, ол негізінен дәстүрлі жұмыс жабдықтары бар және әрдайым еңбек жағдайларын қанағаттандырмайтын жер қазатын машиналармен (экскаваторлар, тиегіштер, бульдозерлер) жойылады. Селге қарсы құрылыстарды пайдалану, сел ағындары мен бітелулерді тазарту нақты сел ортасына бейімделген тиімді жұмыс органдарымен механикаландыру құралдарын таңдаусыз мүмкін емес. Төтенше жағдайларда кеңінен қолданылатын дәстүрлі құрылыс машиналарының тиімділігін арттыру үшін арнайы жұмыс органдарын құруды талап ететін ірі түйіршікті топырақтарды игеру өте қиын [2,3].

Қойылған міндеттер

Ақпараттық материалдарды талдау бір шөмішті экскаваторлар дамуындағы прогресс олардың конструкцияларын күрделендіру бағытында дамитынын көрсетеді. Мысал ретінде күшейтіп жұмыс істейтін жұмысшы органдарды, жұмыс жабдықтарын өңдеуді, драглайн шөміштерін және т. б. айтуға болады [4].

Әдеби дереккөздерді, патенттік ақпаратты талдау негізінде бір шөмішті экскаваторлардың жұмыс органдарының негізгі бағыттары мен даму тенденциялары және олардың сел ағындары мен бітелулерін тазарту мүмкіндіктері анықталады. Жер қазу техникасын дамытудың анықталған негізгі бағыттары сел ағындарының ірі түйіршікті топырақтарын игеруге бейімделген жұмысшы органдардың іс жүзінде жоқ екенін көрсетті [5].

Жаңалығы

Бір шөмішті экскаваторларда пайдаланылатын дәстүрлі және ұсынылатын жұмыс органдарының жалпы кемшілігі пайдаланудағы төмен сенімділік, сел массасының құрамындағы ірі тастарды қармау және жылжыту мүмкін еместігі, жұмыс органын өзгерту бойынша құтқару және қалпына келтіру жұмыстары кезінде уақытты жоғалту болып табылады [6].

Зерттеу әдістері

Бұл кемшіліктерді гидравликалық басқарылатын иегі бар гидравликалық экскаватордың жұмыс жабдықтарын пайдалану арқылы жоюға болады. Гидравликалық басқарылатын шөмішпен жабдықталған экскаватордың жаңа жұмыс жабдығының негізгі параметрлерінің негіздемесі сел топырақ ортасының ірі түйіршікті топырақтарын игеру кезінде функционалдық және технологиялық мүмкіндіктерінің кеңеюін қамтамасыз етеді.

Зерттеу нәтижелері

Шөмішпен координаттар жүйесін OXY қатаң байланыстырамыз. Координаттар жүйесіне OXY қатысты, шөміш топсаларымен қатаң байланысқан координаттар берілсін деп есептейік: $A(A')$, $F(F')$; $G(G')$). Иекті жылжыту механизмінің сызықтық өлшемдері де белгілі болсын: $AB(A'B')$. OXY координаттар жүйесіне қатысты барлық буындардың орналасуын, сондай-ақ бізді қызықтыратын буындар нүктелерінің координаттарын анықтаймыз.

Осы қозғалыстарды тудыратын күштерді ескерместен, бір шөмішті экскаватордың жаңа жұмыс органының шөмішінің гидробасқарылатын иектің буындарының қозғалысын қарастырамыз. Механизмнің негізгі мақсаты-оның кинематикалық сипаттамалары арқылы сипатталатын қажетті қозғалыстарды орындау. Оларға жалпыланған координаттар, буындар мен олардың нүктелерінің координаттары, сондай-ақ олардың жылдамдығы мен үдеуі жатады. Кинематикалық сипаттамалардың қатарына бастапқы буындардың қозғалыс заңына тәуелді еместер де жатады, олар тек механизмнің құрылымымен, оның буындарының өлшемімен анықталады және жалпы жағдайда жалпыланған координаттарға байланысты болады. Бұлар орналасу функциялары, механизм буындары мен олардың нүктелерінің жылдамдықтары мен үдеулерінің аналогтары.

Алдынан белгілі, жазық рычаг механизмдерін кинематикалық талдаудың ең жалпы тәсілдері тәуелсіз векторлық контурлар әдісін қолдануға негізделген [7,8]. Жазық рычаг механизмі

буындарының ережелері туралы мәселенің жалпы тұжырымдамасы мынадай түрде қойылады: векторлық тұйық контурлар әдісі негізінде берілген параметрлер мен сыртқы топсалардың орналасуы кезінде кіріс (жетекші) буындарының жалпыланған координаталарынан шығыс (жетектегі) буындарының орналасуының функцияларын табу қажет. Егер механизмде бірнеше құрылымдық топтар болса, онда кинематикалық талдау осы топтардың қосылу реттілігімен орындалады. Бұл жағдайда механизмнің жеке буындарымен байланысты координаталар жүйесінен басқа, әрбір құрылымдық топ үшін координаттар жүйесі анықталуы керек, оған қатысты топ буындары ферманы құрайды, яғни еркіндік дәрежелерінің саны нөлге тең болады [9].

Шығыс (жетектегі) буындарының ережелері туралы мәселені шешу үшін механизмнің кинематикалық схемасы және бір еркіндік дәрежесі бар кіріс (жетекші) буынының жағдайы немесе бірнеше еркіндік дәрежесі бар механизм үшін кіріс (жетекші) буындарының жағдайы берілуі тиіс.

Қармауыштың барлық буындарының орналасуын анықтау үшін жалпыланған АВ координаты мен қармауыштың тұрақты параметрлерін беру жеткілікті: BF, BC, CF, CD, DG, GE буындар ұзындығы, γ , A(xa,ya), F(xf,yf), G(xg,yg) тірек координаттары.

В нүктесінің координатасын анықтау үшін алдымен AF қашықтығын табамыз:

$$AF = \sqrt{(xf - xa)^2 + (yf - ya)^2} \quad (1)$$

$$\theta_{AF} = \arctg\left(\frac{yf - ya}{xf - xa}\right)$$

Бұрышты анықтаймыз және косинустар теоремасы бойынша

$$\varphi = \arccos\left(\frac{AB^2 + AF^2 - BF^2}{2 \cdot AB \cdot AF}\right)$$

бұрышты анықтаймыз. Онда бұрыш болады:

$$\theta_{AB} = \theta_{AF} - \arccos\left(\frac{AB^2 + AF^2 - BF^2}{2 \cdot AB \cdot AF}\right)$$

В нүктесінің координатасын қозғалмайтын координаттар жүйесіне GX_Y қатысты келесі қатынастан анықтаймыз:

$$\begin{Bmatrix} xb \\ yb \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} xa \\ ya \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \cos(\theta_{AB}) & -\sin(\theta_{AB}) \\ \sin(\theta_{AB}) & \cos(\theta_{AB}) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} AB \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

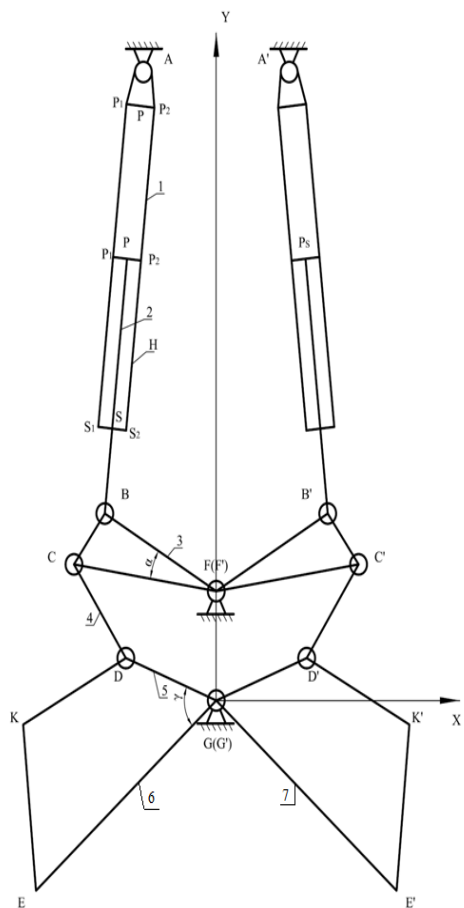
мұнда $AB = 1288 + 7,04 \cdot i, i = 0 \dots 74$.

С нүктесінің координатасын анықтау үшін косинустар теоремасынан алдын-ала тұрақты бұрышты анықтаймыз

$$\alpha = \arccos\left(\frac{BF^2 + CF^2 - BC^2}{2 \cdot BF \cdot CF}\right),$$

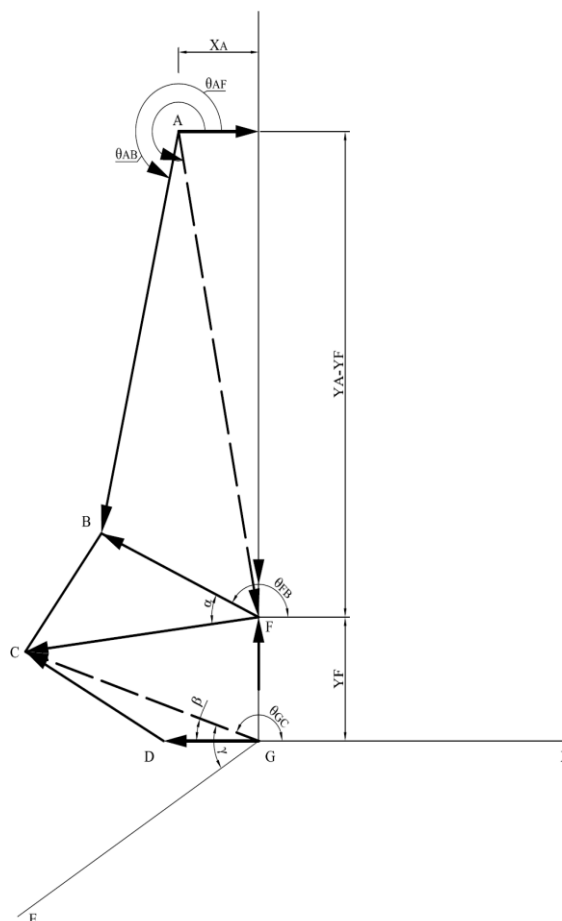
және бұрыш болады

$$\theta_{FB} = \arctg\left(\frac{yb - yf}{xb - xf}\right) \quad (2\text{-сурет}).$$



1-сурет. Төтенше жағдайлар кезінде зардаптарды жоюға арналған гидравликалық экскаватордың гидробасқарылатын иегі бар жұмыс жабдығының кинематикалық схемасы.

1-гидроцилиндр, 2-шток, 3-жоғарғы рычаг, 4-тартқыш, 5-төменгі рычаг, 6-иек, 7-шөміш.



2-сурет. Кинематикалық жұптардағы байланыс реакциясын анықтауға арналған гидроиектің 1-ші буынының есептік схемасы

Сонымен С нүктесінің координаттары келесі өрнектен анықталады:

$$\begin{Bmatrix} xc \\ yc \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} xf \\ yf \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \cos(\theta_{FB} + \alpha) & -\sin(\theta_{FB} + \alpha) \\ \sin(\theta_{FB} + \alpha) & \cos(\theta_{FB} + \alpha) \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} CF \\ 0 \end{Bmatrix}$$

D нүктесінің координаттарын анықтау үшін алдымен келесі шамаларды анықтау керек: CG айнымалы ұзындықты

$$CG = \sqrt{(xc - xg)^2 + (yc - yg)^2},$$

бұрыш

$$\theta_{GC} = \arctg\left(\frac{yc - yg}{xc - xg}\right),$$

және косинустар теоремасынан тұрақты бұрышты β

$$\beta = \arccos\left(\frac{CG^2 + DG^2 - CD^2}{2 \cdot CG \cdot DG}\right).$$

Онда, сәйкесінше, D, E нүктелерінің координаттары келесі қатынастардан анықталады:

$$\begin{cases} xd \\ yd \end{cases} = \begin{cases} xg \\ yg \end{cases} + \begin{cases} \cos(\theta_{GC} + \beta) & -\sin(\theta_{GC} + \beta) \\ \sin(\theta_{GC} + \beta) & \cos(\theta_{GC} + \beta) \end{cases} \begin{cases} DG \\ 0 \end{cases}, \\ \begin{cases} xe \\ ye \end{cases} = \begin{cases} xg \\ yg \end{cases} + \begin{cases} \cos(\theta_{GC} + \beta + \gamma) & -\sin(\theta_{GC} + \beta + \gamma) \\ \sin(\theta_{GC} + \beta + \gamma) & \cos(\theta_{GC} + \beta + \gamma) \end{cases} \begin{cases} GF \\ 0 \end{cases}.$$

Сонымен біз $B(x_B, y_B)$, $E(x_E, y_E)$ және $D(x_D, y_D)$ нүктелерінің координаталарын XOY жергілікті координаттар жүйесіне қатысты анықтадық.

Механизм нүктелерінің жылдамдығы мен үдеуін анықтау үшін буындардың бұрыштық жылдамдықтары мен үдеулерінің аналогтарын, сондай-ақ механизм буындары нүктелерінің сызықтық жылдамдықтар мен үдеулерінің аналогтарын анықтау қажет [10]. Механизм буындарының бұрыштық жылдамдықтары мен үдеулерінің аналогтары сәйкесінше жалпыланған координат бойынша тәуелсіз жабық контурлардың тұйықталу теңдеулерінің бір және екі есе дифференциалдануы болып табылады [11]. Сонымен қатар, механизм класына қарамастан, тәуелсіз контурлардың тұйықталу теңдеуінің жалпыланған координаты бойынша дифференциалдау санына байланысты бұрыштық жылдамдықтардың немесе үдеулердің аналогтарына қатысты сызықтық теңдеулер жүйесін аламыз.

Зерттеліп отырған механизмнің (қармауыштың) жетекші буыны 1-буынға тиесілі цилиндрде H қозғалатын байланыстырушы шатундағы поршень болып табылады (2- суретті қараңыз). Бұл механизмде жалпыланған координат айнымалы AB қашықтығы болып табылады.

Механизмдегі тәуелсіз контурлар саны (k) Эйлер топологиялық формуласы бойынша анықталады

$$k = p - n + 1.$$

мұнда p , n – механизмнің кинематикалық жұптары мен буындарының саны.

Зерттелетін механизм үшін $p = 7$, $n = 6$, онда $k = 7 - 6 + 1 = 2$, яғни, бұл механизмде екі тәуелсіз контур бар.

Бірінші тәуелсіз тұйық контур (2-суретті қараңыз):

$$\overline{AB} - \overline{BF} - (\overline{y_A} - \overline{y_F}) - \overline{x_A} = 0 \tag{3}$$

GXY осінде векторлардың тұйықталу теңдеуін (2) жобалау арқылы келесі теңдеу жүйесін аламыз:

$$\begin{cases} AB \cos(\theta_{AB}) - BF \cos(\theta_{FB}) - \overline{x_A} = 0, \\ AB \sin(\theta_{AB}) - BF \sin(\theta_{FB}) - (\overline{y_A} - \overline{y_F}) = 0, \end{cases} \tag{4}$$

$$\theta_{FB} = \arctg\left(\frac{y_B - y_F}{x_B - x_F}\right).$$

мұнда

(4) жүйесін жалпыланған координаттар AB бойынша дифференциалдау арқылы аламыз:

$$\begin{cases} \cos(\theta_{AB}) - AB \sin(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} + BF \sin(\theta_{FB}) \frac{d\theta_{FB}}{dAB} = 0, \\ \sin(\theta_{AB}) + AB \cos(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} - BF \cos(\theta_{FB}) \frac{d\theta_{FB}}{dAB} = 0. \end{cases} \tag{5}$$

(5) теңдеуін матрицалық түрге келтіреміз:

$$\begin{bmatrix} -AB \sin(\theta_{AB}) & BF \sin(\theta_{FB}) \\ AB \cos(\theta_{AB}) & -BF \cos(\theta_{FB}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{d\theta_{AB}}{dAB} \\ \frac{d\theta_{FB}}{dAB} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\cos(\theta_{AB}) \\ -\sin(\theta_{AB}) \end{Bmatrix} \quad (6)$$

(6) теңдеулер жүйесінен θ_{AB} және θ_{FB} бұрыштарының бұрыштық жылдамдықтарының аналогтарын $\frac{d\theta_{AB}}{dAB}$ және $\frac{d\theta_{FB}}{dAB}$ анықтаймыз.

(4) теңдеулер жүйесін жалпыланған координаттар АВ жүйесі бойынша екінші рет дифференциалдап, келесі теңдеулер жүйесін аламыз:

$$\begin{cases} -\sin(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} - \sin(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} - AB \cos(\theta_{AB}) \left(\frac{d\theta_{AB}}{dAB} \right)^2 - AB \sin(\theta_{AB}) \frac{d^2\theta_{AB}}{dAB^2} + \\ BF \cos(\theta_{FB}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB} \right)^2 + BF \sin(\theta_{FB}) \frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2} = 0, \\ \cos(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} + \cos(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} - AB \sin(\theta_{AB}) \left(\frac{d\theta_{AB}}{dAB} \right)^2 + AB \cos(\theta_{AB}) \frac{d^2\theta_{AB}}{dAB^2} + \\ BF \sin(\theta_{FB}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB} \right)^2 - BF \cos(\theta_{FB}) \frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2} = 0; \end{cases}$$

Бұл теңдеулерді матрицалық түрде жазамыз

$$\begin{bmatrix} -AB \sin(\theta_{AB}) & BF \sin(\theta_{FB}) \\ AB \cos(\theta_{AB}) & -BF \cos(\theta_{FB}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{d^2\theta_{AB}}{dAB^2} \\ \frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 2 \sin(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} + AB \cos(\theta_{AB}) \left(\frac{d\theta_{AB}}{dAB} \right)^2 - BF \cos(\theta_{FB}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB} \right)^2 \\ -2 \cos(\theta_{AB}) \frac{d\theta_{AB}}{dAB} + AB \sin(\theta_{AB}) \left(\frac{d\theta_{AB}}{dAB} \right)^2 - BF \sin(\theta_{FB}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB} \right)^2 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

(7) теңдеулер жүйесінен сәйкес θ_{AB} және θ_{FB} бұрыштарының бұрыштық үдеулер аналогтарын $\frac{d^2\theta_{AB}}{dAB^2}$, $\frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2}$ анықтаймыз.

Екінші тәуелсіз контурдың түйықталу теңдеуі (2-суретті қараңыз):

$$\overline{DG} + \overline{CD} - \overline{CF} - y_F = 0$$

$$\begin{cases} DG \cos(\theta_{GD}) + CD \cos(\theta_{DC}) - CF \cos(\theta_{FC}) = 0, \\ DG \sin(\theta_{GD}) + CD \sin(\theta_{DC}) - CF \sin(\theta_{FC}) - y_F = 0, \end{cases} \quad (8)$$

мұнда $\theta_{GD} = \arctg\left(\frac{y_D - y_G}{x_D - x_G}\right)$, $\theta_{DC} = \arctg\left(\frac{y_C - y_D}{x_C - x_D}\right)$, $\theta_{FC} = \arctg\left(\frac{y_C - y_F}{x_C - x_F}\right)$.

(8) теңдеулер жүйесін жалпыланған координаттар АВ жүйесі бойынша дифференциалдаймыз, сонда болады:

$$\begin{cases} -DG \sin(\theta_{GD}) \frac{d\theta_{GD}}{dAB} - CD \sin(\theta_{DC}) \frac{d\theta_{DC}}{dAB} + CF \sin(\theta_{FC}) \frac{d\theta_{FB}}{dAB} = 0, \\ DG \cos(\theta_{GD}) \frac{d\theta_{GD}}{dAB} + CD \cos(\theta_{DC}) \frac{d\theta_{DC}}{dAB} - CF \cos(\theta_{FC}) \frac{d\theta_{FB}}{dAB} = 0, \\ \frac{d\theta_{FC}}{dAB} = \frac{d\theta_{FB}}{dAB}. \end{cases}$$

Бұл теңдеулер жүйесін матрицалық түрге келтіреміз:

$$\begin{bmatrix} -DG \sin(\theta_{GD}) & -CD \sin(\theta_{DC}) \\ DG \cos(\theta_{GD}) & CD \cos(\theta_{DC}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{d\theta_{GD}}{dAB} \\ \frac{d\theta_{DC}}{dAB} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -CF \sin(\theta_{FC}) \frac{d\theta_{FB}}{dAB} \\ CF \cos(\theta_{FC}) \frac{d\theta_{FB}}{dAB} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

(9) теңдеуінен θ_{GD} және θ_{DC} бұрыштарының бұрыштық жылдамдық аналогтарын $\frac{d\theta_{GD}}{dAB}$ және $\frac{d\theta_{DC}}{dAB}$ анықтаймыз.

(8) теңдеуін жалпыланған координаттар АВ бойынша екінші рет дифференциалдап, келесіні аламыз:

$$\begin{cases} -DG \cos(\theta_{GD}) \left(\frac{d\theta_{GD}}{dAB}\right)^2 - DG \sin(\theta_{GD}) \frac{d^2\theta_{GD}}{dAB^2} - CD \cos(\theta_{DC}) \left(\frac{d\theta_{DC}}{dAB}\right)^2 - CD \sin(\theta_{DC}) \frac{d^2\theta_{DC}}{dAB^2} + \\ CF \cos(\theta_{FC}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB}\right)^2 + CF \sin(\theta_{FC}) \frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2} = 0, \\ -DG \sin(\theta_{GD}) \left(\frac{d\theta_{GD}}{dAB}\right)^2 + DG \cos(\theta_{GD}) \frac{d^2\theta_{GD}}{dAB^2} - CD \sin(\theta_{DC}) \left(\frac{d\theta_{DC}}{dAB}\right)^2 + CD \cos(\theta_{DC}) \frac{d^2\theta_{DC}}{dAB^2} + \\ CF \sin(\theta_{FC}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB}\right)^2 - CF \cos(\theta_{FC}) \frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2} = 0; \end{cases}$$

немесе матрицалық түрде:

$$\begin{bmatrix} -DG \sin(\theta_{GD}) & -CD \sin(\theta_{DC}) \\ DG \cos(\theta_{GD}) & CD \cos(\theta_{DC}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{d^2\theta_{GD}}{dAB^2} \\ \frac{d^2\theta_{DC}}{dAB^2} \end{Bmatrix} = \begin{cases} DG \cos(\theta_{GD}) \left(\frac{d\theta_{GD}}{dAB}\right)^2 + CD \cos(\theta_{DC}) \left(\frac{d\theta_{DC}}{dAB}\right)^2 - CF \cos(\theta_{FC}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB}\right)^2 - CF \sin(\theta_{FC}) \frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2} \\ DG \sin(\theta_{GD}) \left(\frac{d\theta_{GD}}{dAB}\right)^2 + CD \sin(\theta_{DC}) \left(\frac{d\theta_{DC}}{dAB}\right)^2 - CF \sin(\theta_{FC}) \left(\frac{d\theta_{FB}}{dAB}\right)^2 + CF \cos(\theta_{FC}) \frac{d^2\theta_{FB}}{dAB^2} \end{cases} \quad (10)$$

(10) теңдеулер жүйесін шеше отырып, сәйкес θ_{GD} және θ_{DC} бұрыштарының бұрыштық үдеулерінің аналогтарын $\frac{d^2\theta_{GD}}{dAB^2}$, $\frac{d^2\theta_{DC}}{dAB^2}$ анықтаймыз.

Е нүктесінің координаттарын келесі өрнектерден анықтаймыз:

$$\begin{cases} x_E = GE \cos(\theta_{GE}), \\ y_E = GE \sin(\theta_{GE}), \end{cases} \quad (11)$$

$$\theta_{GE} = \arctg\left(\frac{y_E - y_G}{x_E - x_G}\right)$$

мұнда

(11) өрнегін уақыт бойынша дифференциялдап, E нүктесінің жылдамдығын табамыз:

$$\begin{cases} \frac{dx_E}{dt} = -GE \sin(\theta_{GE}) \frac{d\theta_{GD}}{dAB} \frac{dAB}{dt}, \\ \frac{dy_E}{dt} = +GE \cos(\theta_{GE}) \frac{d\theta_{GD}}{dAB} \frac{dAB}{dt}. \end{cases} \quad (12)$$

E нүктесінің жылдамдық модулі мынаған тең болады:

$$g_E = \sqrt{g_{x_E}^2 + g_{y_E}^2}$$

(12) өрнегін уақыт бойынша дифференциялдап, E нүктесінің үдеуін табамыз:

$$\begin{cases} a_{x_E} = \frac{d^2 x_E}{dt^2} = -GE \cos(\theta_{GE}) \left(\frac{d\theta_{GD}}{dAB} \frac{dAB}{dt}\right)^2 - GE \sin(\theta_{GE}) \frac{d^2 \theta_{GD}}{dAB^2} \left(\frac{dAB}{dt}\right)^2 - \\ GE \sin(\theta_{GE}) \frac{d\theta_{GD}}{dAB} \frac{d^2 AB}{dt^2}, \\ a_{y_E} = \frac{d^2 y_E}{dt^2} = -GE \sin(\theta_{GE}) \left(\frac{d\theta_{GD}}{dAB} \frac{dAB}{dt}\right)^2 + GE \cos(\theta_{GE}) \frac{d^2 \theta_{GD}}{dAB^2} \left(\frac{dAB}{dt}\right)^2 + \\ GE \cos(\theta_{GE}) \left(\frac{d\theta_{GD}}{dAB}\right)^2 \frac{d^2 AB}{dt^2}. \end{cases}$$

E нүктесінің үдеуінің модулі мынаған тең:

$$a_E = \sqrt{a_{x_E}^2 + a_{y_E}^2}$$

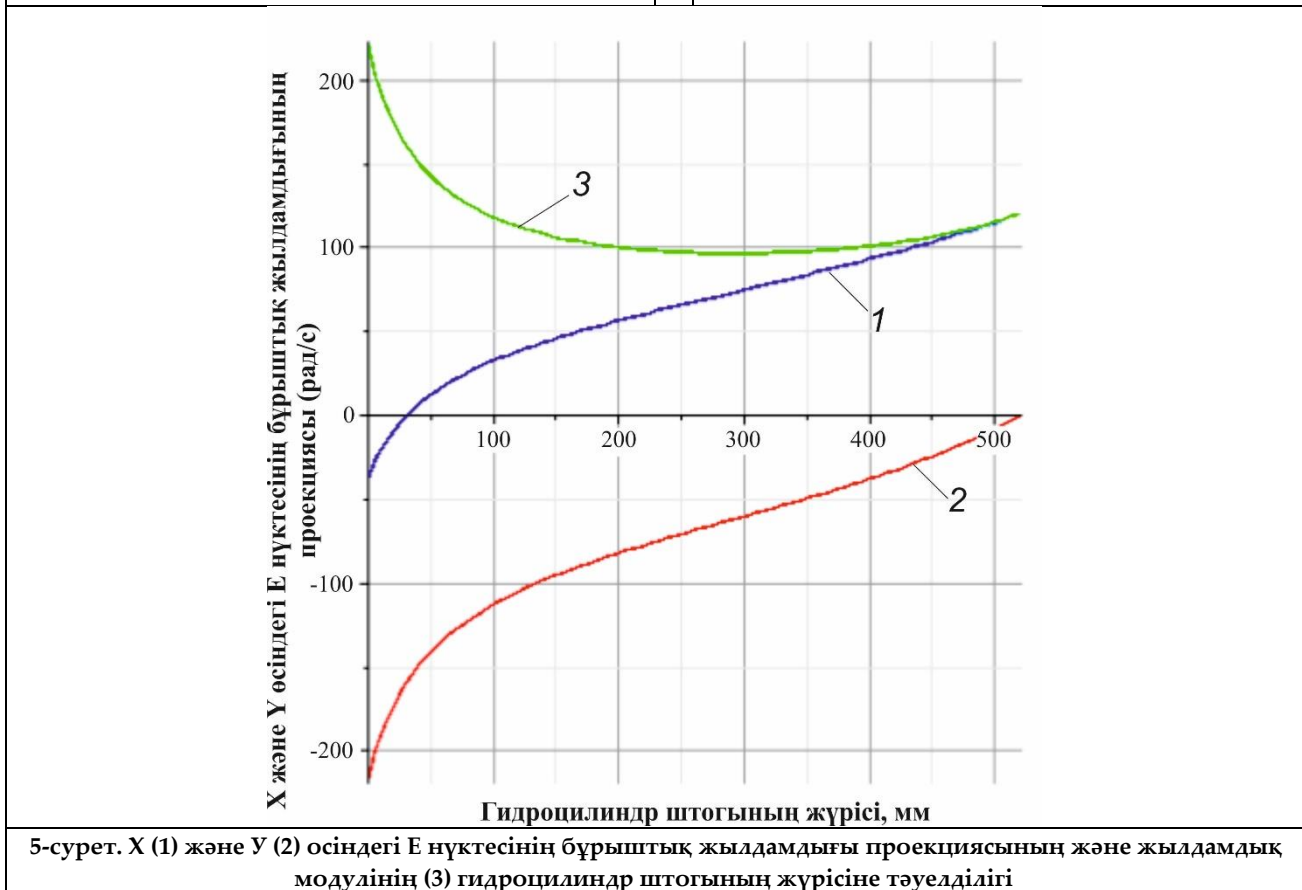
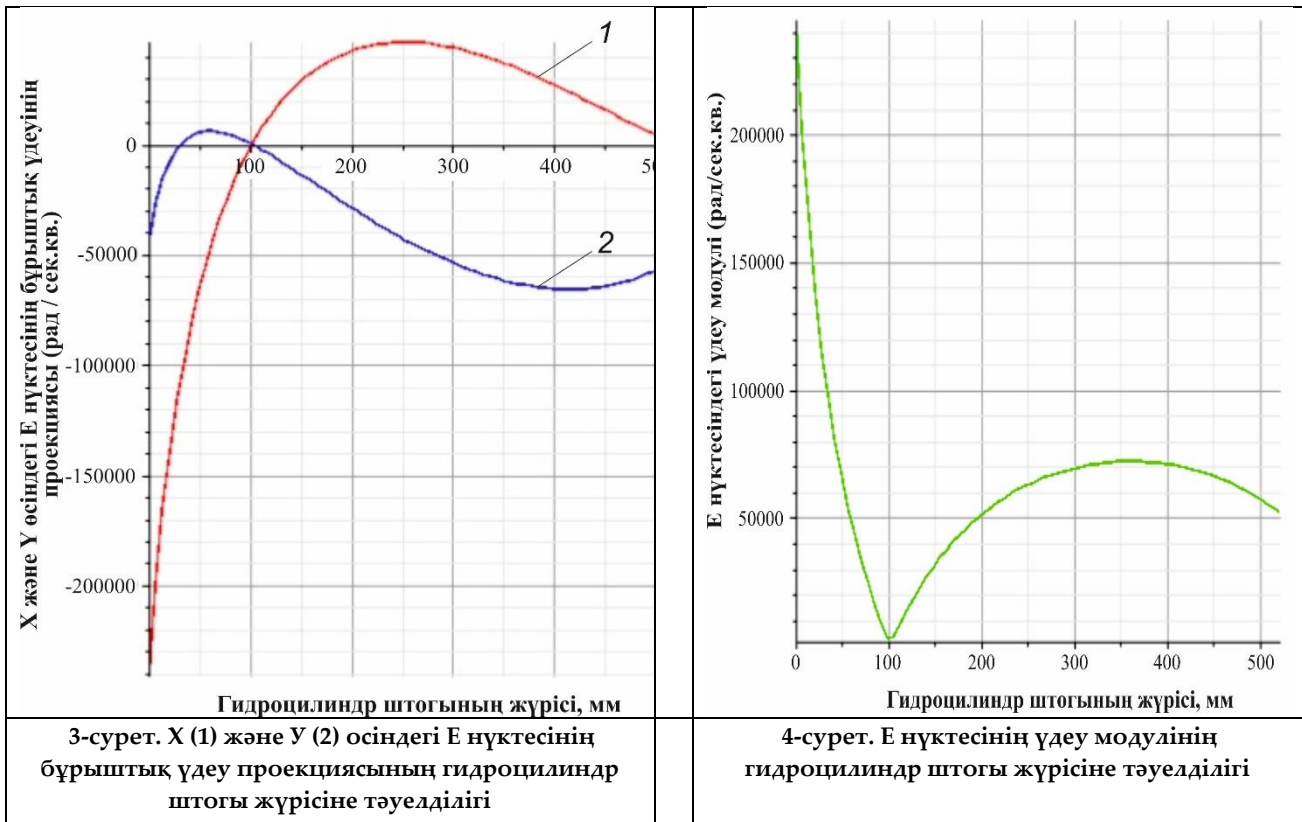
Әзірленген бағдарлама бойынша алынған тәуелділіктерді компьютерлік модельдеу екі режимде жүргізілді:

- грейфер режимінде ірі сынғыш тастарды ұстап алу бойынша гидроиекті жылжыту механизмінің жұмысы;
- кәдімгі кері күрек шөміші режимінде гидроиекті жылжыту механизмінің бірлескен жұмысы.

Гидравликалық экскаватордың арнайы шөмішінің гидробасқарылатын иегі механизмінің есептеу бағдарламасы жасалды және кинематикалық және күштік сипаттамалары сандық және графикалық түрде алынды.

Сандық нәтижелерді алу үшін «Maple 18. The Essential Tool for Mathematics and Modeling» компьютерлік бағдарламасы қолданылды.

X және Y осіндегі E нүктесінің бұрыштық үдеу проекциясы мен үдеу модулінің гидроцилиндр штогының жүрісіне тәуелділігінің графикалық интерпретациясы 3, 4 және 5 суреттерде берілген.



3-5 суреттерінде келтірілген тәуелділікті талдау көрсеткендей, бір шөмішті экскаватордың жұмыс жабдығының шөмішінің гидробасқарылатын иегінің ұсынылған конструкциясы 1 метрге дейінгі тас блоктарды иегі максималды ашылғанда ұстап алуға мүмкіндік береді, бұл

гидравликалық цилиндрдің штогының 280 мм жүрісі кезінде қамтамасыз етіледі.

Нәтижелерді талқылау

Ұсынылған кинематикалық және күштік талдау әдісі үлкен түйіршікті топырақты игеру үшін бір шөмішті экскаватордың арнайы жұмыс органының гидробасқарылатын механизмінің геометриялық, кинематикалық және күштік параметрлерін анықтауға мүмкіндік береді. Гидравликалық басқарылатын шөміштің жұмыс органын кинематикалық талдау алгоритмі дербес компьютерге арналған бағдарлама түрінде жасалады, зерттелетін механизмнің кинематикалық параметрлерінің сандық мәндері алынады, бұл блок-схеманы таңдауға және иектің гидравликалық басқарылатын бөліктерінің өлшемдерін анықтауға мүмкіндік береді.

Пайдаланылған әдебиеттер

1. Кульгильдинов М.С., Кульгильдинов Б.М., Каукаров А.К. Физико-механические характеристики селевых выносов и оползней как среды взаимодействия с рабочими органами землеройных машин // Материалы Международной научно-практической конференции «Потенциал современной науки», 30 ноябрь 2018 г. Прага, Чехия. - с.24-30.
2. Kulgildinov M., Kaukarov A., Kamzanov N., Taran M., Kulgildinov B., Zhauyt A. Determination of Kinematic and Force Parameters of the Special Bucket Shovel for the Development of Large-Block Soils // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 9, No. 6, pp. 813-824
3. Кульгильдинов М.С., Кульгильдинов Б.М., Каукаров А.К. Специальные рабочие органы землеройных машин для ликвидации последствий при чрезвычайных ситуациях // Материалы XII Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии на транспорте: образование, наука, практика», 18 апреля 2018 г., г. Алматы, КазАТК им. М.Тынышпаева - с. 263-268.
4. Кульгильдинов М.С., Кульгильдинов Б.М., Каукаров А.К. Бір шөмішті экскаваторлардың жұмыс органдарының даму үрдістері // Вестник КазАТК, №3, 2019. с. 73-79.
5. Кульгильдинов М.С., Кульгильдинов Б.М., Каукаров А.К., Камзанов Н.С., Кочетков А.В. Төтенше жағдайлар салдарын жою үшін экскаваторлар шөміштерінің конструкцияларының дамуын талдау. // Сборник научных трудов восьмой международной научно-практической конференции «Автомобильные дороги и транспортная техника: проблемы и перспективы развития», посвященную 80-летию Р.А.Кабашева и 20-летию КазАДИ. 19 декабря 2019 г. г.Алматы, КазАДА (КазАДИ) им. Л.Б.Гончарова. с. 136-140.
6. Кульгильдинов М.С., Кульгильдинов Б.М., Каукаров А.К., Кадыров Ж.Н. Специальный рабочий орган гидравлического экскаватора. // № 33997. МПК E02F 3/48 E02F 3/60. Заявка 2018/0769.1 от 22.10.2018 г. Официальный бюллетень, №45 от 08.11.2019 г.
7. Джолдасбеков У.А., Молдабеков М.М. Аналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов. - Алматы, 1997. - 230 с.
8. Джолдасбеков У.А., Синчев Б.К. Анализ механизмов высоких классов со многими степенями свободы. - Алматы: Гылым, 1994. - 122 с.
9. Kaukarov A., Kokodeeva N., Kochetkov A., Yankovsky L., Chelpanov I. Capture of large objects by the earthmoving machine's implement during operation on motor and toting roads. VIII International Scientific Siberian Transport Forum. TransSiberia 2019, Volume 2. p. 285-296. DOI: 10.1007/978-3-030-37919-3 <https://www.springer.com/us/book/9783030379186>
10. Y. Yeleukulov, A. Atalykova, A. Zhauyt, Zh. Abdimuratov, S.Yussupova, A. Alik, G. Kenzhebayeva. Mechanical analysis of vibratory conveyor mechanism. MATEC Web of conferences, Vol. 226 (01019), pp. 1-9, 2018.

11. S. Mitsi, I. Tsiafis, K. D. Bouzakis, Force analysis of six-bar linkage for mechanical presses considering joint frictions, *Journal of the Balkan Tribological Association*, 21, pp. 281-295 (2015).

А.К. Каукаров, М.К. Куанышев

Актюбинский региональный университет им. К.Жубанова, Актюбе, Казахстан

Обоснование основных параметров нового рабочего оборудования грейферного экскаватора для разработки крупнообломочных грунтов

Аннотация. Традиционные конструкции рабочих органов землеройных машин не подходят для разработки крупнозернистых грунтов, селевых отложений и других засоров в экстремальных условиях, что приводит к снижению их производительности. Поэтому для разработки селя с крупными классическими включениями необходимо создание специальных рабочих органов одноковшовых экскаваторов, что позволит расширить функционал этих машин. Предметом исследования является определение кинематических и силовых параметров механизма удлинения специального рабочего органа экскаватора на основе аналитических исследований и компьютерного моделирования. Предложена методика определения звеньев механизма специального рабочего органа экскаватора: алгоритмы и методы определения мест, координат точек звеньев; получены уравнения замыкания и численные и графические значения параметров для независимых контуров механизма удлинения челюсти специального ковша экскаватора векторного типа для определения угловых скоростей и ускорений звеньев.

Ключевые слова: специальный рабочий орган, ковш экскаватора, координаты точек звеньев.

A.K. Kaukarov, M.K. Kuanyshv

K.Zhubanov Aktobe Regional University, Aktobe, Kazakhstan

Substantiation of the main parameters of the new working equipment of the grab excavator for the development of large-block soils

Abstract. Traditional designs of working bodies of earthmoving machines are not adapted for the development of large-block soils of mudslides and other blockages in emergency situations, which leads to a decrease in their productivity. Therefore, it is necessary to create special working bodies of single-bucket excavators for the development of mudflows with large-block inclusions, allowing to expand the functionality of these machines. The subject of the study is to determine the kinematic and power parameters of the mechanism of extension of a special working body of an excavator based on analytical studies and computer modeling. The article proposes a method for determining the links of the mechanism of a special excavator working body and algorithms and methods for determining the positions, coordinates of the points of the links. As result of the study there have been obtained closure equations of independent contours of the jaw extension mechanism of a special excavator bucket in vector form for determining angular velocities and accelerations of the links and numerical and graphical parameter values.

Keywords: special working body, excavator bucket, coordinates of link points.

References

1. Kul'gil'dinov M.S., Kul'gil'dinov B.M., Kaukarov A.K. Fiziko-mekhanicheskie harakteristiki selevyh vynosov i opolznej kak sredey vzaimodeystviya s rabochimi organami zemlerojnyh mashin // *Materialy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Potencial sovremennoj nauki»*, 30

noyabr' 2018 g. Praga, СHekhiya. - s.24-30. [in Russian]

2. Kul'gil'dinov M., Kaukarov A., Kamzanov N., Taran M., Kul'gil'dinov B., Zhauyt A. Determination of Kinematic and Force Parameters of the Special Bucket Shovel for the Development of Large-Block Soils // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, Vol. 9, No. 6, pp. 813-824

3. Kul'gil'dinov M.S., Kul'gil'dinov B.M., Kaukarov A.K. Special'nye rabochie organy zemlerojnyh mashin dlya likvidacii posledstvij pri chrezvychajnyh situacijah // Materialy XLII Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Innovacionnye tekhnologii na transporte: obrazovanie, nauka, praktika», 18 aprelya 2018 g., g. Almaty, KazATK im. M.Tynyshpaeva - s. 263-268. [in Russian]

4. Kul'gil'dinov M.S., Kul'gil'dinov B.M., Kaukarov A.K. Bir shomishti ekskavatorlardyn zhymys organдарынyn damu yrdisteri // Vestnik KazATK, №3, 2019. s. 73-79. [in Kazakh]

5. Kul'gil'dinov M.S., Kul'gil'dinov B.M., Kaukarov A.K., Kamzanov N.S., Kochetkov A.V. Totenshe zhardajlar saldaryn zhoyu yshin ekskavatorlar shomishterinin konstrukciyalarynyn damuyn taldau. // Sbornik nauchnyh trudov vos'moj mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii «Avtomobil'nye dorogi i transportnaya tekhnika: problemy i perspektivy razvitiya», posvyashchennuyu 80-letiyu R.A.Kabasheva i 20-letiyu KazADI. 19 dekabrya 2019 g. g.Almaty, KazADA (KazADI) im. L.B.Goncharova. s. 136-140. [in Kazakh]

6. Kul'gil'dinov M.S., Kul'gil'dinov B.M., Kaukarov A.K., Kadyrov ZH.N. Special'nyj rabochij organ gidravlicheskogo ekskavatora. // № 33997. MPK E02F 3/48 E02F 3/60. Zayavka 2018/0769.1 ot 22.10.2018 g. Oficial'nyj byulleten', №45 ot 08.11.2019 g. [in Russian]

7. Dzholdasbekov U.A., Moldabekov M.M. Analiticheskie metody analiza i sinteza mekhanizmov vysokih klassov. - Almaty, 1997. - 230 s. [in Russian]

8. Dzholdasbekov U.A., Sinchev B.K. Analiz mekhanizmov vysokih klassov so mnogimi stepenyami svobody. - Almaty: Gylym, 1994. - 122 s. [in Russian]

9. Kaukarov A., Kokodeeva N., Kochetkov A., Yankovsky L., Chelpanov I. Capture of large objects by the earthmoving machine's implement during operation on motor and toting roads. VIII International Scientific Siberian Transport Forum. TransSiberia 2019, Volume 2. p. 285-296. DOI: 10.1007/978-3-030-37919-3 <https://www.springer.com/us/book/9783030379186>

10. Y. Yeleukulov, A. Atalykova, A. Zhauyt, Zh. Abdimuratov, S. Yussupova, A. Alik, G. Kenzhebayeva. Mechanical analysis of vibratory conveyor mechanism. MATEC Web of conferences, Vol. 226 (01019), pp. 1-9, 2018.

11. S. Mitsi, I. Tsiafis, K. D. Bouzakis, Force analysis of six-bar linkage for mechanical presses considering joint frictions, Journal of the Balkan Tribological Association, 21, pp. 281-295 (2015).

Авторлар туралы мәлімет:

Каукаров А.К. – «Көлік техникасы, тасымалдауды ұйымдастыру және құрылыс» кафедрасының аға оқытушысы, Қ.Жұбанов атындағы Ақтөбе өңірлік университеті, Ағайынды Жұбановтар көшесі, 265, Ақтөбе, Қазақстан.

Куанышев М.К. – техника ғылымдарының кандидаты, «Көлік техникасы, тасымалдауды ұйымдастыру және құрылыс» кафедрасының доценті, Қ.Жұбанов атындағы Ақтөбе өңірлік университеті, Ағайынды Жұбановтар көшесі, 265, Ақтөбе, Қазақстан.

Kaukarov A.K. – Master, senior lecturer of the Department of "Transport Equipment, Organization of Transportation and Construction", K.Zhubanov Aktobe regional university, Br.Zhubanov str., 265, Aktobe, Kazakhstan.

Kuanyshev M.K. – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of "Transport Equipment, Organization of Transportation and Construction", K.Zhubanov Aktobe regional university, Br.Zhubanov str., 265, Aktobe, Kazakhstan.