

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

Көлік техникасы кафедрасы

Дильманов Е.С.

Қатты топырақтарға арналған экскаватордың шөмішін жаңғырту

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5B071300 – «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандығы

Алматы 2020

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

Көлік техникасы кафедрасы

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі,

техн. ғылым. д-ры, профессор

С.А. Машеков

«___» _____ 2020 ж

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Қатты топырақтарға арналған экскаватордың шөмішін
жаңғырту»

5B071300 -«Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандығы
бойынша

Орындаған

Дильманов Е.С.

Ғылыми жетекші

техн. ғыл. канд., доцент

_____ Р.А. Козбагаров

«___» _____ 2020 ж

Алматы 2020

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

Көлік техникасы кафедрасы

5B071300 - «Көлік, көлік техникасы және технологиялары»

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі,
техн. ғылым. д-ры, профессор
С.А. Машеков

«___» _____ 2020 ж

**Дипломдық жұмыс орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Дильманов Елдос Сәлімкерейұлы

Тақырыбы Қатты топырақтарға арналған экскаватордың шөмішін жаң-
ғырту

Университет басшысының «27» 01. 2020 ж №762-б бұйырығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «15» мамыр 2020 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Қолданыстағы экскаваторлар-
дың конструкциясы, ғылыми-техникалық оқулықтар және патентті ақпа-
раттар

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:

а) Жалпы бөлімі

б) Жобалық-конструкторлық бөлімі

в) _____

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

1. Құрылымдар анализі – 1 бет; 2. Гидравликалы схемасы – 1 бет; 3. Құры-
лымның жалпы көрінісі -1 бет; 4. Құрылымның құрама сызбалары– 2 бет;
4. Бөліктер – 1 бет

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: 13 атау

Дипломдық жұмысты дайындау
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Жалпы бөлімі		
Жобалық-конструкторлық бөлімі		

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған
қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Жалпы бөлімі	Р.А. Козбагаров, техника ғылымдары кандидаты, доцент		
Жобалық-конструкторлық бөлімі	Р.А. Козбагаров, техника ғылымдары кандидаты, доцент		
Норма бақылау	Н.С. Камзанов, магистр		

Ғылыми жетекші _____ Р.А.Козбагаров

Тапсырманы орындауға алған білім алушы _____ Е.С.Дильманов

Күні « ____ » _____ 2020 ж.

АНДАТПА

«Қатты топырақтарға арналған экскаватордың шөмішін жаңғырту» тақырыбына дипломдық жұмысты автордың қорытынды аттестациясына және бакалавр академиялық дәрежесін алуға ұсынылады.

Бұл диплом жұмыста қатыңқы топырақтарды өндеуге арналған машиналарды есептеулер келтіріліп отыр және олардың параметрлері іріктеп, таңдалған. Өздігінен жүретін экскаватордың қатыңқы топырақтарды өндеуде өнімділігін жоғарылатуы беріледі.

Соққы-діріл механизмдері бар экскаваторды жобалаудың негізгі міндеті жерқазу техникасындағы техникалық прогрестің ағымдағы қарқынының талаптарына жауап беретін ұзақ және ықшамды өтеу кезеңін құру болып табылады.

Жобада негізгі параметрлердің таңдауы жүргізілген, қажетті есептемелер орындалған және жұмыс сызбалары өңделді.

Түсіндірме жазбасы 41 беттен тұрады, графикалық бөлімінде А1 форматындағы 6 парақ бар.

АННОТАЦИЯ

Дипломная работа на тему: «Модернизация ковша экскаватора для разработки прочных грунтов», представляется для итоговой аттестации автора и присвоения академической степени бакалавра.

Дипломной работе произведен расчет машин для разработки твердых грунтов и выбраны их основные параметры. Разработка твердых грунтов с предложенной конструкции позволила повышению производительности техники.

Основной задачей проектирования машин с ударно-вибрационными механизмами является создание длинной и компактной стадии погашения, которая соответствует текущим темпам технического прогресса в наземной технике.

В проекте произведен выбор основных параметров, выполнены необходимые расчеты и разработаны рабочие чертежи.

Пояснительная записка изложена на 41 страницах, графическая часть содержит 6 листов формата А1.

ABSTRACT

Diplomatic work on the topic: “Modernization of the excavator bucket for the development of strong soils” is presented for the final certification of the author and assignment of an academic bachelor's degree.

Thesis calculated machines for the development of solid soils and selected their main parameters. The development of solid soils with the proposed design allowed to increase the productivity of the equipment.

The main task of designing machines with shock-vibration mechanisms is to create a long and compact stage of repayment, which corresponds to the current pace of technological progress in ground technology.

The project made a selection of the main parameters, made the necessary calculations and developed working drawings.

The explanatory note is set out on 41 pages, the graphic part contains 6 sheets of A1 format.

МАЗМҰНЫ

	беттер
Кіріспе	9
1 Жалпы бөлімі	11
1.1 Жұмыс тақырыбы бойынша аналитикалық шолу.....	11
1.2 Экскаваторлардың белсенді әсер ететін шөміштерінің конструктивтік сызбаларын талдау	12
2 Жобалық-конструкторлық бөлімі	17
2.1 Активті шөміш үшін гидравликалық параметрлерін есептеу	17
2.2 Гидравликалық жетектің элементтерін таңдау және есептеу.....	19
2.3 Гидравликалық жүйені таңдау	20
2.4 Белсенді (дірілдеу) әрекеттің шөміші бар жүктеушінің жұмыс режимдерін есептеу	22
2.5 Жүктеушінің тұрақтылығын есептеу	24
2.6 Жүк тиеу құрылғыларының тұрақтылығына тежеу әсерін есепке алу.....	33
2.7 Жұмыс жабдығының металл конструкцияларын есептеу.....	34
Қорытынды.....	40
Қолданылған әдебиеттер тізімі	41

КІРІСПЕ

Жер қазу техникасын дамытудағы жаңа бағыт, белсенді жұмыс органдары бар жер қазу машиналарын құру болып табылады. Мұндай машиналардың конструктивтік ерекшелігі жұмыс органы (шөміш, оқпан, қопсытқыштың тістері, сыналар, жетекші құбыр және т.б.) айтарлықтай, тіпті жұмыс құралының топыраққа әсер ету күшін бірнеше рет арттыруға мүмкіндік беретін соққылы – дірілді механизммен (СДМ) жабдықталатыны болып табылады. СДМ-нің инерциялық, гидравликалық, электромагниттік, пневматикалық, магнитострикциялық және басқа да типтердің түрлері қолданылады. Жұмыс құралын топыраққа енгізу базалық машина жасайтын және оның салмағына пропорционал статикалық күштің жиынтық әрекетімен және СДМ-мен жасалған динамикалық күштің және машинаның салмағына байланысты емес күштің есебінен жүзеге асырылады. Бұл машина салмағының айтарлықтай өсуінсіз жұмыс құралында күшті арттыруға мүмкіндік береді.

Құрылыс жұмыстарында ең көп еңбекті қажет ететін жұмыстардың бірі Жер жұмыстары болып табылады. Ең көп таралған әдістердің арасында топырақты қазудың тиімді әдісі механикалық болып табылады.

Алдын ала қопсыту болған кезде топырақты қазудың механикалық тәсілдерінің жалпы кемшілігі, екі машина болу қажеттігі: біреуі қопсыту үшін, екіншісі – жынысты экскавациялау үшін.

Жол-құрылыс машиналарында, бірінші кезекте Ресей мен шетелдегі жетекші көпфункционалды құрылыс машиналарының бірі болып табылатын гидравликалық экскаваторларда гидрооқшаулағыш жұмыс жабдығын қолдану, қатып қалған топырақты әзірлеу, жартасты жыныстарды, жол жамылғыларын бұзу, топырақты тығыздау және басқа да жұмыс түрлерін орындау кезінде машиналар жұмысының тиімділігін арттырады.

Конструкцияда гидрооқшаулағыш жабдығын, оның ішінде экскаваторлардың белсенді әсер ететін Шөміштерін, мембраналық бекіту-реттеу элементі бар басқару блогын қолдану перспективалы болып табылады, өйткені гидрооқшалатушының конструкциясы жеңілдетіледі, конструкцияның технологиялылығы артады, соққы жиілігі мен соққы энергиясын реттеу мүмкіндігі және т. б. пайда болады.

СДМ жұмыс органдары ретінде белсенді әсер ететін Шөміштерді пайдалану механикаландырудың қосымша құралдарын тартпай топырақты толық әзірлеуді (қопсыту және экскавациялау) жүргізуге мүмкіндік береді, бұл ретте экскаватордың өнімділігі айтарлықтай артады, алайда бұл ретте шөмішті дайындаудың салыстырмалы көпжылдық тәжірибесіне қарамастан, осы уақытқа дейін енгізуге ұсынуға болатын белсенді әсер ететін шөміштің конструкциясы әлі құрылмағанын атап өту қажет.

Жұмыс органының әзірленетін ортамен өзара іс-қимылының динамикалық принципі бар тетіктердің қысқаша тізбесі белсенді жұмыс органдарын есептеу әдістерін құру, олардың ұтымды параметрлерін таңдау және жұмыс органының әзірленетін ортамен өзара іс-қимыл жасау процесінің

ерекшеліктерін ескере отырып, осындай машиналар мен тетіктерді құрастыру қажеттілігі туралы айтады.

Жұмыстың мақсаты-қатқан және мәңгілік қатқан топырақты әзірлеу үшін экскаватордың жұмыс жабдығын модернизациялау болып табылады.

Жұмыстың ғылыми жаңалығын келесі елеулі нәтижелер көрсетеді:

- құрылымның дамуын сипаттайтын және бағыттары анықталды;
- ұсынылған конструкцияның жұмыс қабілеттілігі мен тиімділігін растайтын есептеулер жүргізілді.

Жұмыстың практикалық құндылығы экскаватордың жұмыс жабдығының конструкциясын құрайды, оның жұмыс қабілеттілігі мен тиімділігі есептермен расталған.

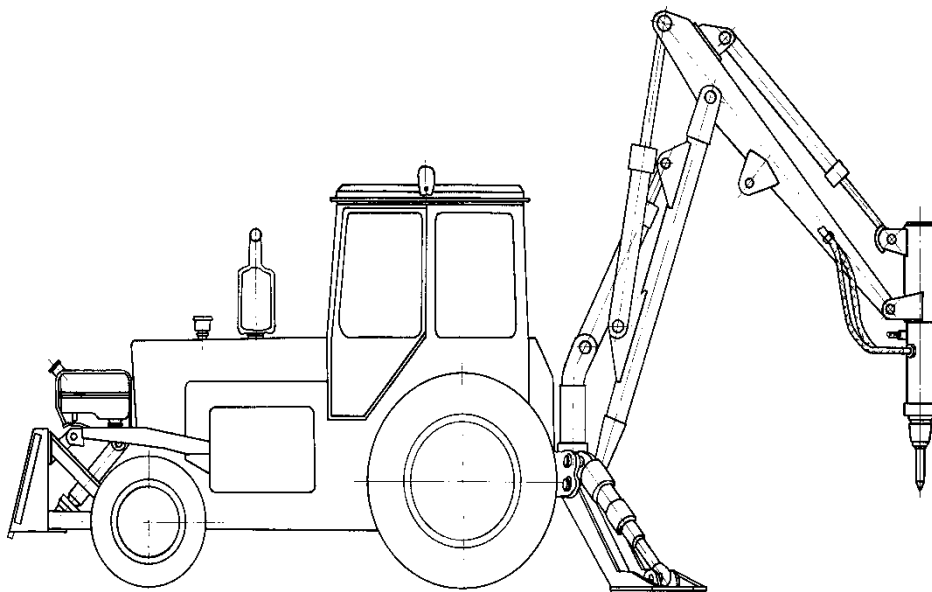
Дипломдық жұмысты жазудың теориялық және әдіснамалық негізі әдеби көздерге және бульдозердің зерттелетін түрі бойынша Internet сайттарына негізделеді.

1 Жалпы бөлімі

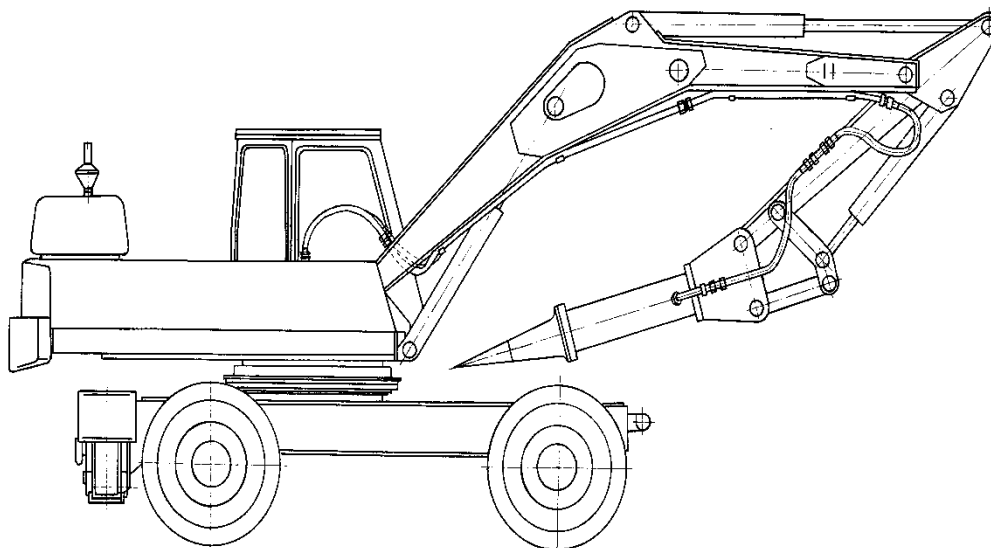
1.1 Жұмыс тақырыбы бойынша аналитикалық шолу

Аталған жұмыс түрлері үшін жаңа машиналар мен тетіктерді жасау саласындағы техникалық прогрестің, жол-құрылыс машиналарының жұмыс органдарын жандандыру жолымен өңделетін ортаға, құралдың әсер ету тиімділігін арттыруда айқын бағыты бар.

Өртүрлі импульстік жүктемелерді қолдану арқылы жұмыс органдарын жандандыру, ортаны жеткілікті түрде тиімді әзірлеу үшін (қатып қалған топырақты, негабариттерді, асфальтбетонды жабындарды бұзу), топырақты нығыздау үшін жоғары Динамикалық күштерді қамтамасыз етеді



1.1 - Сурет -Экскаватор ЭО-2621, ЖКМ-120 гидробалғамен



1.2 - Сурет -Экскаватор ЭО-3322, СП-71 гидробалғамен

Қазіргі уақытта қарапайым және сенімді конструкцияның арқасында гидробалғалар, пневмобалғалар, топырақпен жұмыс істеу үшін (нығыздау,

кирату), асфальтбетонды, темір бетонды жамылғылармен жұмыс істеу және басқа да жұмыс түрлерін орындау үшін пайдаланылатын әртүрлі үлгідегі электробалғалар үлкен танымалдыққа ие болды (1.1, 1.2 суреттер).

Көрсетілген жұмыстарды орындайтын гидробалғалардың негізгі параметрлері мыналар болып табылады: топырақ әзірлеу үшін қажетті соққы энергиясы мөлшері, соққы жиілігі, соққы қуаты.

Белсенді жұмыс органдары бар машиналар құрылыс пен өндірістің әр түрлі салаларында кеңінен қолданылады. Топырақтың дірілді тығыздағыштары, қадалардың дірілді жүк тиегіштері, бұрғылауға арналған дірілді соққы механизмдері, әртүрлі типтегі перфораторлар, электр және пневмотрамбовкалар, балғалар және т. б. кең таралған.

Алайда, грунттарды әзірлеу кезінде жұмыс органы орындайтын жұмыс түрлерін ескере отырып, ДСМ белсенді жұмыс органдарын есептеу әдістері іс жүзінде жоқ.

Қазіргі жағдайда өнеркәсіптің түрлі салаларында өндірістік процестерді интенсификациялау үшін сұйықтықтың энергиясы белгілі бір жиілік пен қарқындылық күшінің импульстеріне, кейбір өңделетін ортаға әсер ететін механизмді білдіретін гидравликалық соққы құрылғылары кеңінен қолданылады. Олар жол-құрылыс, тау-кен және басқа да машиналардың белсенді жұмыс органдары ретінде кеңінен қолданылады.

Берік Топырақтардың шағын көлемін және асфальтбетонды жол жабындарын бұзу үшін, оның ішінде қысылған жерлерде және әртүрлі объектілерді қайта жаңарту кезінде II–V өлшемдік топтардың экскаваторларына аспалы гидравликалық және Гидропневматикалық балғаларды қолдану ұсынылады. Экскаватордағы гидробалғаны монтаждау және демонтаждау практикалық қиындықтарды тудырмайды және арнайы құрылғыларды қажет етпейді.

Гидробалға жалпы түрдегі корпустан, бағыттаушы корпустан, пневматикалық немесе гидравликалық аккумулятордан және ауыспалы жұмыс құралынан тұрады. Жұмыс істеп тұрған гидробалғаларда сұйықтықты бөлу бойкадағы арналар жүйесімен және ағындармен жасалады.

II–V Өлшемдік топтардың экскаваторларына ілінген гидромолоттардың барлық типтік өлшемдері топырақты нығыздауға арналған таптайтын плиталар түріндегі алмалы-салмалы құралмен жабдықталады.

1.2 Экскаваторлардың белсенді әсер ететін шөміштерінің конструктивтік сызбаларын талдау

Гидрожетегі бар базалық машинаның жүргізілетін жұмыс сұйықтығының энергиясы белгілі бір жиілік пен қарқындылықтың импульстік күштеріне генерацияланатын гидроокшаулау құрылғыларын қолдану, белсенді әсер ететін жұмыс жабдығының, оның ішінде экскаваторлардың шөміштерінің перспективалық құрылымдарын жасауға мүмкіндік береді.

Экскаватордың белсенді әсер ететін шөміші қатқан топырақтар мен тау жыныстарының көпшілігі жататын, беріктігі бойынша қоса алғанда VI санатқа

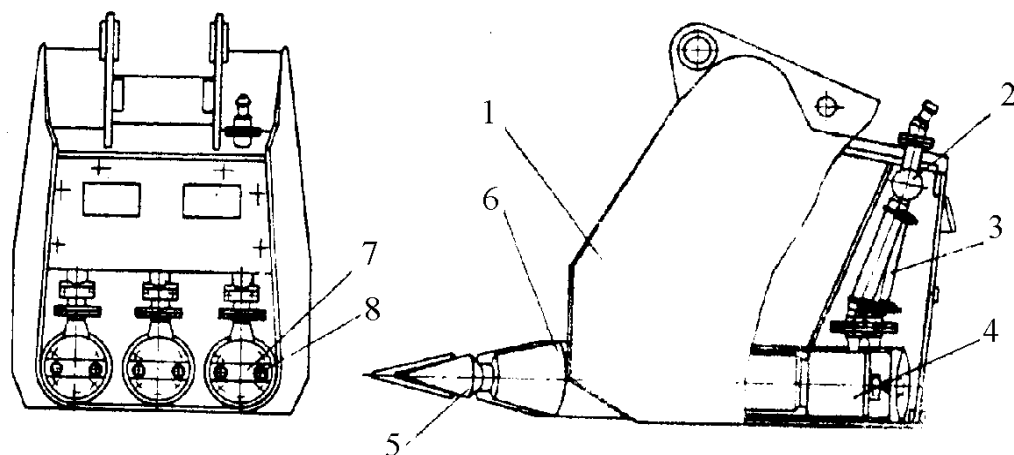
дейінгі беріктігі жоғары массивтерді әзірлеуге, бұрғылау-жару жұмыстарын, пайдалы қазбаның сапасына әсер еткен жағдайларда күрделі-құрылымдық шоғырларды игеруге, өздігінен жануға бейім кендер мен жыныстарды қазуға, Асфальтбетонды және бетон жамылғыларды ашуға, негабариттер мен т. б. қиратуға арналған.

Белсенді әсер ететін шөміш энергетикалық блоктан, жұмыс циклын басқару блогынан, құрал – сайманнан, ағынның бөлгішінен және негізгі машинаның қоректену көзінен тұратын бірнеше гидроокшаулардан тұрады.

Жол-құрылыс машиналарының белсенді жұмыс органдарын гидрожетекпен практикалық қолданудағы перспективалық бағыт, бірнеше гидроокшаулағыш құрылғылардың бірлескен жұмысын пайдалану болып табылады. Белсенді әсер ететін шөміштердегі бірнеше гидроокшауларда бірлесіп жұмыс істеу, өнімділікті арттыруға және орындалған жұмыстардың көлемін арттыруға, жұмыстың еңбек сыйымдылығын азайтуға, сондай-ақ қолданыстағы гидроокшаулағыштарды пайдалану тиімділігін арттыруға мүмкіндік береді.

Экскаваторлардың белсенді әсер ететін шөміштеріндегі бірнеше гидроокшаулағыштардың бірлескен жұмысын зерттеу мәселелері ғылыми-техникалық әдебиетте жеткіліксіз жарықтандырылғанын атап өту қажет. Гидроокшаулағыштар негізінде белсенді әсер ететін Шөміштерді жобалау бойынша ғылыми негізделген ұсынымдар жоқ. Әлі күнге дейін практикаға енгізуге жарамды мұндай шөміштің өңделген конструкциясы жоқ, тек тәжірибелік үлгілер ғана бар.

Әр түрлі уақыт кезеңдерінде әзірленген гидроокшаулау құрылғылары негізінде белсенді әрекет ететін шөміштің кейбір конструкциялары 1.3, 1.4 және 1.5 суреттерде келтірілген.



1-корпус; 2-коллектор; 3-шланг; 4-пневмомолоттар; 5-соққы тістері; 6-түтік тәрізді қаптамалар; 7-қысу планкалары; 8-бұрандалар

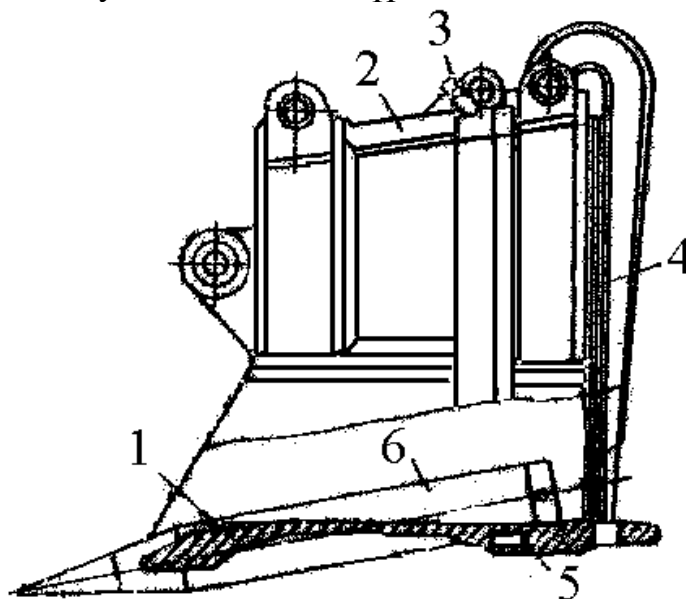
1.3 - Сурет -КСРО ҒА-мен ИГД белсенді әсер ететін шөміш сызбасы

КСРО ҒА-ның ИГД-да шөміш түбінде орындалған 1 корпустан, 2 түтікті қаптамада жнатылатын пневмомолоттардан, 4 соққы тістерінен және ауа айдау

жүйесінен тұратын белсенді әсер ететін шөміштің конструкциясы жасалған (1.3 сурет). Шөмішке тартылған сығылған ауа 5 коллекторға түседі және одан 6 иілгіш шлангімен іске қосу автоматына түседі, оған пневмомолоттарды қосу тісіне берілген күшке жеткенде жұмысқа қосады.

Шөміш тістерінің соққылық жүктемелерінің әсерінен топырақты бұзып енгізіледі. Топырақ кедергісі төмендеген кезде пневмомолот өшіріледі. Пневмомолоттар қазу барысында бірнеше рет қосылады және өшіріледі.

1.4 суретте экскаватордың белсенді әсер ететін шөміш конструкциясы келтірілген. Шөміш 1 алдыңғы қабырғадан, 2 түтікті қаптамасы бар, 3 артқы қабырғадан, 5 түбі мен ауа өткізгішінен тұрады.



1-алдыңғы қабырға; 2 – түтікті қаптар; 3-артқы қабырға; 4-түп;
-5-ауа өткізгіш; 6-кіру келтекұбыры; 7-пневмомолот

1.4- Сурет экскаватордың белсенді әсер ететін шөміш конструкциясы.

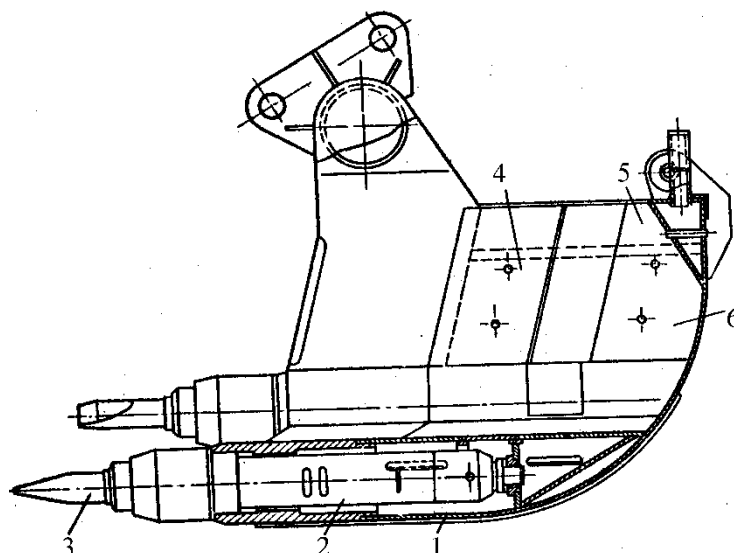
А. к. № 505772

Әрбір пневмомолот 7 жеке түтік қаптамада 2 орнатылған. Қысылған ауаны пневмомолотқа жеткізу 6 кіру келте құбыры арқылы жүзеге асырылады.

1.5 суретте А.к. 349330 бойынша экскаватор шөміш сызбасы келтірілген. Бұл конструкцияның ерекшелігі-жыралар мен траншеялардың еңістерінің жеткілікті сапасын қамтамасыз ету үшін шөміш түбі қиғаш қабырғалары профильдік орындалған, ал пневмомолоттары бар шеткі тістер биіктігі бойынша ығыстырылған және параллель жазықтықтарда орнатылған.

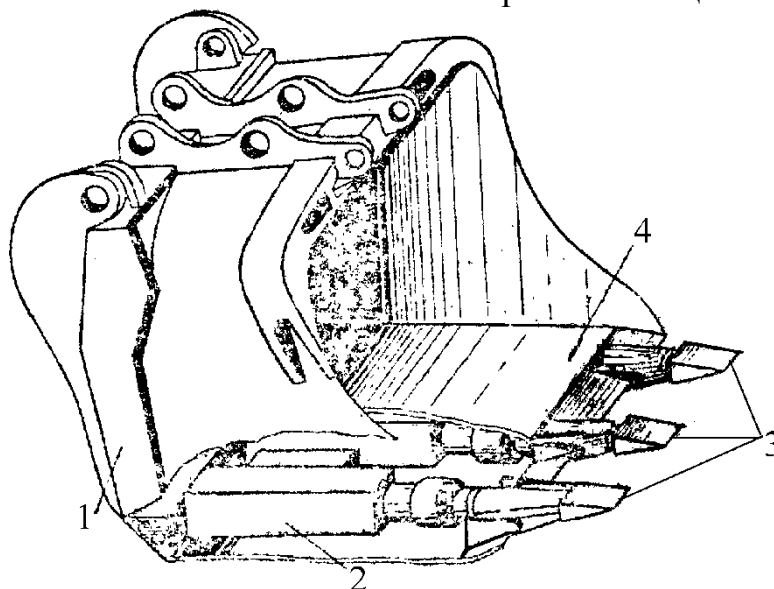
Шөміш Екі жазықтықта орналасқан (орташадан төмен) 4 пневмомолоттары бар 3 тістерден , соққы блоктары орналасқан 2 бейінді түбі бар 1 корпустан тұрады. Бұл кескен кезде барлық күштерді бір орташа тіске шоғырландыруға және кесу қарқындылығын арттыруға мүмкіндік береді.

Экскаватордың белсенді әсер ететін шөміші А.к. № 338594 бойынша (сурет 1.5) 1 корпусты, 2 Гидропневматикалық соққы құрылғысын, 3 Кесетін аспапты, 4 алмалы-салмалы қақпақты қамтиды.



1-түп; 2-пневмобалға; 3-тістер; 4, 6-арналар; 5-шөміш корпусы

1.4 - Сурет - № 349330 А.к бойынша экскаватор шөмішінің конструкциясы



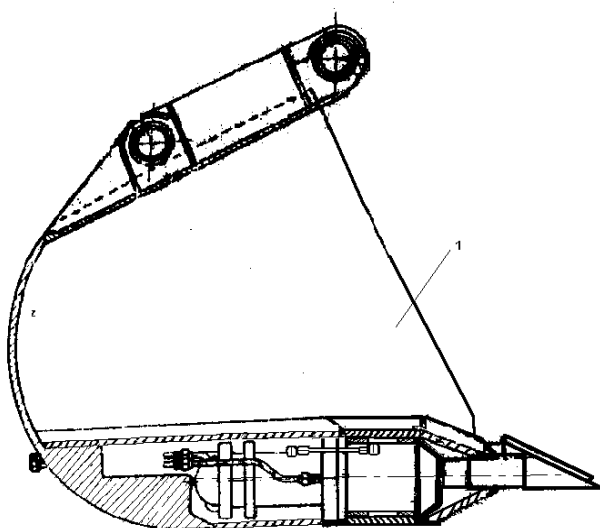
1 - корпус; 2 - гидropневматикалық сокқы құрылғысы; 3 – кесу құралы; 4 – алмалы-салмалы қаппак

1.5 - Сурет - Экскаватордың белсенді әсер ететін шөміш А.к. № 338594 бойынша

Экскаваторлардың белсенді әсер ететін шөміштерінің қаралған конструкциялары олардың параметрлерінің жеткілікті ғылыми негіздемесіз әзірленгенін, бірлі-жарым сокқының аз энергиясымен, жұмыста төмен сенімділікпен ерекшеленгенін және сериялық шығарылмайтынын атап өту қажет.

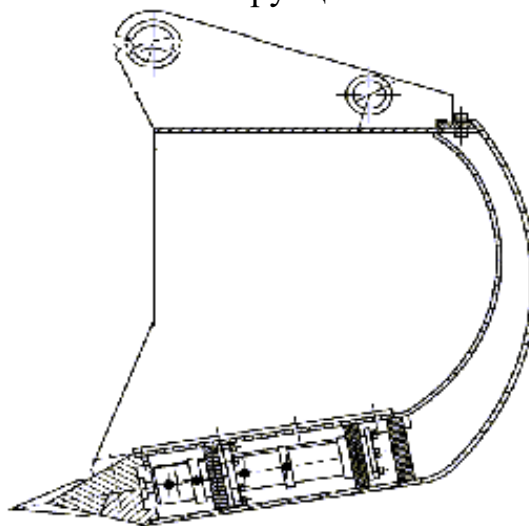
ЭО-3322 және ЭО-4121 экскаваторларының белсенді әсер ететін шөміштерінің әртүрлі конструкциялары СибАДИ-де әртүрлі уақыт кезеңдерінде әзірленген, 1.6, 1.7 суреттерде көрсетілген.

Белсенді әсер ететін шөміште гидроокшаулау құрылғыларының мүмкін болатын жұмыс схемалары 1.8–1.11 суретте көрсетілген.



1-шөміш корпусы; 2-соққы тістері

1.6 – Сурет - ЭО-3322 экскаваторының белсенді әсер ететін шөміш конструкциясы



1 – корпус ковша; 2 – ударные зубья

1.7 - Сурет - Конструкция ковша активного действия экскаватора ЭО-4121

Патенттік және әдебиет көздерін талдау негізінде біз ЭО –41111Б бір шөмішті экскаватордың ең перспективалы дизайнымен таңдалды.

Бұл экскаваторды жасау мақсатымен біз оған діріл механизмі қолданамыз. Осындай механизмнің ең перспективалы құрылысы № 655823-де ұсынылған.

Осындай құрылғыны жүктеуші шөміштің тістеріне пайдалану сығылған, бітелген және мұздатылған жүктерді босатуға мүмкіндік береді. Белсенді тістері бар осындай шөміштердің жабдықтары оның қолданылу аймағын айтарлықтай кеңейтеді және еңбек өнімділігін арттырады.

2 Жобалық-конструкторлық бөлімі

2.1 Активті шөміш үшін гидравликалық параметрлерін есептеу

ЭО –41111Б бір шөмішті экскаватордың техникалық сипаттамасы.

1.	Шөміш сыйымдылығы, м ³	0,65
2.	Қозғалыс жылдамдығы, км/	1,6 - 3
3.	Ең үлкен еңсерілетін көтеру бұрышы,	22 градус
4.	Өнімділігі, м ³ / сағ	120
5.	Қазудың ең үлкен тереңдігі, м	
	траншеялар үшін	5,6
	шұңқыр үшін	4,00

Бір шөмішті алдыңғы экскаватордың жұмыс жабдығының гидравликалық схемасы тұрақты және қуатты сорғы, гидравликалық дистрибьютор, негізгі және қосымша жабдықтардың атқарушы гидравликалық цилиндрлері, фильтр, резервуар, тесік тесікшелері бар бақылау клапандары, басқару манометрі және термометрі, гидравликалық цилиндрлерді автоматты басқару үшін құбырлар мен құрылғылар.

Негізгі гидравликалық қозғаушы қондырғыларды есептеу және іріктеу үшін бастапқы деректер болып табылады: типтік гидравликалық жетек схемасы, P_k қауіпсіздік клапанының қысымы, атқарушы гидравликалық цилиндрлердің штандарындағы күштер, гидравликалық цилиндр поршендерінің жылдамдығы.

Қозғалтқыш цилиндрлердің штангаларындағы күштер шұңқырлы гидравликалық цилиндрлер үшін және N-ны көтеру күші үшін шұңқырдың кесу жиегіне бекітілген гидравликалық цилиндр үшін ең үлкен рецессивтік күшінің мәніне сәйкес тұрақты күйде жұмыс режимінде анықталады. Шөмішті штангалардың күші бумның құрылымына байланысты. Егер бум шаңғымен жабдықталған болса, жарылыс күші тәуелділікте анықталады.

$$N_B = (2,0-3,0)Q_H,$$

$$N_B = 2 \cdot 4 = 8 \text{ м.}$$

Бір шөміштегі гидравликалық цилиндрдің шыбықтағы күші келесі өрнекпен анықталады:

$$S_k = \frac{N_{Bin} + G_H i k k_1}{n_n},$$

мұнда G_H – шөміш салмағы;

n_n – гидравликалық цилиндрлер мен топсаларда шығындарды есепке ала отырып, қауіпсіздік коэффициенті тиісінше k_1 шөміш G_H гравитациялық күші

үшін иық белдігі жүйесінің ара қатынасы бойынша анықталған жүктеме механизмі механизмінің лездік беріліс механизмі мен шекті гидравликалық цилиндрлер саны.

Лездік тісті берілу коэффициенті материалдарға кіргізуге сәйкес келетін шелек позициясына есептеледі.

$$i_n = \frac{l_6 \cdot l_8}{l_7 \cdot l_9}; \quad i_c = \frac{l_2 \cdot l_8}{l_7 \cdot l_9},$$

мұнда L – механизмнің кернеулі бөліктерінде күш қолданудың жолдары

$$G_H = \rho \cdot g = 1,7 \text{ Т/м}^3 \cdot 2 = 3,4 \text{ м},$$

$$n_n = 2$$

$$i_n = \frac{1,2 \cdot 0,675}{0,38 \cdot 0,5} = \frac{0,26325}{0,19} = 1,4,$$

$$S_k = \frac{8 \cdot 4,3 + 3,4 \cdot 1,4 \cdot 1,25}{2} = \frac{34,4 + 4,76 \cdot 1,25}{2} = 24,5 \text{ м} = 245 \text{ кг}.$$

Бір гидравликалық цилиндрде күштің кросс-жүйесі бар механизмнің кинематикалық схемасы арқылы көрсеткілер келесі формула бойынша анықталады:

$$S_c = \frac{N_B l_3 + G_p \cdot l_{va} - S_k' l_5 - n_n \cdot k_2}{l_4 n_c},$$

мұнда G_p - экскаватор салмағы;

S_k - шекті гидравликалық цилиндр, қауіпсіздік коэффициентін ескерусіз;

n_c - гидравликалық цилиндрлер саны;

k_2 - ілмектерде және гидравликалық цилиндрлердегі ысыраптарды ескере отырып, 1.25 тең,

$$G_p = 20 \text{ кН}; \quad S_k' = 196 \text{ кН}; \quad n_c = 2.$$

$$S_c = \frac{8 \cdot 4,65 + 20 \cdot 2,1 - 196 \cdot 0,065 \cdot 2 \cdot 1,25}{0,94 \cdot 2} = \frac{37,2 + 42 - 12,74 \cdot 1,25}{0,94 \cdot 2} = 44,2 \text{ м} = 442 \text{ кН}.$$

Гидравликалық цилиндрдің орташа поршеньдік жылдамдығы ендіру күйіне есептеледі.

$$g_k = \frac{g_3 k}{i_n} = \frac{0,277 \cdot k g_{\mu} \cdot g_p, \text{ м/сек}}{i_n}$$

$$g_k = \frac{0,277 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 0,8}{4,3} = 0,03 \text{ м/сек}.$$

Бум цилиндрлерінің поршеньдік қозғалысының орташа жылдамдығы қатынасы бойынша анықталады

$$g_c = 57,3 g_n \cdot c \frac{S_{\eta}}{l_c 4c},$$

мұнда S_{η} - гидравликалық цилиндрлердің инсульты.

$4c$ - жебе айналуының бұрышы

$$g_c = 57,3 \cdot 0,4 \frac{0,85}{3,2 \cdot 91} = 0,03 \text{ м / сек.}$$

2.2 Гидравликалық жетектің элементтерін таңдау және есептеу

Шөміш және жебе гидравликалық цилиндрлердің диаметрі шыбықтардағы $s_k u s_c$ күштермен анықталады.

Егер шөміштің шапшандығы және жебенің көтерілуі поршеньдік қуыспен жүзеге асырылса, гидравликалық цилиндрдің диаметрі формулалармен анықталады

$$D_c = \sqrt{1,27 \frac{s_c}{p_k}}, \quad D_k = \sqrt{1,27 * \frac{245}{110}} = 1,7 \text{ см},$$

$$D_k = \sqrt{1,27 * \frac{245}{110}} = 1,7 \text{ см}; \quad D_c = \sqrt{1,27 \frac{442}{110}} = 2,3 \text{ см}.$$

Шөміш шүмегінің қуысына қарай созылса, гидравликалық цилиндрлердің конструкциялық ауданы формула бойынша анықталады:

$$F_k = \frac{S_k}{p_k} = \frac{245}{110} = 2,23 \text{ м.}$$

Сорғының шығысы гидравликалық цилиндрлердің параметрлеріне және поршеньдің қажетті жылдамдықтарына негізделеді. Гидравликалық драйвтың өнімділігін есептеудің айқындаушы параметрі - бом көтеру жылдамдығы. Гидравликалық сорғының болжамды қуаты.

$$n_p = \frac{6 \cdot n_c \cdot v_c}{\eta_{ov-H}} \text{ л / мин},$$

мұнда F_c - бір гидравликалық цилиндрдің ауданы;

η_{ov-H} - көлемді сорғының П.Ә.К - і;

$$n_p = \frac{6 \cdot 2 \cdot 314 \cdot 0.07}{0.92} = 275 \text{ л / мин.}$$

Құбырдың ішкі диаметрі

$$d_T = \sqrt{\frac{21,22 \cdot \Pi'}{v_{\max}}}, \text{ мм}$$

мұнда Π' - құбыр арқылы өтетін сұйықтың мөлшері;

$v_{\max}$ - негізгі жолдағы рұқсат етілген сұйықтың жылдамдығы:

сору үшін $1,2 \text{ м /сек}$;

айдау үшін 5 м /сек ;

$$d_{T-H} = \sqrt{\frac{21,22 \cdot 275}{5}} = 34 \text{ мм (айдау)};$$

$$d_{T-6} = \sqrt{\frac{21,22 \cdot 27,5}{1,2}} = 69 \text{ мм (сору)}.$$

Белгілі гидравликалық диск жетегі бар сыйымдылық тәуелділіктен анықталады

$$\gamma_v = R_\sigma \cdot \Pi_p,$$

мұнда R_σ - өтпелі коэффициент - 0,4-0,8,

$$\gamma_v = 0.6 \cdot 275 = 165 \text{ л.}$$

2.3 Гидравликалық жүйені таңдау

Гидравликалық жүйені есептеу жалпы П.Ә.К. анықтамасын қамтиды. жүйе, шөміштегі жүктемені көтеру кезінде қысым, максималды көтеру қабілеті, гидравликалық цилиндрдің жұмыс уақыты.

Жалпы гидравликалық жүйелер П.Ә.К.-і

$$\eta = \eta_\Gamma \cdot \eta_{ov} \cdot \eta_{mex},$$

мұнда η_Γ - гидравликалық жүйелер П.Ә.К.-і;

η_{ov} - көлемдік жүйе П.Ә.К.-і;

η_{mex} - механикалық сорғылар П.Ә.К.-і.

П.Ә.К. гидравликалық жүйеде қысым жоғалтуымен сипатталады

$$n_\Gamma = 1 - \frac{\Delta p}{p_k} = 1 - \frac{26,297}{110} = 0,761$$

$$n_{ov} = 0,92 \cdot 0,998 = 0,919$$

$$n_{mex} = 0,96$$

$$\eta = 0,761 \cdot 0,919 \cdot 0,96 = 0,672.$$

Гидравликалық цилиндрлердің әрбір тобы үшін жалпы шығындар анықталған

$$\Delta P = \Delta P_H + \Delta P_c + \Delta P_u,$$

мұнда ΔP_H - қысым сызығындағы қысымның төмендеуі;

ΔP_c - қысымның жоғалуы оң қысым сызығында;

ΔP_u - гидравликалық цилиндрлердегі ішкі үйкелуге қысымның жоғалуы;

$$\Delta P_H = \Delta P_p + \Delta P_{T.H} = 8,0 + 2,045 = 10,045 \text{ кгс / см}^2,$$

$$\Delta P_c = \Delta P_p + \Delta P_{T.C} + \Delta P_\phi = 8,0 + 1,282 + 1,25 = 10,532 \text{ кгс / см}^2.$$

Гидравликалық цилиндрлердегі ішкі үйкелуге қысымның жоғалуы ротордың күші 4-8% құрайды

$$\Delta P_u = \frac{(0.04 - 0.08)Sk(c)}{F},$$

мұнда $Sk(c)$ - соташықтағы күш;

$$\Delta P_u = \frac{0,06 \cdot 442000}{314,16} = 85 \text{ Н / см}^2.$$

Жұмыс қысымы - номиналды жүктемені шөмішті біркелкі көтеру процесінде гидравликалық цилиндрлердегі ең үлкен қысым. Экскаваторлық техниканың ең кең тараған схемалары үшін бұл қысым, мотордың үстіңгі позициясы болған кезде, бомды көтеру цилиндрлері ең кішкентай иық болған кезде пайда болады.

Бом гидравликалық цилиндрлердегі күш жүйелі схемаға сәйкес анықталады

$$Sc = \frac{Q_H \cdot l_u + Cpl_{10} - (Q_H + Ck)ikl_{15}}{l_4}$$

$$Sc = \frac{4000 + 2,57 + 20000 \cdot 2,1 \cdot (4000 + 1200) \cdot 1,4 \cdot 0,31}{0,94} = 50023 \text{ Н}.$$

Гидравликалық сорғылардың жұмыс қысымы

$$P_H = 1,27 \frac{Sc}{n_n Dc^2 n \Gamma};$$

мұнда D_c - жебедегі гидравликалық цилиндр диаметрі,

$$P_H \left(\frac{50023}{2 \cdot 20^2 0,761} \right) = 104 \text{ Н / м}^2$$

Максималды жүктеме сыйымдылығы гидравликалық қозғалтқыш параметрімен толық биіктікке дейін көтерілуі мүмкін шелектегі ең үлкен салмақ. Жебенің гидравликалық цилиндрлерінің ең кішкентай қолы қауіпсіздік клапанының тепе-теңдік жағдайынан қысымы бойынша анықталады.

$$Q_{\max} = \frac{0,775 D_c^2 \cdot P_H \cdot n_c \cdot l_H n_T - c_P \cdot l_{10} - c_n \cdot i_K \cdot l_5}{l_n - i_K l_5} ;$$

$$Q_{\max} = \frac{0,775 \cdot 400 \cdot 104 \cdot 2 \cdot 0,94 \cdot 0,761 - 20000 \cdot 2,1 - 23950 \cdot 1,4 \cdot 0,31}{2,57 - 1,4 \cdot 0,065} = \frac{4114,6057}{2,5} = 1646 \text{ кг}.$$

2.4 Белсенді (дірілдеу) әрекеттің шөміші бар жүктеушінің жұмыс режимдерін есептеу

Тығыздалған, мұздатылған немесе тығыздалған материалдарды (топырақты) бұзатын дірілдеу әрекеті бар шөмішті тиегіштерді есептеу үшін осы материалдардың динамикалық сипаттамаларын білу қажет. Дірілдеу әсері әлсіз және орташа беріктікке ие материалдардың (негіздердің) дамуында, сондай-ақ тереңдіктегі терең пышақтармен жұмыс істеген кезде тиімдірек болады.

Белсенді іс-қимылдың жұмыс органдарын жобалау үшін ең алдымен бір әсердің энергиясының мәндерін және белсендіруші қозғалыс қамтамасыз ететін әсер ету жиілігін білу керек. Бұл үшін әсер ету кезінде тістің жермен өзара әрекеттесуі кезінде туындайтын тістерден әрекеттерді қарастырған жөн. Сына түрінде жасалған тіс, периодты әсер ету сәтінде, периодтық қосылыстар мен кесу бұрышы, экранда қалыпты реакциялар N_y әрекет етеді.

Дірілді жұмыс органының жылдамдығы тербелістердің жұмыс жылдамдығымен сипатталады

$$V_K = A \cdot W$$

мұнда A - тербеліс амплитудасы;

W – тербеліс жиілігі.

Ең тиімді режим болғандықтан, машинаның бағыттары жұмыс элементінің жылдамдығы мен тербелістері сәйкес келеді, ал инженерлік есептеулер үшін топырақтың кедергісін күшейтуге болады: H :

$$P = \frac{V \cdot K_q \cdot S}{2(v_M + V_K) \cdot K_2} ;$$

мұнда S - жұмыс элементінің жермен байланыс аймағы:

$$S = \alpha d / S m \gamma.$$

Алғашқы дизайнерлік деректер ретінде біз кескіш пішінді жұмыс элементін $\alpha = 0.06m$; параметрлері бар (1.7-суретті қараңыз), іркіліс тереңдігі $\alpha = 1m$; жұмыс элементінің жалпы массасы $m = 550кг$.

Жұмыс ортасының сипаттамасы:

Кеуекті ылғалдың салыстырмалы $\Gamma = 0,5MPa = 500кПа$, $\varepsilon_g = 0,05$; шоғырлану тығыздығының $I = 0,5m / м^3 = 500^{кг} / м^3$; соңғы беріктігі $n = 0,2$; коэффициенті бар алғашқы саз $w = 0,1$.

Қабылдаймыз: $\alpha = 35^\circ$; бұрыштық $\gamma = 28$; кесу жылдамдығы $v_m = 4км / ч$, экскаватор жылдамдығы $v_k = 2м / с$; компаниялар кабинаның ені $\lambda = 1,8м$ жұмыс істейді.

Сонда:

$$1) s = \frac{nd}{sm\gamma} = \frac{1 \cdot 0,06}{\sin 28^\circ} = 0,13м^2,$$

2) Сынудың ерекше қарсылығы:

$$K_g = \frac{\gamma}{g} (1-n)(1+w)v^2 + \delta \cdot \varepsilon,$$

$$\text{мұнда } v = v_m + v_k; v_m = 4км = \frac{4000}{3600} = 1,1м / с,$$

$$\text{сонда } v = 1,1 + 2 = 3,1м / с$$

$$K_g = \frac{55739}{9,81} (1-0,2)(1+0,1) \cdot 3,1^2 + 500 \cdot 0,05 = 4805,03 + 25 = 4830.$$

3) Топырақтың меншікті салмағы,

$$\gamma = \frac{I \cdot \gamma}{(1-n)(1+\gamma)} = \frac{500 \cdot 9,81}{(1-0,2)(1+0,1)} = 55739^{кг} / м^3$$

4) Ортадағы деформацияның жылжу жылдамдығы:

$$v = \frac{E(1-\mu)}{I(1-\mu-2\mu^2)},$$

мұнда E - сыртқы топтардың деформациясының модулі:

$$E = \frac{8}{\varepsilon_g} (1-2\mu) = \frac{500}{0,09} (1-2 \cdot 0,3) = 2222,2кПа = 222220Па,$$

μ - көлденең штамм коэффициенті,

$$\text{сонда } v = \sqrt{\frac{2222,2 \cdot (1 - 0,3) \cdot 10^3}{500(1 - 0,3 - 2 \cdot 0,3^2)}} = \sqrt{\frac{155554}{26}} = \sqrt{5982,9} = 77,4^m / c ,$$

5) Жұмыс органының тербеліс жылдамдығы

$$V_K = A \cdot W ,$$

мұнда $W = \sqrt{\frac{V^2}{2\delta^2}}$ - тербеліс жиілігі;

V - жұмыс органының орындалу жылдамдығы, m/c .

Тербеліс амплитудасы

$$A = \frac{m \cdot v^3 \cdot k_2}{v \cdot k_g \cdot s} = \frac{550 \cdot 3,1^3 \cdot 3,6}{77,4 \cdot 4830 \cdot 0,13} = \frac{59004}{48599,4} = 0,1m.$$

Мұндағы k_2 жұмыс элементінің қайрау коэффициенті.

6) Топырақтың қарсылығы $T = P$,

$$T = P = \frac{v \cdot k_g \cdot s}{2(v_M + v_K) \cdot K_2} = \frac{77,4 \cdot 4830 \cdot 0,13}{2(1,1 + 2) \cdot 3,6} = \frac{48599,5}{22,32} = 2177,4H .$$

7) Машинаның дірілдету қуаты:

$$N_{\epsilon} = P \cdot \gamma_K = 2177,4 \cdot 2 = 4354,8Bm \approx 4,355kBm.$$

8) Құрылғының жалпы қуаты:

$$N = T(V_m + V_K) = 2177,4(1,1 + 2) = 6749,94 \approx 6750Bm \approx 6,75kBm.$$

9) Машинаның өнімділігі:

$$\Pi = 3600 \cdot v_m \cdot \kappa_{\epsilon} \alpha \cdot d = 3600 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 0,06 = 190,08 \approx 190,1m^3 / ч.$$

мұнда K_{ϵ} - уақыт бойынша машина пайдалану коэффициенті.

2.5 Жүктеушінің тұрақтылығын есептеу

Бастапқы деректер:

$$G_1 = 10500\kappa z; G_2 = 8500\kappa z; h_1 = 1,6m; h_2 = 1,3m; a_1 = -1,2m; a_2 = 0,38m; n\delta = 0,85m;$$

$\beta_c = 0$; $L_1 = 1,6\text{ м}$; $L_2 = 1,6\text{ м}$; $B = 2,170\text{ м}$; $G_n = 10500 + 8500 = 19000\text{ кг}$; $L_T = 1,6 + 1,6 = 3,2\text{ м}$;

Бірінші машина бөлшектерінің жалпы салмағы:

$$G_n = G_1 + G_2 = 10500 + 8500 = 19000\text{ кг}.$$

Ортақ ауырлық координаттары (сурет 11):

Горизонтальды

$$A = \frac{G_2(L_T - a_2) + G_1 \cdot a_1}{G_n} \text{ м},$$

$$A = \frac{8500(3,2 - 0,381) + 10500 \cdot (-1,2)}{19000} = \frac{11370}{19000} = 0,6\text{ м};$$

биіктік

$$H = \frac{(h_1 - h_\delta)(L_T - A)}{h_T - a_1} \text{ м},$$

$$H = \frac{(1,6 - 0,85)(3,2 - 0,6)}{3,2 + 1,2} = 1,29\text{ м};$$

тұрақтылық бұрышы

$$\alpha_y = \arctg \frac{A}{H};$$

$$\alpha_y = \arctg \frac{0,6}{1,29} = 25^\circ.$$

Көлденең беткейде тұрақтылық бұрышын және көлбеу бетіндегі тұрақтылық бұрышына тең көлбеу бұрышты табыңыз, содан кейін тұрақтылықтың нақты бұрышын анықтаймыз.

G_1 күштің төмендеу негізі:

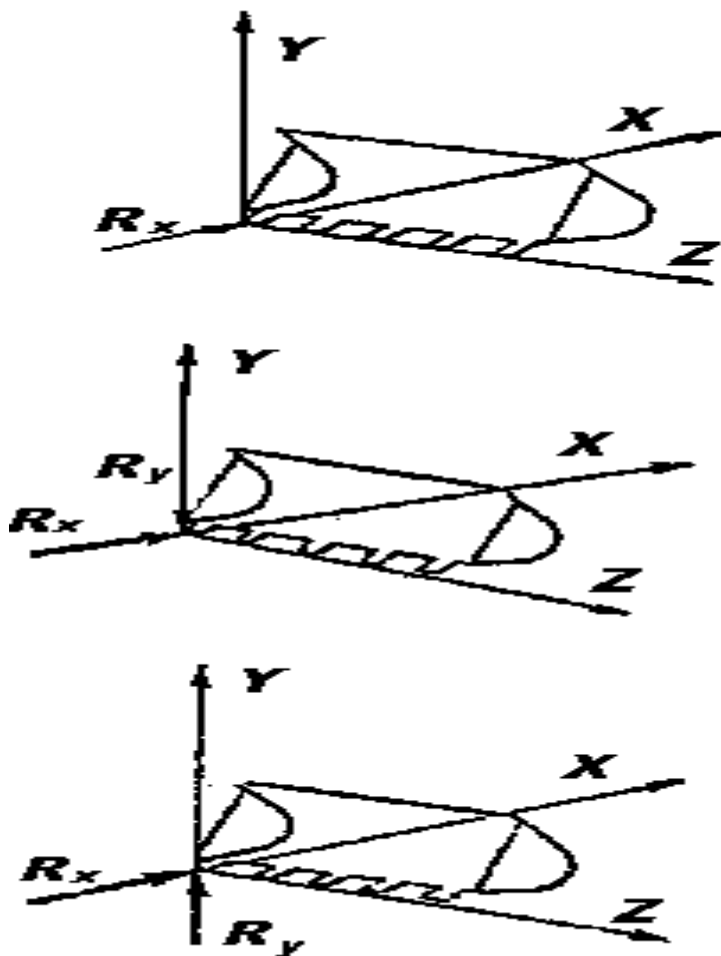
$$L_1 = L_1' + \frac{L_2'}{\cos \beta_c} = 1,6 + \frac{1,6}{0,819} = 3,55\text{ м}.$$

AB осіне G_1 күш беру

$$G_{11} = \frac{(L' - a_1)G_1}{L'} = \frac{(3,55 + 1,2) \cdot 10500}{3,55} = 14049\text{ кг}.$$

G_{11} ; биіктік координат күші

$$h_{11} = \frac{(h_{11} - h_6)L'}{(h_1' - a_1)} = \frac{10500 \cdot (-12)}{3,55} = -3549 \text{ кг}.$$



а - жүктеушінің жағдайы; б - жүктемелерді қолдану схемасы
2.1 - сурет - Құрылым позициялары және сыртқы жүктемелері

G_2 негізгі қуатты азайту

$$L^{11} = \frac{L_1' + (L_2 - a_2)\cos\beta c}{\cos\varphi_1} + \frac{a_2}{\cos(\beta c - 4')} = \frac{1,6 + (1,6 - 0,38)\cos 35^\circ}{\cos 15^\circ 12'} + \frac{0,38}{\cos(35^\circ - 15^\circ 12')} = 3,09 \text{ м},$$

мұнда

$$\varphi^1 = \arctg \frac{(L_2 - a_2)\sin\beta c}{L_1 + (L_2 - a_2)\cos\beta c} = \arctg \frac{(1,6 - 0,38)\sin 35^\circ}{1,6 + (1,6 \cdot 0,38)\cos 35^\circ} = \arctg 0,272 = 15^\circ 12'$$

ВГ осіне G_2 күштің азаюы,

$$G_{22} = \frac{G_2 \left[L^{11} - \frac{a^2}{\cos(\beta c - \varphi')} \right]}{L^{11}} = \frac{8500 \cdot (3,09 - 0,403)}{3,09} = 7392 \text{ кГ}.$$

АБ осіне G_2 күш беру,

$$G_{21} = \frac{G_2 a_2}{L^{11} \cos(\beta c - \varphi')} = \frac{8500 \cdot 0,38}{3,09 \cdot 0,9409} = 1111 \text{ кГ}.$$

Жалпы күш

$$G_{\Sigma 1} = G_{11} + G_{21} = 14049 + 1111 = 15160 \text{ Н}.$$

$G_{\Sigma 1}$ күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 1} = \frac{G_{11} h_{11} + G_{21} R \delta}{G_{\Sigma 1}} = \frac{14049 \cdot 1,56 + 1111 \cdot 0,85}{15160} = 1,51 \text{ м}.$$

БН бұрылысының осіне перпендикуляр төмендейтін сегменттің мәні

$$f' = r \cos \Omega = 16085 \cdot 0,9563 = 1,0376 \text{ м},$$

$$\text{мұнда } \Omega = \arctg \frac{0,5 \text{ м}}{\frac{L_1'}{\cos \beta c + L_2'}} = \frac{1,085}{3,55} = \arctg 0,3056 = 17^\circ.$$

Машинаның бірінші бөлігінде тұрақтылық бұрышы,

$$\alpha_{y1} = \arctg \frac{f_1}{h_{\Sigma 1}} = \frac{1,0376}{1,34} = \arctg 0,7681 = 37^\circ 55'.$$

Жалпы күш

$$G_{\Sigma 2} = G_{22} + G_{12} = 7392 - 3549 = 3843 \text{ кГ}.$$

H' нүктеге қатысты $G_{\Sigma 2}$ күш

$$KH' = L_2' \operatorname{tg} \beta c = 1,6 \cdot 0,365 = 0,139 \text{ м},$$

$$kc_{22}' = a_2 \operatorname{tg} \varphi' = 0,38 \cdot 0,365 = 0,139 \text{ м},$$

$$C_{22}H' = KH' - KC_{22}' = 1,12 - 0,139 = 0,981 \text{ м},$$

$$m'H' = \frac{0,981 \cdot 7392}{3843} = 1,89 \text{ м}.$$

G_{22} күшінің координатасының биіктігі

$$h_{22} = \frac{(L_2 - h_\delta)L^{11} + L_\delta}{(L^{11} - a_2)} = \frac{(1,3 - 0,85) \cdot 3,09}{(3,09 - 0,38)} + 0,85 = 1,36 м.$$

$G_{\Sigma 2}$ күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 2} = \frac{(h_{22} - h_\delta)m'H'}{G'_{22} \cdot H'} + H\delta = \frac{(1,36 - 0,85) \cdot 1,88}{0,981} + 0,85 = 1,83 м.$$

Машинаның екінші бөлігінің тұрақтылық бұрышы.

$$\Gamma H' = \frac{B}{2} + K H' = \frac{2,170}{2} + 1,12 = 2,205 м$$

$$G'_{22} \Gamma = 1,085 + 0,139 = 1,224 м,$$

$$m' \Gamma = \sqrt{L_1^2 + (0,5B + K' H')^2 - 2L'(0,5B + K' H') \cos p} =$$

$$= \sqrt{(3,35)^2 + (1,085 + 1,12)^2 - 2 \cdot 3,55(1,085 + 1,12 \cos 55^\circ)} = \sqrt{8,53} = 2,92 м$$

$$\varphi_1 = \arccos \frac{(G'_{22} \Gamma)^2 - (m' \Gamma)^2 - (L^{11})^2}{2(m' \Gamma)(L^{11})};$$

$$\varphi_1 = \arccos \frac{(1,224)^2 + (2,92)^2 + (3,09)^2}{2 \cdot (2,921) \cdot (3,09)} = \arccos 0,9196 = 23^\circ 8',$$

$$Q = \{180^\circ - [\varphi'_1 + (90^\circ - \varphi)]\} = 180^\circ - [23^\circ 8' + (90^\circ - 20^\circ 2')] = 86^\circ 54',$$

$$r = (\Gamma H' - m' H') \cdot \cos(90^\circ - Q) = (2,205 - 1,88) \cos(90^\circ - 86^\circ 54') = 0,32 м,$$

$$\alpha_{y2} = \arctg \frac{p}{h_{\Sigma 2}} = \arctg \frac{0,32}{1,82} = \arctg 0,17486 = 9^\circ 54'.$$

Көлбеу тұрақтылық бұрышы көлденең тұрақтылық бұрышына тең.
Тепе-теңдік үшін күштің қалыпты және тангенциалдық кеңеюі

$$G_{1H} = G \cdot \cos \alpha_1 = 10915 \cdot \cos 9^\circ 54' = 10752 м,$$

$$G_{1K} = G_1 \cdot \sin \alpha_1 = 10915 \cdot \sin 9^\circ 54' = 1876 м.$$

G_{1K} күшінің екі компонентке ыдырауы,

$$\Omega_1 = \gamma' - (90^\circ - Q) = 55^\circ - (90^\circ - 86^\circ 54') = 51^\circ 54',$$

$$G_{1K1} = G_K \cdot \cos \Omega_1 = 1876 \cdot \cos 51^\circ 54' = 1157 кз,$$

$$G_{1K2} = G_K \cdot \sin \Omega_2 = 1876 \cdot \sin 51^\circ 54' = 1476 кз.$$

G_2 күшін қалыпты және тангенциалдық күйге келтіру

$$G_{2H} = G_2 \cdot \cos \alpha_2 = 8850 \cdot \cos 9^\circ 54' = 8423 кз,$$

$$G_{2K} = G_2 \cdot \sin \alpha_2 = 8850 \cdot \sin 9^\circ 54' = 1470 кз.$$

G_{2K} тангенция күші 2 компонентке ыдырауы

$$\Omega_2 = 90^\circ - \varphi' = 90^\circ - 23^\circ 8' = 66^\circ 52',$$

$$G_{2K1} = G_{2K} \cdot \cos \Omega_2 = 1427 \cdot \cos 66^\circ 52' = 560 \text{ кЗ},$$

$$G_{2K2} = G_{2K} \cdot \sin \Omega_2 = 1427 \cdot \sin 66^\circ 52' = 1313 \text{ кЗ}.$$

G_{11K} және G_{12H} күштерін төмендету және Н нүктеге дейін көлбеу жазықтық АБ-ге нормативтік келтіру,

$$G_{11H} = \frac{G_{1H}(L' - a_1)}{L'} = \frac{10752 \cdot (3,55 + 1,2)}{3,55} = 14386 \text{ кЗ},$$

$$G_{12H} = \frac{G_{1H} \cdot a_1}{L_1} = \frac{10752 \cdot (-1,2)}{3,55} = -3634 \text{ кЗ}.$$

Қозғалыс бағытын қозғалысқа келтіретін жазықтыққа келтіріңіз,

$$G_{11K} = \frac{G_{1K1} \cdot L_1}{L_1} = \frac{1157 \cdot 1,6}{3,55} = 521 \text{ кЗ},$$

$$G_{12K} = \frac{G_{1K1} \cdot h_1}{h_1} = \frac{1157 \cdot 1,6}{3,55} = 521 \text{ кЗ}.$$

Күшті көлбеу жазықтыққа қалыпты түрде азайту

$$G_{22H} = \frac{G_{2H}(L^{11} - a_2)}{L^{11}} = \frac{8423(3,09 - 0,38)}{3,09} = 7387 \text{ кЗ},$$

$$G_{21H} = \frac{G_{2H} \cdot a_2}{L^{11}} = \frac{8423 \cdot 0,38}{3,09} = 1036 \text{ кЗ}.$$

G_{2K} күштерін АБ және ВГ осьтеріне келтіру

$$G_{22K} = \frac{G_{2K1} \cdot L_2}{L^{11}} = -\frac{560 \cdot 1,3}{3,09} = -236 \text{ кЗ},$$

$$G_{21K} = \frac{G_{2K1} \cdot h_2}{L^{11}} = \frac{560 \cdot 1,3}{3,09} = 236 \text{ кЗ}.$$

Жалпы күштер G_{12} және C_{22}

$$G_{12} = G_{12H1} + G_{12K1} = -3634 - 521 = -4155 \text{ кЗ},$$

$$G_{22} = G_{22H1} + G_{22K1} = 7387 - 236 = 7151 \text{ кЗ}.$$

Жалпы күш $G_{\Sigma 2}$:

$$G_{\Sigma 2} = G_{12} + G_{22} = 7151 - 4155 = 2996 \text{ кЗ}.$$

$G_{\Sigma 2}$; күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 2} = \frac{(h_{22} - h_{\delta})x}{(L^{11} - a_2)} + L\sigma = \frac{(1,36 - 0,85) \cdot 2,34}{0,981} + 0,85 = 2,06 \text{ м},$$

мұнда $x = \frac{G'_{22} H' \cdot G_{22}}{G_{\Sigma 2}} = \frac{0,981 \cdot 7151}{2996} = 2,34 \text{ м}.$

Баланстық емес бөлік үшін

$$p = (2,205 - 2,34) \cdot \cos 3^\circ 6' = -0,13 \text{ м},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_y = \frac{0,13}{2,06} = -0,063,$$

$$L_y = -3^\circ 36'.$$

Шамалы мән

$$\alpha_{y1} = 9^\circ 54' - \frac{9^\circ 54' + 3^\circ 36'}{2} = 3^\circ 09',$$

$$\alpha_{y2} = 9^\circ 54' - \frac{9^\circ 54' + 3^\circ 09'}{2} = 3^\circ 23'.$$

Машинаның баланстық бөлігінің тұрақтылық бұрышы.

Алдыңғы және артқы осьтердің G_1 салмағын азайту

$$G_{11} = \frac{(L' - a_1)G_1}{L^1} = \frac{(32 + 1,2) \cdot 10500}{3,2} = 14438 \text{ кг},$$

$$G_{12} = \frac{a_1 \cdot G_1}{L'_1} = \frac{(-1,2) \cdot 10500}{3,2} = -3438 \text{ кг}.$$

G_{11} күшінің координатасының биіктігі

$$h_{11} = \frac{(h_1 - h_{\delta}) \cdot L'}{(L' - a_1)} + h_{\delta} = \frac{(1,6 - 0,85) \cdot 3,2}{3,2 + 1,2} + 0,85 = 839 \text{ мм}.$$

Алдыңғы және артқы осьтердің G_2 салмағын азайту

$$G_{22} = (L^{11} - a_2)G_2 = (3,2 - 0,38) \cdot 8500 = 1491 \text{ кг},$$

$$G_{21} = \frac{a_2 \cdot G_2}{L^{11}} = \frac{0,38 \cdot 8500}{3,2} = 1009 \text{ кг}.$$

G_{22} күшінің координатасының биіктігі

$$h_{22} = \frac{(h_2 - h_\delta)L^{11}}{(L^{11} - a_2)} + h_\delta = \frac{(1,3 - 0,85) \cdot 3,2}{3,2 - 0,38} + 0,85 = 1,36 \text{ м}.$$

Алдыңғы осьте әрекет ететін күштердің сомасы

$$G_{\Sigma 1} = G_{11} + G_{21} = 14438 + 1009 = 15447 \text{ кг},$$

артқы оське

$$G_{\Sigma 2} = G_{22} + G_{12} = 7491 - 3938 = 3553 \text{ кг}.$$

G_1 күшінің координатасының биіктігі

$$h_{\Sigma 1} = \frac{G_{11} \cdot h_{11} + G_{21} h_\delta}{G_{\Sigma 1}} = \frac{14438 \cdot 1,139 + 1009 \cdot 0,85}{15447} = 1,35 \text{ м}.$$

Сфералық тізбектің жоғарғы бөлігіндегі бұрыш

$$f_y \Omega = \frac{1,085}{3,2} = 0,340; \Omega = 18^\circ 47'.$$

Сегмент бұрыштық осьтің проекциясына $G_{\Sigma 1}$ күштің проекциясынан перпендикуляр түрде түсірілді

$$f' = L' \cdot \sin \Omega = 3,2 \cdot 0,32 = 1,02.$$

G_1 салмағы бар машина бөлігі үшін тұрақтылық бұрышы;

$$L_{y1} = \arctg \frac{f_1}{h_{\Sigma 1}} = \arctg \frac{1,02}{1,32} = \arctg 0,740 = 47^\circ 48'.$$

Бұрыштағы тұрақтылық бұрышы көлденең бетіндегі тұрақтылық бұрышына тең.

G_1 күшін қалыпты және тангенциалдық күйге келтіру,

$$G_{1H} = G_{1\cos \alpha y} = 10500 \times \cos 37^\circ = 1730 \text{ кг},$$

$$G_{1K} = G_{1\sin \alpha y} = 10500 \times \sin 37^\circ = 6600 \text{ кг}.$$

Тангенция күші 2 компонентке ыдырайды,

$$G_{1K1} = G_{1K} \cdot \cos \Omega_1 = 6600 \cos 73^\circ = 1510 \text{ кг},$$

$$G_{1K2} = G_{1K} \cdot \sin \Omega_1 = 6600 \cdot \sin 73^\circ = 6350 \text{ кг}.$$

G_2 күшін қалыпты және тангенциалдық күйге келтіру,

$$G_{2H} = G_2 \cos \alpha = 8500 \cos 37^\circ = 7100 \text{ кг},$$

$$G_{2K} = G_2 \sin \alpha = 8500 \cdot \sin 37^\circ = 5450 \text{ кг}.$$

Тангенция күші 2 компонентке ыдырайды,

$$G_{2K1} = G_{2K} \cdot \cos \Omega_2 = 5450 \cos 58^\circ = 2888 \text{ кг},$$

$$G_{2K2} = G_{2K} \cdot \sin \Omega_2 = 5450 \sin 58^\circ = 4622 \text{ кг}.$$

Күшті қалыпты тығыздыққа дейін АВ және Н' нүктесіне дейін азайту.,

$$G_{11H} = \frac{G_{1H}(L' - a_1)}{L'} = \frac{8730(3,55 + 1,2)}{3,55} = 11600 \text{ кг},$$

$$G_{12H} = \frac{G_{1H} \cdot a_1}{L'} = \frac{8730(-1,2)}{3,55} = 11600 \text{ кг},$$

$$G_{12H} = \frac{G_{1H} \cdot a_1}{L'} = \frac{8730 \cdot (-1,2)}{3,55} = -2960 \text{ кг}.$$

Бұрыштық жазықтыққа ауытқу күштерін АВ және Н' ось нүктесіне дейін азайту,

$$G_{11K1} = -\frac{G_{1K1} \cdot h_1}{L'} = \frac{1910 \cdot 1,6}{3,55} = -860 \text{ кг},$$

$$G_{12K1} = \frac{G_{1K1} \cdot h_1}{L_1} = \frac{1910 \cdot 1,6}{3,55} = 860.$$

G_{2H} күшінің құлдырауы жазықтыққа, ал АВ және ВГ осьтеріне қалыпты,

$$G_{22H} = \frac{G_{22H}(L^{11} - a_2)}{L^{11}} = \frac{7100 \cdot (3,09 - 0,38)}{3,09} = 6200 \text{ кг},$$

$$G_{21H} = \frac{G_{2H} \cdot a_2}{L^{11}} = \frac{7100 \cdot 0,38}{3,09} = 875 \text{ кг}.$$

АВ және ВГ осьтеріне тангенстік G_{2K} күштің азаюы,

$$G_{22K1} = -\frac{G_{2K} \cdot h_e}{L^{11}} = \frac{2888 \cdot 1,3}{3,09} = -1215 \text{ кг},$$

$$G_{21K1} = \frac{G_{2K} \cdot h_e}{L^{11}} = \frac{2888 \cdot 1,3}{3,09} = 1215 \text{ кг}.$$

АВ осіне қолданылатын күштердің сомасы

$$G_{\Sigma 1} = G_{11H} + G_{11K} - G_{11H} + G_{K_1},$$

$$G_{\Sigma 1} = 11600 - 860 + 875 + 1215 = 12830 \text{ кг}.$$

Күштер қосындысының биіктік координаттары

$$h_{\Sigma 1} = \frac{h_{\delta}(G_{21H} + G_{21K}) + h_{11}(G_{11H} + G_{11K})}{G_{\Sigma 1}},$$

$$h_{\Sigma 1} = \frac{0,85 \cdot (875 + 1215) + 1,41(11600 + 860)}{12830} = 2,56 \text{ м}.$$

Жазық жазықтықтағы тұрақтылық бұрышы

$$\alpha_{y_1} = \arctg \frac{0,5 \cdot B}{h_{\Sigma 1}} = \frac{1,085}{2,56} = 0,43 = 23^{\circ}42'.$$

Берілген мысал бойынша нақты бұрыш логикалық түрде анықталады.

2.6 Жүк тиеу құрылғыларының тұрақтылығына тежеу әсерін есепке алу

Жүк тиегіштің тұрақтылығы ең көп салмақпен жабдықталған жабдыққа әсер етеді.

Салмақ күштеріне динамикалық қоспа шамамен анықталады,

$$F_{D \max} = \frac{G_1 V_0}{W_c};$$

W_c - тиеу техникасының ауытқу жиілігі

$$W_c = \sqrt{\frac{C}{m_0}};$$

m_0 - масса погрузочного оборудования с грузом, приведенная к центру тяжести ковша,

$$m_0 = (0,55 + 0,58) \frac{G_p}{g} + \frac{Q_H}{g};$$

$$m_0 = 0,55 \cdot \frac{4100}{9,8} + \frac{4000}{9,8} = 640 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2 / \text{м};$$

$$W_c = \sqrt{\frac{200 \cdot 10^3}{640}} = 17,7;$$

$$F_{D \max} = \frac{200 \cdot 10^3 - 0,5}{17,7} = 5650 \text{ кН}.$$

Алынған динамикалық күш F_{D11} және F_{D12} , $F_{D \max}$ салмақ күші сияқты, экскаватордың осіне әкеледі және 1 және 2-осьтерге дейін азайғаннан кейін нысан түрінде ұсынылуы мүмкін максималды күштің әсерін есепке ала отырып, тұрақтылық бұрышын табады..

2.7 Жұмыс жабдығының металл конструкцияларын есептеу

Жебенің гидравликалық цилиндрін бекітуге арналған ілгек. Есептеуден бастап топсасындағы күшті 354,5 кН тең таңдаңыз, бұл 209,16 МПа-ға тең максималды төмен кернеуге сәйкес келеді (2.2-сурет),

$$\begin{aligned} \alpha &= 227^\circ, \cos 227^\circ = -0.06820, \\ \delta_{x(a)} &= \frac{2 \cdot 177,25 \cdot \cos 227^\circ}{3.14 \cdot 3.5 \cdot 2.8} = -110 \text{ МПа}, \\ \delta_{x(a)} &= -100 - 30 + 7 = -123 \text{ МПа}, \\ \delta_{np(a)} &= \sqrt{\delta_x^2 - \delta_x \cdot \delta_y + \delta_y^2 + 3\tau^2} = \\ &= \sqrt{(-123)^2 - (-123) \cdot (-110) + (-110)^2 + 3 \cdot 51^2} = \\ &= \sqrt{15129 - 13530 + 12100 + 7803} = 147 \text{ МПа} \\ \delta_{np(a)} &\leq 1,15 \cdot m \cdot R_y. \end{aligned}$$

Есептеуден біз 602,47 кН тең ілмектердегі максималды күшті таңдаймыз, бұл жағдайда ол 167 МПа құрайды (2.2-сурет)

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{2 \cdot 301 \cdot \cos 47^\circ}{3.14 \cdot 3.5 \cdot 2.0} = 186 \text{ МПа}, \\ \delta_x &= -123 \text{ МПа}, \\ \delta_{np(a)} &= \sqrt{(-123)^2 - (-123) \cdot 186 + 186^2 + 3 \cdot 70^2} = \\ &= \sqrt{15129 + 22878 + 34596 + 14700} = 296 \text{ МПа}, \\ \delta_{np(a)} &\leq 1,15 \cdot m \cdot R_y. \end{aligned}$$

Жебенің тұтқасының цилиндрінің топсалығы.

Есептеуден бастап, топсаның күші 566,38 кН-ға тең, ол 161,15 МПа-ға тең ең төменгі кернеуге сәйкес келеді.

$$M = 283 \cdot \sin 75^\circ \cdot 4 \cdot 11 = 3010 \text{ кНсм},$$

$$\delta_y = \frac{283 \cdot \cos 75^\circ 4'}{57.4 \cdot 0.8} + \frac{6 \cdot 3010}{57.4^2 \cdot 0.8} = 84 \text{ МПа},$$

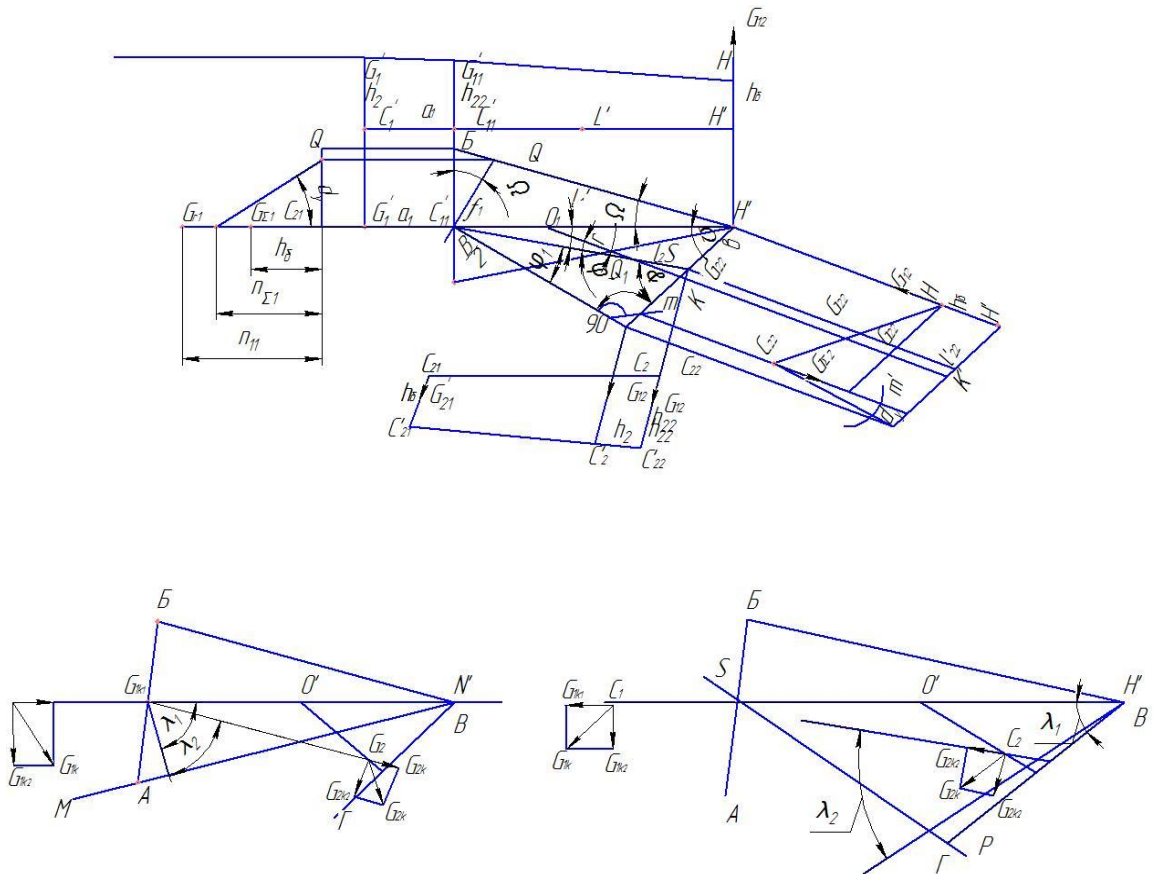
$$\delta_x = 42 + 52 + (-39) = 55 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np} = \sqrt{55^2 - 55 \cdot 84 + 84^2 + 3 \cdot 14^2} =$$

$$= \sqrt{3025 - 4620 + 7056 + 588} = 77,7 \geq 78 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y.$$

Есептеуден біз 604,04 кН тең ілмектердегі максималды күшті таңдаймыз, бұл жағдайда ол 73 МПа, (12-сурет),



2.2 - сурет - Күшті қолданыстағы металл өңдеу құралдарын анықтаудың есептеу сұлбасы

$$M = 302 \cdot \sin 60^\circ \cdot 11 = 2877 \text{ кНсм},$$

$$\delta_y = \frac{302 \cdot \cos 60^\circ}{57.4 \cdot 0.8} + \frac{6 \cdot 2877}{57.4^2 \cdot 0.8} = 98 \text{ МПа},$$

$$\delta_x = 55 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np} = \sqrt{55^2 - 55 \cdot 98 + 98^2 + 3 \cdot 16^2} =$$

$$= \sqrt{3025 - 5390 + 9604 + 768} = 89,5 \approx 90 \text{ МПа},$$

$$\delta_{np} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y.$$

Бөлімде беріктік шарты қанағаттандырылады.

Жебенің созылуымен түйіндерді есептеу.

Дәнекерлеу бұрыштары бұрышпен дәнекерлеу кезінде есептеулер максималды кернеулер тең болатын формула бойынша жасалды

$$\tau_f = \sqrt{\tau_{ft}^2 + \tau_{fn}^2}$$

$$\text{Кернеу } \tau_{ft} \text{ тең болады } \tau_{ft} = \frac{T}{2 \cdot \beta_f \cdot K_f \cdot I_u}$$

$$\text{мұнда } I_u = I_{np} - 1;$$

$$T = P \cdot \cos \frac{I_{np} - t}{I_{np} + \frac{b}{2} - t},$$

мұнда t – көздің қалыңдығы;

$$b = 11 \text{ см};$$

$$t = 8 \text{ мм} = 0,8 \text{ см}.$$

$$\text{Кернеу } \tau_{fn} = \frac{N}{2 \cdot \beta_f \cdot K_f \cdot I_u},$$

$$\text{мұнда } N = \frac{P \cdot \sin \alpha}{2} + \frac{M}{l};$$

l – қабырғалардың арасындағы қашықтық

$$l = \delta_1 + 2\delta,$$

мұнда δ_1 - қабырғасының қалыңдығы, арматура белдеуі;

δ_n – белдік элементтерінің қалыңдығы;

$$\delta_1 = 1,0 \text{ см}, \delta_n = 1,2 \text{ см}.$$

Есептеуден 161 кН-ге тең күшті таңдаймыз, ол ең төменгі кернеуге сәйкес келеді.

$$P = 80,5 \text{ кН}, l_{np} = 55 \text{ см}, l_u = 55 - 0,8 = 54,2 \text{ см},$$

$$T = 80,5 \cdot \cos 75,4^\circ \frac{55 - 0,8}{55 + \frac{11}{2} - 0,8} = 18,4 \text{ кН},$$

$$\tau_{ft} = \frac{18,4}{2 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 54,2} = 1,92 \text{ МПа},$$

$$l = 35 \text{ см}, l_u = 26 \text{ мм} = 2,6 \text{ см}, x = 17,5, y = 11,0,$$

$$M = P(y \cdot \cos \alpha \cdot x \cdot \sin \alpha) =$$

$$= 80500(11,0 \cdot 0,252 + 17,5 \cdot 0,967) = 1586413 \text{ Нсм}^2,$$

$$N = \frac{P \cdot \sin \alpha}{2} + \frac{M}{l} = \frac{80500 \cdot 0,967}{2} + \frac{1586413}{35} = 84275 = 84,2 \text{ кН},$$

$$\tau_{fn} = \frac{N}{2 \cdot \beta_f \cdot k_f \cdot l_u} = \frac{84275}{2 \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 2,6} = 18416 \text{ Н/см}^2 = 184 \text{ МПа},$$

$$\begin{aligned}\tau_f &= \sqrt{1.92^2 + 184^2} = 184 \text{ МПа}, \\ \tau_z &= \sqrt{\tau_{zT}^2 + \tau_{zN}^2}, \\ \tau_{zT} &= \frac{18400}{2 \cdot 1,15 \cdot 0,8 \cdot 54,2} = 184 \text{ Н / см}^2 = 1,84 \text{ МПа}, \\ \tau_{zN} &= \frac{84275}{2 \cdot 1,15 \cdot 0,8 \cdot 2,62} = 17616 \text{ Н / см}^2 = 176,16 \text{ МПа}, \\ \tau_z &= \sqrt{1,84 + 176,16} = 176 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

09 Г2 С болат үшін күштің күйі байқалады.

Кесіктерді талдың дәнекерленген жақтарымен дәнекерлеу кезінде, тігістер экстремалды нүктесінде формулалар арқылы тексеріледі

$$\tau_s \leq m \cdot R \cdot \mu_s, \delta_s \leq m \cdot R \cdot \mu_y, m = 0.9.$$

Есептеу үшін, Р күші қабықтың ортасына әкелінеді.

Кернеулер келесі формула бойынша анықталады:

$$\delta_s = \frac{1.4}{t \cdot l_u} (Q + \frac{6M}{1_{np}}), t = 2 \text{ см},$$

$$\text{мұнда } l_u = l_{np} - t = 60.5 - 2 = 58,5 \text{ см}, \tau_s = \frac{T}{t \cdot l_u}, T = P \cdot \cos \alpha, Q = P \cdot \sin \alpha,$$

$$M = P(\pm y \cdot \cos \alpha + x \cdot \sin \alpha).$$

Құрылымдық беріктігінің күйі байқалады

$$\delta_{np} \leq 1,15 \cdot m \cdot R_y,$$

R_y – 09Г2С болат шойынын беріктігінің тұрақтылығы бойынша жобалық кедергі $R_y = 310 \text{ МПа}$, болат 15Г2АФДПС $R_y = 355 \text{ МПа}$,

Есептеуден 209 кН күшті таңдаймыз, бұл ең төменгі кернеуге сәйкес келеді

$$T = 104500 \cdot \cos 47^\circ = 71269 \text{ Н},$$

$$Q = 104500 \cdot \sin 47^\circ = 76389 \text{ Н},$$

$$M = 104500(13 \cos 47^\circ + 8.5 \cdot \sin 47^\circ) = 1575180 \text{ Нсм}^2,$$

$$\tau_s = \frac{71269}{258.5} = 609 \text{ Н / см}^2 = 6 \text{ МПа},$$

$$\delta_s = \frac{1.4}{258.5} (76389 + \frac{6 \cdot 1575180}{60.5}) = 2783 \text{ н / см}^2 = 27,8 \text{ МПа}.$$

09Г2С сынықтары үшін төзімділік жағдайы байқалады.

Есептеу топсасындағы максималды күшке сәйкес келетін 602 кН күші таңдалады.

$$P = 301кН = 301000Н,$$

$$T = 301000 \cdot 0,682 = 205282Н,$$

$$Q = 301000 \cdot 0,731 = 220031Н,$$

$$M = 301000 \cdot (13 \cdot 0,682 + 8,5 \cdot 0,731) = \\ = 301000 \cdot 15,07 = 4536070Нсм,$$

$$\tau_s = \frac{205282}{258,5} = 1754Н / см^2 = 17,5МПа,$$

$$\delta_s = \frac{1,4}{2 \cdot 58,5} (220031 + \frac{6 \cdot 4536070}{60,5}) = 8015Н / см^2 = 80МПа.$$

09Г2С сынықтары үшін төзімділік жағдайы байқалады.

Жебенің қисық бөлігінің беріктігін тексереміз.

Фланецті b енінің орнына қисық пішіні бар конструкциялардың беріктігін тексеру белбеудің тиімді ені $b = kpb$,

мұнда $kп$ келесі формула арқылы табылады;

$$1 - \frac{\varphi}{2\varphi_0} (2 - \frac{\varphi}{2\varphi_0}) (1 - kno), \quad \text{кезінде } \varphi \leq 2\varphi_0,$$

kno кезінде $\varphi \geq 2\varphi_0$,

$\varphi_0 = 0,8T(T + 35)$ іргелес жиектер арасындағы бұрыш,

$$T = \frac{b}{4 \cdot R_{он}},$$

R – қисықтық радиусы;

δ_n - сөренің қалыңдығы;

$\delta_{ст}$ - қабырғасының қалыңдығы;

h – секцияның биіктігі,

$$T_{ниж.полки} = \frac{310 \cdot 310}{4 \cdot 130 \cdot 10} = 18,48,$$

$$kno = \frac{1 + 0,61 \cdot 5,52}{5,52(1 + 2 \cdot 0,61 \cdot 5,52)} = \frac{4,37}{42,69} = 0,1,$$

$$\varphi_0 = 0,8\sqrt{18,48(18,48 + 35)} = 25^0,$$

$$T_{верх.полки} = \frac{310 \cdot 310}{4 \cdot 130 \cdot 12} = 15,40,$$

$$\varphi_0 = 0,8\sqrt{15,4(15,4 + 35)} = 22^0,$$

$$kno = \frac{1 + 1,06 \cdot 5,04}{5,04(1 + 2 \cdot 1,06 \cdot 5,04)} = \frac{6,34}{58,87} = 0,11.$$

Ілмекті секцияда диафрагмалар болмаған кезде

$$kn = kno = 0,11,$$

яғни көлденең қимада сөренің тиімді ені

$$\delta_0 = 0,11 \cdot b = 0,11 \cdot 310 = 34 \text{ мм.}$$

Осылайша, кернеулер көрші сызықты секциядағы кернеумен салыстырғанда шамамен 10 есеге артады.

$$\delta_{np} = 10 \cdot 220 = 2200 \text{ МПа.}$$

Бұл қисық бөлікте кіші бұрышта 8 мм қалың екі диафрагма салу ұсынылады

$$kn = 1 - \frac{\varphi}{2\varphi_0} \left(2 - \frac{\varphi}{2\varphi_0} \right) (1 - kno) = 0,9 ,$$

$$\delta_0 = 0,9 \cdot b = 0,9 \cdot 300 = 270 \text{ мм.}$$

Вольт тік сызықпен салыстырғанда аздап артады

$$\delta_{np} = 220 / 0,9 = 244 \text{ МПа}$$

ол күш жағдайын қанағаттандырады.

Жебенің цилиндрінің бекітілуін түбіне дейін дәнекерлеудің беріктігін арттыру үшін төменгі пластиналарды көзден кем дегенде 60 мм жылжыту қажет. Сонымен қатар, осы сәтте $\delta = 8 \text{ мм}$ диафрагманы жебенің төменгі және бүйірлік парақтарына дәнекерлеу керек.

ҚОРЫТЫНДЫ

Жер қазу техникасын дамытудағы жаңа бағыт белсенді жұмыс органдары бар жер қазу машиналарын құру болып табылады. Мұндай машиналардың конструктивтік ерекшелігі жұмыс органы (шөміш, оқпан, қопсытқыштың тістері, сыналар, жетекші құбыр және т. б.) айтарлықтай, тіпті жұмыс құралының топыраққа әсер ету күшін бірнеше рет арттыруға мүмкіндік беретін соққы – дірілді механизммен (СДМ) жабдықталатыны болып табылады. Инерциялық, гидравликалық, электромагниттік, пневматикалық, магнитострикциялық және басқа да типтердің СДМ түрлі түрлері қолданылады. Жұмыс құралын топыраққа енгізу базалық машина жасайтын және оның салмағына пропорционал статикалық күштің жиынтық әрекеті және жасалған УВМ динамикалық күштің және машинаның салмағына байланысты емес күштің есебінен жүзеге асырылады. Машина салмағының айтарлықтай өсуінсіз жұмыс құралында күшті арттыруға мүмкіндік беретін аз салмақ кезінде үлкен күш салу қабілеті есебінен айтарлықтай өндірістік әсерге қол жеткізіледі

Бір шөмішті экскаваторлардың негізгі массасы қалыпты шөміштермен, олардың жұмысын белсендіруге мүмкіндік беретін арнайы құрылғыларды қолданбай пайдаланылады.

Мен, экскаватор шөмішін жаңартып, онда соққы-дірілдеуді жүзеге асыратын тістерді қолдандым. Ол осы тістерде жатқан немесе тығыздалған сусымалы жүкті қопсытуға мүмкіндік беретін соққы-гидравликалық құрылғыны қолданды.

Белсенді әсер ететін шөміштері бар экскаваторлардың жабдықтары олардың пайдалану аймағын едәуір кеңейтеді және машинаның өнімділігін арттыруға мүмкіндік береді.

ҚОЛДАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Янцен И.А. и др. Активные рабочие органы строительных дорожных машин. Тематический сборник – Караганда: КарПИ. 1983 – 105 с.
- 2 Янцен И.А. и др. Структурно образовании гидроударных механизмов ручных машин. Караганда: КарГТУ 2000 – 80 с.
- 3 Архипенко А.П. и др. Гидравлические ударные машины. Новосибирск: ИГД СО АН СССР 1991 – 107 с.
- 4 Шишаев С.В. и др. Расчет и создание ковша активного действия. Новосибирск. ИГД СО АН СССР. 1989 – 116 с.
- 5 Недорезов И.А. и др. Оборудование с ковшами активного действия рыхлительных экскаваторов. Обзор М. ЦПИИТЭ – строймаш, 1974 – 51 с.
- 6 Зеленини А.Н. Разрушение мерзлых резанием, ударом и вибрации. М, 1962 – 90 с.
- 7 Балобнев В.И., Хмара Л.А. Строительные работы и манипуляторы. Москва, 1988 – 111 с.
- 8 Качанов А.И. Средства механизаций для переработки тарно-штучных и ковалых грузов. Москва, 1972 – 248 с.
- 9 Гоберман В.В. и др. Основы теории, расчета и проектирования строительно-дорожных машин. Учебник для техникума. Москва: Маш, 1988–463 с.
- 10 Базанов А.Ф. и др. Самоходные погрузчики. Москва, 1979 – 405 с.
- 11 Қазақша-орысша, орысша-қазақша терминологиялық сөздік. Көлік және қатынас жолдары. Т.8.-Алматы: Рауан, 2000, -287 б.
- 12 Кульгильдинов М.С., Жүсіпов К.Ә., Козбагаров Р.А. Көлік техникасын өндіру және жөндеу технологиясы негіздері. Оқулық.-Алматы: 2013.-280 б.
- 13 Козбагаров Р.А. Құрылыс машиналары және жабдықтары. Оқу-әдістемелік құрал.-Алматы: ҚазККА, 2013.-286 б.

ДАТА ОТЧЕТА: 2020-05-15 09:47:05

НАЗВАНИЕ:

Қатты топырақтарға арналған экскаватордың шөмішін жаңғырту

АВТОР:

Дильманов Е.С.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

Рустем Козбагаров

ПОДРАЗДЕЛЕНИЕ:

ИМИПИ

ДАТА ЗАГРУЗКИ ДОКУМЕНТА:

2020-05-15 09:17:55

ЧИСЛО ПРОВЕРЕК ДОКУМЕНТА: ⓘ

1

ПРОПУЩЕННЫЕ ВЕБ-СТРАНИЦЫ: ⓘ

Уровень заимствований

Обратите внимание! Высокие значения коэффициентов не означают плагиат. Отчет должен быть проанализирован экспертом.



Предупреждение и сигналы тревоги

В этом разделе вы найдете информацию, касающуюся манипуляций в тексте, с целью изменить результаты проверки. Для того, кто оценивает работу на бумажном носителе или в электронном формате, манипуляции могут быть невидимы (может быть также целенаправленное вписывание ошибок). Следует оценить, являются ли изменения преднамеренными или нет.

Замена букв	13	показать в тексте
Использование символов из другого алфавита - может указывать на способ обойти систему, поэтому следует установить их использование.		
Интервалы	0	показать в тексте
Количество увеличенного расстояния между буквами (просим определить является ли расстояние инициацией пробела, так как исходя слова могут быть написаны слитно).		
Микропробелы	0	показать в тексте
Количество пробелов с нулевым размером - необходимо проверить влияют ли они на неправильное разделение слов в тексте.		
Белые знаки	0	показать в тексте
Количество символов, выделенных белым цветом, пожалуйста, проверьте не используются ли белые символы вместо пробела, соединяя слова (в отчете подобия система изменяет автоматически цвет букв в черный, чтобы их сделать видимыми).		

Заимствования по списку источников

Просмотрите список и проанализируйте, в особенности, те фрагменты, которые превышают КР №2 (выделенные жирным шрифтом). Используйте ссылку «Обозначить фрагмент» и посмотрите, являются ли выделенные фрагменты повторяющимися короткими фразами, разбросанными в документе (совпадающие сходства), многочисленными короткими фразами расположенные рядом друг с другом (парафразирование) или обширными фрагментами без указания источника ("криптоцитаты").

10 самых длинных фраз (1,63 %)

Десять самых длинных фрагментов найденных во всех доступных ресурсах.

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ И АДРЕС ИСТОЧНИКА URL (НАЗВАНИЕ БАЗЫ)	АВТОР	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ
1	https://dnaop.com/html/54271_81.html		49 0,69 %
2	https://dnaop.com/html/54271_81.html		40 0,57 %
3	The straight line complexity of small factorials and primorials (- https://arxiv.org/)	Klas Markström;	6 0,08 %
4	The straight line complexity of small factorials and primorials (- https://arxiv.org/)	Klas Markström;	5 0,07 %
5	The straight line complexity of small factorials and primorials (- https://arxiv.org/)	Klas Markström;	5 0,07 %
6	The straight line complexity of small factorials and primorials (- https://arxiv.org/)	Klas Markström;	5 0,07 %

из базы данных RefBooks (0,30 %)

Все фрагменты найдены в базе данных RefBooks, которая содержит более 3 миллионов текстов от редакторов и авторов.

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ	АВТОР	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (КОЛИЧЕСТВО ФРАГМЕНТОВ)	
<i>Источник: https://arxiv.org/</i>				
1	The straight line complexity of small factorials and primorials	(Klas Markström;)	21 (4)	0,30 %

из домашней базы данных (0,00 %)

Все фрагменты найдены в базе данных вашего университета.

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ	АВТОР	ДАТА ИНДЕКСАЦИИ	ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)
ЗАИМСТВОВАНИЙ НЕ НАЙДЕНО				

из программы обмена базами данных (0,00 %)

Все фрагменты найдены в базе данных других университетов.

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ НАЗВАНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ	АВТОР	ДАТА ИНДЕКСАЦИИ	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (КОЛИЧЕСТВО ФРАГМЕНТОВ)
ЗАИМСТВОВАНИЙ НЕ НАЙДЕНО				

из интернета (1,33 %)

Все фрагменты найдены в глобальных интернет-ресурсах открытого доступа.

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	ИСТОЧНИК URL	ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)	
1	https://dnaop.com/html/54271_81.html	89 (2)	1,26 %
2	https://pandia.ru/text/78/232/33095-17.php	5 (1)	0,07 %