

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Сәтбаев университеті

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

Көлік техникасы кафедрасы

Әлімбек Д.Қ.

1А және 1С типті өлшемді жоғарытонналы контейнерлерге арналған  
жүккөтерімділігі  $Q=32$  т төрт тағанды кранды жобалау

**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: «1А және 1С типті өлшемді жоғарытонналы контейнерлерге арналған жүккөтерімділігі  $Q=32$  т төрт тағанды кранды жобалау»

5В071300 -«Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандығы бойынша

Орындаған

Әлімбек Д.Қ.

Ғылыми жетекші

техн. ғыл. д-ры, профессор

К.К. Шалбаев

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 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 Әлімбек Дархан Қасымбекұлы

Тақырыбы 1А және 1С типті өлшемді жоғарытонналы контейнерлерге арналған жүккөтерімділігі  $Q=32$  т төрт тағанды кранды жобалау

Университет басшысының «27» 01. 2020 ж №762-б бұйырығымен бекітілген Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі «15» мамыр 2020 жыл

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері: Қолданыстағы крандардың конструкциясы, ғылыми-техникалық оқулықтар және патентті ақпараттар

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. ТТЖКМА – 1 бет; 3. Құрылымның жалпы көрінісі -1 бет; 4. Құрылымның құрама сызбалары– 4 бет

---

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: *15 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	К.К.Шалбаев, техника ғылымдары докторы, профессор		
Жобалық-конструкторлық бөлімі	К.К.Шалбаев, техника ғылымдары докторы, профессор		
Норма бақылау	Р.А. Козбагаров, техника ғылымдары кандидаты, доцент		

Ғылыми жетекші \_\_\_\_\_ К.К.Шалбаев

Тапсырманы орындауға алған білім алушы \_\_\_\_\_ Д.Қ. Әлімбек

Күні « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2020 ж.

## АНДАТПА

Осы диплом жұмысы «1А және 1С типті өлшемді жоғарытонналы контейнерлерге арналған жүккөтерімділігі  $Q=32$  т төрт тағанды кранды жобалау» тақырыбы бойынша автордың соңғы аттестациялауына ұсынылады.

Бұл дипломдық жұмыста патент пен әдебиет көздерін талдау негізінде  $Q = 32$  т көтеру сыйымдылығы бар контейнерлік контейнерлік кран құрылымы ұсынылады, бұл кранның өнімділік дәрежесін 15 ... 20% -ға артырды.

Түсіндірме жазба 46 беттерінде көрсетілген, графикалық бөлігінде А1 форматындағы 7 парақ бар.

## АННОТАЦИЯ

Дипломная работа, выполнена на тему: «Проектирования козлового крана грузоподъемностью  $Q = 32$  т для крупнотоннажных контейнеров типоразмеров 1А и 1С» представляется для итоговой аттестации автора.

В данной дипломной работе на основе анализа патентно-литературных источников предложена конструкция козлового контейнерного крана грузоподъемностью  $Q = 32$  т, которая позволяет увеличить производительность 15...20% крана.

Пояснительная записка изложена на 46 страницах, графическая часть содержит 7 листов формата А1.

## **ABSTRACT**

Thesis, done on the topic: "Designing a gantry crane with a lifting capacity of  $Q = 32$  tons for large-capacity containers of sizes 1A and 1C" is presented for the final certification of the author.

In this thesis, based on an analysis of patent literature, a construction of a gantry container crane with a lifting capacity of  $Q = 32$  t is proposed, which allows to increase the productivity of 15 ... 20% of the crane.

The explanatory note is set out on 46 pages, the graphic part contains 7 sheets of A1 format.



## МАЗМҰНЫ

	беттер
Кіріспе .....	9
1 Жалпы бөлімі .....	10
1.1 Темір жол контейнерлік қоймасын кешенді механикаландыру.....	10
1.2 Жобаланатын тіректі кранының қысқаша сипаттамасы .....	10
2 Жобалық-конструкторлық бөлімі.....	12
2.1 Бастапқы деректер.....	12
2.2 Механизмнің кинематикалық және арқанды сақтау сұлбасын таңдау.....	12
2.3 Арқанды таңдау және барабанның диаметрін анықтау .....	13
2.4 Барабанның ұзындығын және оның айналу жиілігін анықтау .....	13
2.5 Электр қозғалтқышын таңдау .....	14
2.6 Редуктор таңдау .....	14
2.7 Редуктор тексеру .....	15
2.8 Кранның қозғалыс механизмі .....	15
2.9 Редукторды қозғалтқыш бойынша тексеру .....	19
2.10 Қосу кезінде ілінісу қорын тексеру .....	20
2.11 Тежегіш таңдау .....	22
2.12 Кранның жүріс дөңгелегі білігін есептеу .....	23
2.13 Қосылымды есептеу .....	33
2.14 Тісті кіріспені тексеруге есептеу .....	34
2.15 Бұрылу механизмін есептеу .....	38
2.16 Бекіткішті қайта есептеу.....	41
2.17 Технологиялық бөлігі .....	42
Қорытынды .....	45
Қолданылған әдебиеттер тізімі.....	46

## КІРІСПЕ

Жұмыста теміржол контейнерлік қоймасында тиеу-түсіру жұмыстарының кешенді механикаландырылуы қарастырылған  $Q = 32$  т.

Кран 1А, 1С стандартты өлшемдегі ірі контейнерлерді тасымалдауға арналған. Ұшу краны  $L_k = 25000$  мм. Консольдің ұзындығы 1 консоль = 500 мм.

Контейнерлер сыртқы және ішкі өлшемдерге және тауарларды сақтау қондырғыларының орналасуына сәйкес стандартталған. Контейнерлердің бұрыштарында арнайы элементтер орналастырылған - оларды жинау кезінде контейнерлерге тіреу ретінде қолданылатын және оларды қайта тиеген кезде контейнерлерді ұстайтын элементтер ретінде қолданылатын фитингтер.

Жалпы салмағы 10 т (1D) және 25 т (1ВВ, 1В) үлкен тонналық контейнерлер ТМД-да әдетте қолданылмайтындығына байланысты, теміржол қоймасын автоматтандыру кезінде біз ондағы барлық жүк айналымы 32 т (1А) және 20 т (1С) контейнерлерде жүретіндігіне негізделеміз.

Қойма айналымы жүк тиеу-түсіру жұмыстарымен тығыз байланысты болғандықтан, автоматтандырудың мақсаты - оларды өткізуге кететін уақытты азайту және нәтижесінде қойманың жүк айналымын ұлғайту және қойма кеңістігін пайдаланудан түскен кірісті барынша көбейту. Сонымен қатар, автоматтандыру мақсаты - жұмысшылардың жарақаттануына жол бермеу үшін қызмет көрсету құрамын тиеу және түсіру аймағынан шығару.

## **1 Жалпы бөлімі**

### **1.1 Темір жол контейнерлік қоймасын кешенді механикаландыру**

Дипломдық жұмыс барысында қойманы автоматтандыру құралы ретінде тіректі контейнерлік кран таңдап алынды, оны қолданудың орындылығы қойманың үлкен ауданына негізделген, бұл жердегі тиегіштерді қолдануды қиындатады. Сонымен қатар, бұл контейнерлерді 2 қабатқа жинау есебінен қойма сыйымдылығын арттыруға және контейнерлер арасындағы аралықтарды азайтуға мүмкіндік береді.

Кранда жүк ұстағыш құрылғы ретінде арнайы жүк ұстағыш құрал – спредерді қолдану ұсынылды. Спредер жүк ілдірушінің қатысуынсыз контейнермен автоматты қосылуды және ағытуды жүзеге асырады. Спредерді контейнерге түсіргенде Т-тәрізді қаңқалар фитингтердің тесіктеріне кіріп, спредерді контейнермен тіркеуді жүзеге асыра отырып, 90 градусқа бұрылады. Контейнерді тасымалдағаннан кейін қаңқалар контейнерді босатып, бастапқы қалыпқа қайтарылады.

Спредерді контейнерге дәл келтіру үшін қармау айналмалы түрде орындалған. Бұдан басқа, контейнерлердің бірнеше түрімен жұмыс істеу мүмкіндігі қарастырылған. Контейнердің типтік өлшемін ауыстыру қажет болған жағдайда 1С контейнерінің орнына спредер 1А контейнерімен жұмыс істеу үшін раманы қармауды жүргізеді және осы рамаға сүңгілерді бұрау механизмдерінің жұмысы үшін электр ажыратқыштарын қосу жүргізіледі.

Тіректі контейнерлік кран 1С контейнерлерімен шектелген, көтеру қабілеті бар екі консольмен жасалады, бұл конструкцияның құнын төмендетеді және сонымен бірге қойманың жұмысына әсер етпейді, өйткені 1А контейнерлерінде кран тіректерінің арасында жеткілікті сақтау орны бар. Сонымен қатар, кранның тіректері 1С контейнерлері қармау бұрылысынсыз өтеді, бұл тиеу-түсіру жұмыстарын жүргізуді жеделдетеді.

### **1.2 Жобаланатын тіректі кранының қысқаша сипаттамасы**

Жобаланатын кран - бұл жүк контейнерлерімен толы теміржол контейнерлік қоймасына қызмет көрсетуге арналған, олардың жарты салмағы 20 тонна, ал екінші жартысы 32 тонна салмағы бар тіректі контейнерлік кран. Жұмыс ауысымы кезінде жүктелген контейнерлердің мөлшері орта есеппен күніне төрт рет өзгереді.

Металл конструкциясының барлық элементтері – қорапты қима. Аралық құрылым екі басты және екі шеткі арқалықтардан тұрады, олар 4 тірекке тіреледі, өзара екіұштылармен біріктірілген. Кранның қозғалу механизмі теңгергіштерден және әрбір тіректің астына қосарлы жиналған және жеке жетегі бар сегіз жүріс арбадан тұрады.

Жүк арбасы төрт екі жақты жетекті дөңгелектерде орнатылған және

көпірмен қозғалатын дәнекерленген раманы білдіреді. Тіректі кран арбашасының рамасында көтеру механизмі және арбашаның қозғалу механизмі орналастырылады.

Көтеру механизмі-екі барабанды шығыр.

Жүк арбашаның қозғалыс механизмі екі жетектен тұрады: бір жетек – әрбір екі жүріс доңғалағына.

Кран жолы рельстерінің осьтерінің арасындағы көлденең қашықтық – кранның өткелі деп аталады, ал жүріс дөңгелектерінің осьтерінің арасындағы немесе теңгермелі арбалардың осьтерінің арасындағы қашықтық – кранның базасы деп аталады. Алдыңғы рельстердің бойлық осьтерінің арасындағы қашықтық арба жолы деп аталады. Жобаланатын кранның ұзындығы - 25000 мм, ал негізі - 14000 мм. Арба жолы - 13500 мм, ал негізі - 2500 мм.

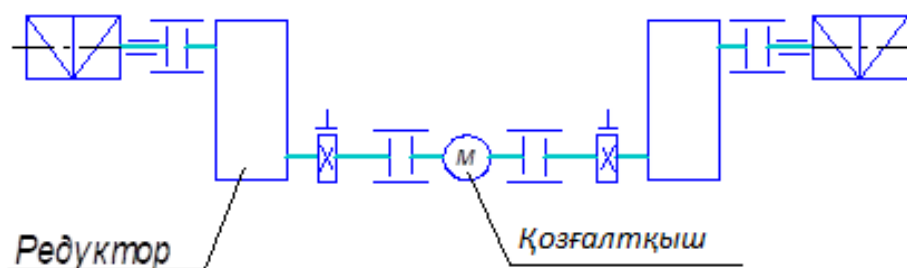
## 2 Жобалық-конструкторлық бөлімі

### 2.1 Бастапқы деректер

1	Жүк көтергіштігі, кг	$Q_H = 32000$
2	Қармау массасы, кг	$m_3 = 10000$
3	Көтеру жылдамдығы, м/с	$v = 12$
4	Полиспастың еселігі	$a = 3$
5	Жүріс дөңгелектері саны	$n_{x.k} = 16$
6	Жетек дөңгелектері саны	$n_{np.k} = 8$
7	Жұмыс режимінің тобы	4

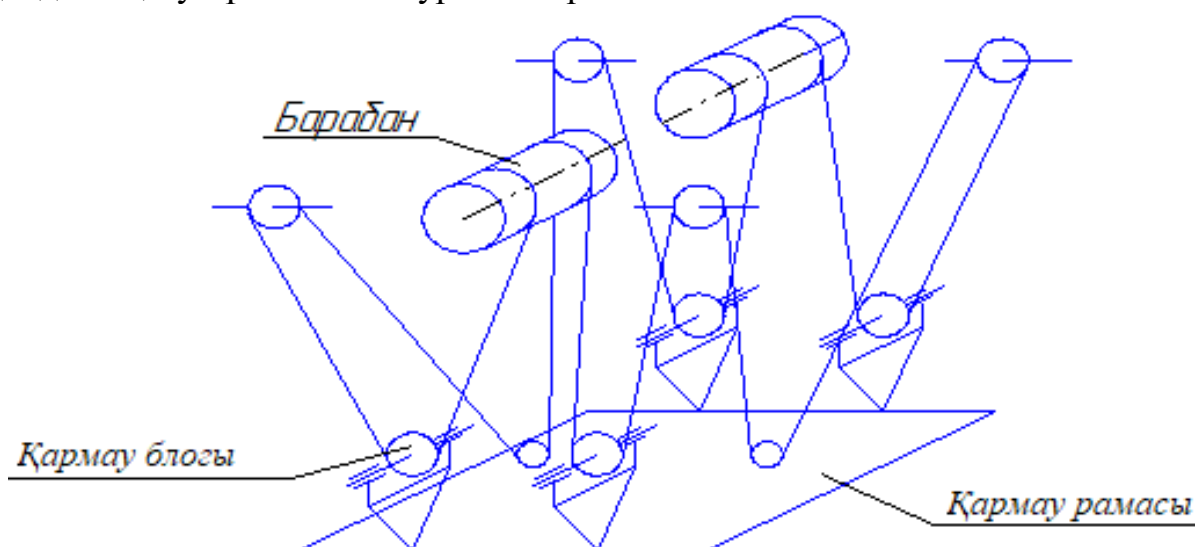
### 2.2 Механизмнің кинематикалық және арқанды сақтау сұлбасын таңдау

Кранды көтеру механизмінің кинематикалық сұлбасы 2.1 суретте көрсетілген.



2.1 - сурет - Кранды көтеру механизмінің кинематикалық сұлбасы

Арқанды сақтау сұлбасы 2.2 суретте көрсетілген.



## 2.2 - сурет - Арқанды сақтау сұлбасы

Осы схема үшін:

Еселігі  $a = 3$ ;

Арқан тармақтарының саны  $m = 8$

## 2.3 Арқанды таңдау және барабанның диаметрін анықтау

Арқанды таңдау келесі шарттарға негізделген:

$S_{разр} \geq S_{max} \cdot n$ ; мұндағы  $n =$  қор коэффициенті (жұмыс режимінің 4 тобы үшін  $n = 5,6, [10]$ ), ал  $S_{max}$  - арқандағы жүк салмағынан максималды күш. Ол келесі формула бойынша есептеледі:

$$S_{max} = \frac{(G_{эр} + G_3) \cdot (1 - \eta)}{m \cdot (1 - \eta^a) \cdot \eta^t}, \text{ мұндағы :}$$

$$(G_{эр} + G_3) = (32000 + 10000) \cdot 9,81 = 412020 \text{Н} - \text{жүк салмағы};$$

$$\eta = 0,98 - \text{блоктың ПӘК}.$$

$$\text{Осылайша, түпкілікті: } S_{max} = \frac{412020 \cdot (1 - 0,98)}{8 \cdot (1 - 0,98^3) \cdot 0,98^0} = 59841 \text{Н}.$$

$$\text{Осылайша, } S_{разр} \geq 59841 \cdot 5,6 = 335109 \text{Н}.$$

6x19 конструкциялы ЛК-Р арқан таңдалады  $(1+6+6/6)+1$  О.С. МЕСТ 2688-80 бойынша органикалық өзекшесі бар бұрылмайтын (нүктелі контактімен) қос еспелі. Сыну күші аз  $\sigma_{эр} = 1862 \text{МПа}$  немесе 335 кН-ге тең болатындығына байланысты арқан диаметрі  $d_k = 24 \text{мм}$  таңдалады. (Арқанды таңбалау "11-Г-I-СС-Н-1862 МЕСТ 2688-80", яғни жүк арқаны, сымның I маркасы, таңбалау тобы 1862 МПа, сым жамылғысының түрі – мырышталған, элементтерді ысқылау бағыттарының үйлесімі – крест, арқанды ысқылау тәсілі – бұрылмайтын).

Барабанның диаметрі келесі шарттан анықталады:

$D_{бар} \geq h_1 \cdot d_k$ ; мұндағы  $d_k$  - арқанның диаметрі, ал  $h_1$  - жұмыс режимі тобына байланысты коэффициент, [10].

Осылайша,  $D_{бар} \geq 22,4 \cdot 24 = 537 \text{мм}$ . Конструктивтік пайымдаулар бойынша, барабандар диаметрлерінің қалыпты қатарын негізге ала отырып, таңдалады  $D_{бар} = 605 \text{мм}$ .

## 2.4 Барабанның ұзындығын және оның айналу жиілігін анықтау

Кесу қадамымен қосарланған барабан:  $t = d_k + (2...3) \text{мм} = 11 + (2...3) = 13...14 \text{мм}$ .

Түпкілікті таңдалады  $t = 14 \text{мм}$ .

Барабанның ұзындығы мына формула бойынша есептеледі

$$\lambda_{бар} = 2 \cdot \lambda_{кр} + 2 \cdot \lambda_{непр} + 2 \cdot \lambda_p + \lambda_{ненар}$$

мұндағы,  $\lambda_{кр}$  - арқанды бекіту үшін барабан учаскесінің ұзындығы;

$\lambda_{непр}$  - 1,5 - қол сұғылмайтын орам;

$\lambda_{ненар}$  - кесілмеген бөлік;

$\lambda_p$  - жұмыс бөлімі.

Барабанның кесілмеген бөлігінің ұзындығы барабанға арбаға барынша жақындатылған кезде арқанның ауытқу бұрышын шектеу шарттарынан есептеледі. Конструктивтік пайымдаулар бойынша ол тең қабылданады  $\lambda_{ненар} = 150\text{мм}$ .

Барабанның жұмыс бөлігіндегі орамдар саны:  $\frac{H \cdot a}{\pi \cdot D_{бар}}$ , мұндағы  $a = 3$

полиспастың еселігі.

Осылайша, 
$$\lambda_{бар} = 2 \cdot \left( \frac{H \cdot a}{\pi \cdot D_{бар}} + 1.5 + 3 \right) \cdot t + \lambda_{ненар} = 2 \cdot \left( \frac{8,5 \cdot 3 \cdot 1000}{\pi \cdot 605} + 1.5 + 3 \right) \cdot 14 +$$

$+ 150 = 889\text{мм}$ . Ол түпкілікті қабылданады  $\lambda_{бар} = 890\text{мм}$ .

Барабанның айналу жиілігі мынадай пайымдаулардан анықталады:

Барабанның бетіндегі айналмалы жылдамдық  $v_{окр} = \frac{\pi \cdot D_{бар} \cdot n_{бар}}{1000}$ . Екінші

жағынан,  $v_{окр} = v_{зр} \cdot a$ , мұндағы  $v_{зр}$  - жүкті көтеру жылдамдығы. Онда:

$$n_{бар} = \frac{1000 \cdot v_{зр} \cdot a}{\pi \cdot D_{бар}} = \frac{1000 \cdot 12 \cdot 3}{\pi \cdot 605} = 18,23 \text{ об/мин}.$$

## 2.5 Электр қозғалтқышын таңдау

Электр қозғалтқышының қажетті қуаты 
$$N = \frac{(G_{зр} + G_з) \cdot v_{зр}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta} = \frac{412020 \cdot 12}{1000 \cdot 60 \cdot 0,9} = 113\text{кВт}.$$
 Қосу ұзақтығы үшін 4 Гр.Р. р.құрайды,

каталог бойынша МТФ 612-6 электрқозғалтқышы таңдалады. Оның параметрлері:

Біліктің қуаты 112 кВт,

Айналым жиілігі  $n_{дв} = 950\text{мин}^{-1}$ ,

Біліктің максималды моменті 3580Нм.

## 2.6 Редуктор таңдау

Редуктордың беріліс қатынасы тең  $u = \frac{n_{дв}}{n_{бар}} = \frac{950}{18,23} = 52,12$ . Каталог бойынша ең жақын беріліс саны бар ц2-650 типті редукторды таңдау жүзеге асырылады:

$$u_{ном} = 50 (u_{факт} = 48,57).$$

Жай жүретін білікке рұқсат етілген айналу моменті  $M_T = 41005 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Жай жүретін білікке рұқсат етілген консоль жүктемесі  $69651 \text{ Н}$ .

## 2.7 Редуктор тексеру:

1. Момент бойынша  $M_{\text{наиб}} \geq M_{\text{факт}}$

$$\text{үйлеседі} \begin{cases} M_{\text{наиб}} = t \cdot M_T = 1,6 \cdot 41005 = 65610 \text{ Н} \cdot \text{м} \\ M_{\text{факт}} = 2 \cdot S \frac{D_{\text{бар}}}{2} \frac{0,605}{2} \text{ Нм}_{\text{max}} \end{cases}$$

2. Рұқсат етілген консоль жүктемесі бойынша:

$$\text{үйлеседі} \begin{cases} P_{\text{конс}}^{\text{факт}} = S \text{ Н}_{\text{max}} \\ P_{\text{конс}}^{\text{ред}} = 69651 \cdot 9,81 = 683276 \text{ Н} \end{cases}$$

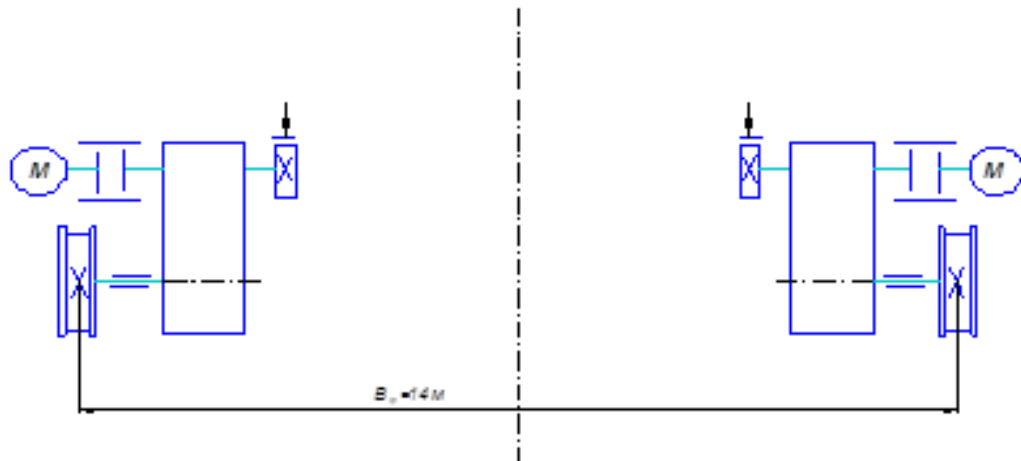
## 2.8 Кранның қозғалыс механизмі

Кранның қозғалу механизмінің принципті кинематикалық сұлбасы 2.3-суретте келтірілген. Механизм крандық электр қозғалтқышынан үш сатылы цилиндрлік тік аспалы редуктор арқылы жүретін доңғалаққа жүзеге асырылатын бөлек жетегі бар. Тежегіш құрылғысы редукторға арнайы тұғырықта бекітілген.

### 2.8.1 Бастапқы деректер

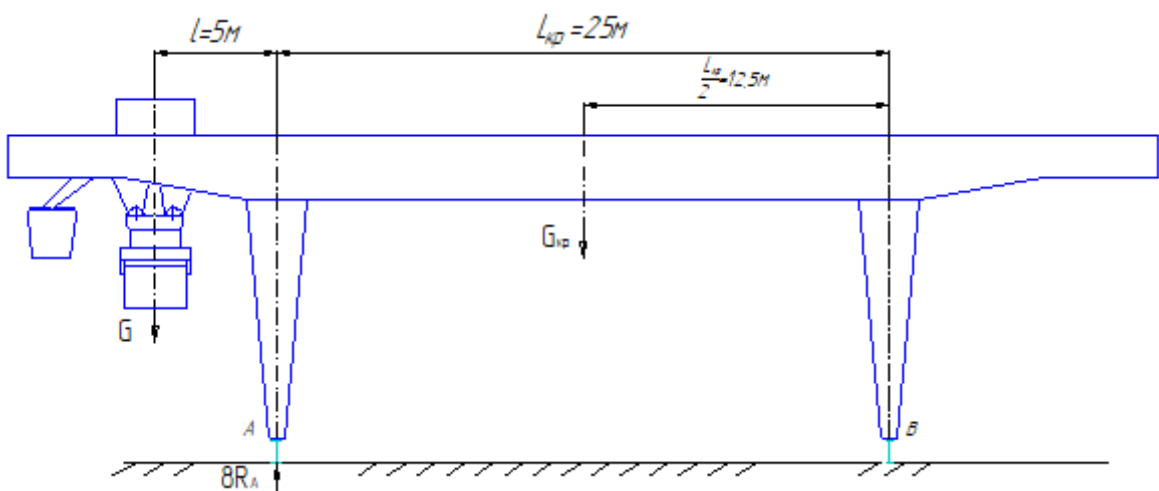
1. Жүккөтерімділігі, кг	$Q_n = 32000$
2. Кранның салмағы, кг	$m_{кр} = 220000$
3. Қармау массасы, кг	$m_3 = 10000$
4. Қозғалыс жылдамдығы, м/с	$v = 1$
5. Жүріс дөңгелектер саны	$n_{x.к} = 16$
6. Жетек дөңгелектер саны	$n_{пр.к} = 8$
7. Жұмыс тәртібі	$ПВ = 25\%$





2.3 - Сурет -Кранның қозғалыс механизмінің кинематикалық сұлбасы  
**2.8.2 Кранның жүріс дөңгелектерін таңдау**

Кранның жүріс дөңгелектеріне жүктемелерді анықтау үшін Схема 2.4-суретте көрсетілген(жүк шеткі күйде).



2.4 - Сурет -Кранның жүріс дөңгелектеріне жүктемелерді анықтауға арналған схема

В нүктесіне қатысты сәттер сомасы:

$$\sum M_B : -8R_A \cdot L_{кр} + G(l + L_{кр}) + G_{кр} \cdot \frac{L_{кр}}{2} = 0.$$

мұндағы,  $G_{кр} = 220000 \cdot 9,81 = 2158200H$  - кранның салмағы;

$G = (32000 + 10000 + 48000 + 2500) \cdot 9,81 = 907425H$  - жүкпен қармау, арба және кабинаның салмағы;

$L_{кр} = 25 м$  – кранның аралығы;

$l = 5 м$  - басып алу осінен оның шеткі жағдайы кезіндегі қашықтықдөңгелектердің осіне дейін.

Сонда жүру дөңгелегіне жүктеме:

$$R_A = \frac{907425 \cdot (25 + 5) + 2158200 \cdot 12,5}{8 \cdot 25} = 178542H .$$

Жетекті дөңгелектерді таңдаңыз:

K2РП-560-1 (ГОСТ 24.090.0975)

Жетекті емес жүріс дөңгелектері:

K2РН-560-1 (ГОСТ 24.090.0975)

Диаметрі: 560 мм;

Доңғалақ материалы-МЕСТ 14959-79 бойынша 75-2-а-і Болат, НВ-330(шыңдау, босату).

Рельс – Р43 (МЕСТ 4121-76).

### 2.8.3 Кранның қозғалу кедергісін жел жүктемесі мен кран жолының еңістігін ескере отырып анықтау

Ребордтың үйкелуін және күпшектердің шеттерін есепке ала отырып, жүріс доңғалақтарындағы кедергі:

$$W_T = (G_{кр} + G_{зр}) \cdot \frac{2\mu + f \cdot d}{D_{Х.К.}} \cdot K_p ;$$

мұндағы:

$K_p$  - кранның жүріс дөңгелектері күпшектерінің ребордтары мен шеттерінің үйкелуін ескеретін коэффициент. Қозғалу механизмінің бөлек жетегі бар тіректі типті крандар үшін, домалау подшипниктері бар цилиндрлік жүрісті доңғалақтар үшін  $K_p = 1,5$  ;

$\mu$  – рельстер бойынша жүру доңғалақтарының үйкеліс коэффициенті. Жүріс дөңгелегі-шойын, диаметрі-560 мм, рельс басы-дөңгелектелген, демек  $\mu = 0,05$  см ;

$f = 0,015$  – доңғалақ білігінің  $d$  цапфасының диаметріне келтірілген жүріс дөңгелегі тіректерінің мойынтіректеріндегі үйкеліс коэффициенті;

$d = 12$  см – дөңгелек білігінің цапфасының диаметрі.

$D_{Х.К.} = 56$  см – жүріс дөңгелегі тербелісі жолының бетінің диаметрі.

$G_{кр} = 220000 \cdot 9,81 = 2158200H$  – кранның салмағы,

$G_{зр} = 313930H$  – жүктің салмағы.

$$W_T = (2158200 + 313930) \cdot \frac{2 \cdot 0,05 + 0,015 \cdot 12}{56} \cdot 1,5 = 19276,65 \quad H ;$$

Кран асты жолдарының еңістігінен кран салмағының көлденең құраушысы:

$$W_{УК} = (G_{кр} + G_{зр}) \cdot \alpha = 2570220 \cdot 0,003 = 7710,66 \text{ Н}$$

мұндағы:  $\alpha = 0,003$  – тіректі крандары үшін кран асты жолдарының еңісі;  
 Механизмдердің қозғалтқыштарының қуатын есептеу кезінде жұмыс жағдайының  $W_B$  есептік жел жүктемесі жел жүктемесінің статикалық құраушысынан 70% тең деп қабылданады  $W_{BP}$ :

$$W_B = 0,7 \cdot W_{BP} = 0,7 \cdot 35126,5 = 24588,6 \text{ Н};$$

Кранның қозғалуына толық статикалық кедергі:

$$W = W_T + W_{УК} + W_B;$$

$$W = 19276,65 + 7710,66 + 24588,6 = 51575,91 \text{ Н}.$$

## 2.8.4 Электрқозғалтқышты таңдау

Электр қозғалтқышының қажетті қуаты:

$$N = \frac{W \cdot v}{102 \cdot \eta_M \cdot 8};$$

мұндағы:  $v = 1,0 \text{ м/с}$  – кранның қозғалыс жылдамдығы;

$\eta_M = 0,85$  – Тетік жетегінің ПӘК;

$$N = \frac{51575,91 \cdot 1,0}{102 \cdot 0,85 \cdot 8} = 11,3 \text{ кВт};$$

Типті электрқозғалтқышты қабылдаймыз МТФ 311-6;

Қозғалтқыштың қуаты:  $N_{ПВ25\%} = 13 \text{ кВт};$

Қозғалтқыштың білігінің айналу жиілігі:  $n = 935 \text{ айн/мин};$

Максимальды моменті:  $M_{МАХ} = 320 \text{ Нм};$

Қозғалтқыштың іске қосу сәті:

$$M_{ПУСК} = \frac{M_{ПУСК}^{\min} + M_{ПУСК}^{\max}}{2};$$

$$M_{ПУСК}^{\min} = 1,1 \cdot M_{НОМ};$$

$$M_{НОМ} = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \cdot \frac{13}{935} = 132,78 \text{ Нм};$$

$$M_{ПУСК}^{\min} = 1,1 \cdot 132,78 = 146,06 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{ПУСК}^{\max} = 320 \text{ Нм};$$

$$M_{ПУСК} = \frac{146,06 + 320}{2} = 233,03 \text{ Нм};$$

## 2.8.5 Редукторды таңдау

Редуктор шарт бойынша таңдалады:  $M_{P\ MAX} < M_{наиб}$

Кранның жүріс дөңгелегінің айналу жиілігі

$$n_{X.K.} = \frac{v_{X.K.}}{\pi \cdot D_{X.K.}};$$

мұндағы:  $v_{X.K.} = 60 \frac{M}{мин}$  –кранның қозғалыс жылдамдығы;

$D_{X.K.} = 0.56\ м$  –жүріс дөңгелегінің диаметрі;

$$n_{X.K.} = \frac{60}{\pi \cdot 0.56} = 34,12 \frac{айн}{мин}.$$

Қажетті беріліс саны:

$$U = \frac{n_{Э.Д.}}{n_{X.K.}} = \frac{935}{34,12} = 27,4;$$

Редуктордың есептік қуаты:

$$N_p = k \cdot N_{ПВ=25\%};$$

мұндағы:  $k$  –жұмыс тәртібінің коэффициенті;

$k = 1,6$  орташа жұмыс тәртібі үшін;

$N_{ПВ=25\%} = 13\ кВт$  – электроқозғалтқыштың қуаты ПВ=25% ;

$N_p = 1,6 \cdot 13 = 20,8\ кВт$  ;

Редукторды таңдаймыз ЦЗВК-250 :

Нақты беріліс саны :  $U_p = 25$  ;

Жай жүрісті білікке айналдыру моменті:  $M_T = 4000\ Нм$  .

## 2.9 Редукторды қозғалтқыш бойынша тексеру

Редуктормен берілетін ең үлкен момент:

$$M_{наиб} = m \cdot M_T ;$$

мұндағы:  $m$  – іске қосу сәтінің еселігі ;

$m = 2,5$  орта жұмыс тәртібі үшін;

$$M_{наиб} = 2,5 \cdot 4000 = 10000\ Нм ;$$

Іске қосу кезінде туындайтын динамикалық жүктемелерді ескере отырып, редуктордың жай жүретін білігіне электр қозғалтқышпен берілетін есептік моменті:

$$M_{P\text{ MAX}} = K_{\text{ДИН}} \cdot M_{\text{ПВСК}} \cdot U_P \cdot \eta;$$

мұндағы  $K_{\text{ДИН}}$  – динамикалық жүктелу коэффициенті ;

$$K_{\text{ДИН}} = \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{M_{\text{УД}}}{M_{\text{ПВСК}} \cdot K_J \cdot U_P^2}} \right) \cdot K_J ;$$

мұндағы:  $M_{\text{УД}} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – ілгектеу кезінде моменттің құрамдас бөлігі;

$K_J = 1$  – жетек инерциясының жалпы сәтіне ауысатын массадан инерция сәтінің қатынасын ескеретін коэффициент .

$$K_{\text{ДИН}} = \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{60}{230,03 \cdot 1 \cdot 25^2}} \right) \cdot 1 = 2,0$$

$$M_{P\text{ MAX}} = 2,0 \cdot 230,03 \cdot 25 \cdot 0,85 = 9776,27 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$9776,27 < 10000$  демек, редукторлар дұрыс таңдалған.

## 2.10 Қосу кезінде ілінісу қорын тексеру

Ауыстыру қауіпсіздігі коэффициентін есептеу кезінде біз жүктемелердің ең нашар үйлесімі жағдайын қарастырамыз: кранның жүктемесіз жұмысы, желдің жүктемесі және кранның қозғалысына қарсы бағытталған кранның көлбеуі. Іске қосу кезеңінде кран қозғалысын қамтамасыз ету үшін жетекті дөңгелектерді тығындамай шарт орындалуы қажет:

$$k_{\text{СИ}} = \frac{\frac{m'}{n'} (G_{\text{кр}} + G_{\text{зах}}) \cdot \varphi}{F_C + m_K \cdot j_{\text{П}}} > 1,2 ;$$

бұнда:  $k_{\text{СИ}}$  – ілінісу қорының коэффициенті;

$m' = 8$  – Кранның жетекті жүріс доңғалақтарының саны;

$n' = 16$  – Кранның жүріс дөңгелектерінің жалпы саны;

$G_{\text{кр}} = 2158200 \text{ Н}$  – кран салмағы;

$G_{\text{зах}} = 10000 \cdot 9,81 = 98100 \text{ Н}$  – басып алу салмағы;

$\varphi = 0,12$  – доңғалақтың рельспен ілінісу коэффициенті;

$F_C$  – жүксіз Кранның жұмысы кезіндегі сыртқы статикалық кедергінің күші;

$m_K = 220000 \text{ кг}$  – кран массасы;

$J_{II}$  – іске қосу кезіндегі жеделдету.

Сыртқы статикалық кедергі күші:

$$F_C = W_C^{\text{без зр}} - W_1 ;$$

бұнда:  $W_C^{\text{без зр}}$  – жүксіз Кранның жұмысы кезінде қозғалуға толық статикалық кедергі;

$W_1$  – жетек дөңгелектері тіректеріндегі үйкелуден кедергі.

$$W_C^{\text{без зр}} = W_T^{\text{без зр}} + W_{YK}^{\text{без зр}} + W_B ;$$

бұнда:  $W_T^{\text{без зр}}$  – жүксіз Кранның жұмысы кезінде ребордтың үйкелуін және күпшектердің шеттерін есепке ала отырып жүріс доңғалақтарындағы кедергі;

$W_{YK}^{\text{без зр}}$  – кран жолының еңістігінен кедергі;

$W_B = 245886 \text{ H}$  – жел жүктемесі.

$$W_T^{\text{без зр}} = (G_{кр} + G_{зax}) \cdot \frac{2\mu + f \cdot d}{D_{X.K.}} \cdot K_P = (2158200 + 98100) \cdot \frac{2 \cdot 0,05 + 0,015 \cdot 12}{56} \cdot 1,5 = 1692225 \text{ H} ;$$

$$W_{YK}^{\text{без зр}} = (G_{кр} + G_{зax}) \cdot \alpha = (2158200 + 98100) \cdot 0,003 = 67689 \text{ H} ;$$

$$\text{Біз аламыз: } W_C^{\text{без зр}} = 1692225 + 67689 + 245886 = 48279,75 \text{ H} ;$$

Жетек дөңгелектері тіректеріндегі үйкелуден туындаған кедергі:

$$W_1 = \frac{m'}{n'} \cdot (G_{кр} + G_{зax}) \cdot \frac{f \cdot d}{D_{X.K.}} = \frac{1}{2} \cdot (2158200 + 98100) \cdot \frac{0,015 \cdot 12}{56} = 3626,2 \text{ H} ;$$

Сонда сыртқы статикалық кедергі күші:

$$F_C = 48279,75 - 3626,2 = 44653,55 \text{ H} .$$

Кранды іске қосу кезіндегі үдеуді анықтау:

$$M_{ПВСК} = \frac{1}{2} \cdot \frac{W_C^{\text{без зр}} \cdot D_{X.K.}}{2U_P \eta} + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 \cdot n}{9,55 \cdot t_{П \text{ факт}}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{(G_{кр} + G_{зax}) \cdot D_{X.K.}^2 \cdot n}{38,2 \cdot t_{П \text{ факт}} \cdot \eta \cdot U_P^2} ;$$

бұнда:  $M_{ПВСК}$  – қозғалтқыштың іске қосу сәті

$J_1 = 1,4 + 7,2 + 12,6 = 31 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$  – қозғалтқыш білігіндегі айналмалы массалардың Инерция сәті;

$n = 935 \text{ айн/мин}$  – қозғалтқыш білігінің айналу жиілігі

$t_{II \text{ факт}}$  – іске қосу уақыты.

Мәндерді қойып, келесіні аламыз:

$$233,03 = \frac{1}{2} \cdot \frac{4465355 \cdot 0,56}{2 \cdot 25 \cdot 0,9} + 1,15 \frac{31 \cdot 935}{9,55 \cdot t_{II \text{ факт}}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{(220000 + 10000) \cdot 0,56^2 \cdot 935}{38,2 \cdot t_{II \text{ факт}} \cdot 0,9 \cdot 25^2};$$

$$t_{II \text{ факт}} = 3,814 \text{ с};$$

Кранды іске қосу кезіндегі жеделдету :  $j = \frac{v}{t_{II \text{ факт}}} \leq [j] = 0,6 \dots 0,8$  ;

бұнда:  $v = 1,0 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – Кранның қозғалыс жылдамдығы;

$$j = \frac{1,0}{3,814} = 0,262 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Ілінісу коэффициенті:

$$k_{сц} = \frac{\frac{1}{2} \cdot (2158200 + 98100) \cdot 0,12}{4465355 + 220000 \cdot 0,262} = 1,32.$$

## 2.11 Тежегіш таңдау

Кранның қозғалу механизмінің тежеу сәті жүріс дөңгелегінің рельспен тиісті ілінуін қамтамасыз ету кезінде анықталады, ол жүксіз номиналды жылдамдықпен қозғалатын кранды тежеу кезінде юза мүмкіндігін болдырмаседі.

1,2-ге тең жүріс доңғалақтарының рельспен ілінісуінің берілген қоры қамтамасыз етілетін ең жоғары рұқсат етілетін баяулау былайша анықталады:

$$[j]_{\text{max}}^r = \left[ \frac{m'}{n'} \left( \frac{\varphi}{K_{сц}} - f \frac{d}{D_{X.K}} \right) + (2\mu + fd) \frac{1}{D_{X.K}} - \frac{W_B}{(G_{кр} + G_{зах})} - \frac{W_{yк}}{(G_{кр} + G_{зах})} \right] g$$

бұнда:  $\varphi = 0,12$  - доңғалақтың рельспен ілінісу коэффициенті;

$K_{сц} = 1,1$  - ілінісу қорының коэффициенті;

$$[j]_{\text{max}}^r = \left[ \frac{8}{18} \left( \frac{0,12}{1,1} - 0,015 \frac{12}{56} \right) + (2 \cdot 0,05 + 0,015 \cdot 12) \frac{1}{56} - \frac{245886 + 7710,66}{(2158200 + 98100)} \right] \cdot 9,81 = 0,421 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

$$t_T^{\min} = \frac{v}{[j]_{\max}^T} = \frac{1}{0,421} = 2,374c$$

$$M_T = -\frac{W_T \cdot D_{X.K}}{2 \cdot U_p} + (1,1 \dots 1,2) \frac{J_1 n}{9,55 \cdot t_T^{\min}} + \frac{(G_{кр} + G_{зак}) \cdot D_{X.K}^2 \cdot n \cdot \eta_m}{38,2 \cdot t_T^{\min} \cdot U_p^2},$$

$W^{T \text{ без зр}} = W_T^{\text{без зр}} + W_{YK}^{\text{без зр}} + W_B = 48279,75H$  - үйкеліс күшінен жүріс дөңгелектерінде пайда болатын Кранның қозғалуына кедергі.

$$M_T = -\frac{1}{2} \frac{48279,75 \cdot 0,56}{2 \cdot 25} + 1,15 \frac{31 \cdot 935}{9,55 \cdot 0,421} + \frac{2256300 \cdot 0,56^2 \cdot 935 \cdot 0,9}{38,2 \cdot 0,421 \cdot 25^2} = 196,2Hm.$$

Екі дөңгелекті қалыпты тұйық тежегішті таңдаймыз ТТ-200.

Ең үлкен тежегіш сәті:  $M_{\max} = 200Hm$

Тежегіш шкив диаметрі :  $D_{T.ш} = 200mm$

## 2.12. Кранның жүріс дөңгелегі білігін есептеу

### 2.12.1 Статикалық беріктікке білікті есептеу

Біліктерді есептеу статикалық беріктікке және шаршауға жүргізіледі. Статикалық беріктікке біліктерді есептеу жұмыс жай – күйінің ең жоғары жүктемелерінің әрекеті кезінде; шаршауға-қалыпты жай-күйдің эквивалентті жүктемелері бойынша жүргізіледі (2.5 сурет).)

Материал – 40Х

Есептеу үшін келесі жүктемелер қабылданды:

а) тік жазықтықта

$P_{\max} = 215820H$  – жүріс дөңгелектеріне максималды статикалық қысым

$G_{np} = 2765H$  – жетек салмағынан ауырлық күші ;

$P_{oc} = 0,1 \cdot P_{\max} = 21582H$  – доңғалақ ортасына салынған осьтік күш;

$M_{изг} = P_{oc} \cdot \frac{D_{X.K}}{2} = 21582 \cdot \frac{0,56}{2} = 6042,96Hm$  – иілу сәті;

$F = \frac{M_{изг}}{0,074} = 81661,62H$  – осьтік күштің әсерінен туындайтын күштер жұбы.

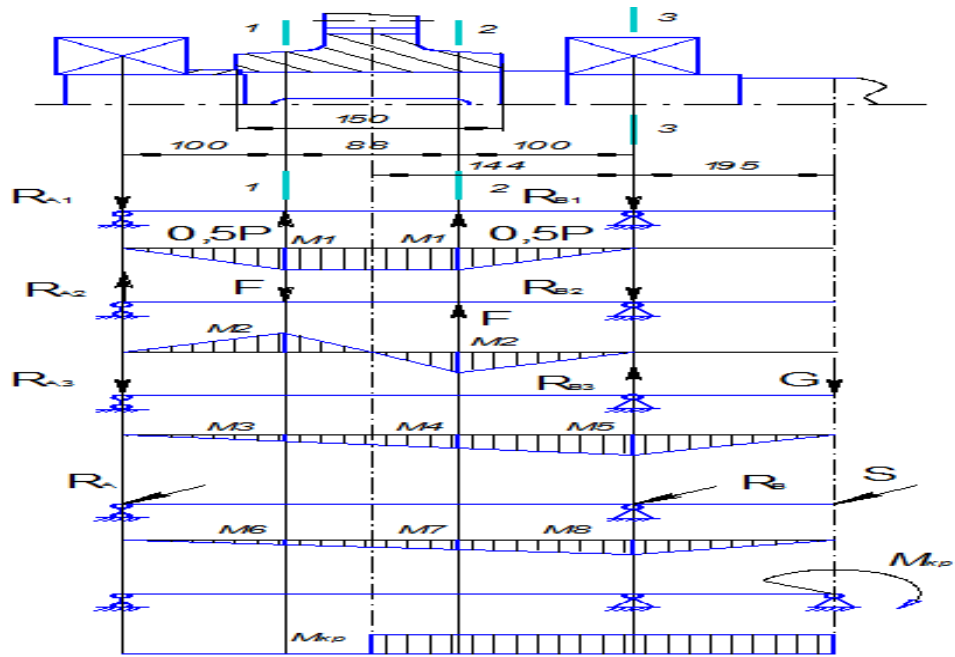
б) көлденең жазықтықта:

$M_{\max кр} = 8000Hm$  – айналу моменті;

$S = \frac{M_{\max кр}}{0,30} = \frac{8000}{0,30} = 26666,7H$  – реактивті айналу моментінің әсерінен

туындайтын көлденең күш.





2.5 - Сурет -Кранның жүріс дөңгелегі білігі

### 2.12.1.1 тірек реакциялардың шамасын анықтау

Ең жоғары тірек реакциялардың шамасы жүріс дөңгелегі ребордына қоса берілген осьтік күштен иілу сәтінің белгілік ауыртпалығын есепке ала отырып анықталады. Бұл ретте тіректегі реакция біліктің осы тірекке жүктелуінің нашар жағдайында анықталады.

$$\sum M_B^1 = R_{A1}^e \cdot 0,288 - 0,5P_{\max} \cdot 0,188 - 0,5P_{\max} \cdot 0,1 = 0;$$

$$R_{A1}^e = 0,5P_{\max} = 107910H;$$

$$R_{B1}^e = R_{A1}^e = 107910H.$$

$$\sum M_B^2 = -R_{A2}^e \cdot 0,288 + F \cdot 0,188 - F \cdot 0,1 = 0;$$

$$R_{A2}^e = 0,306F = 2495216H;$$

$$R_{B2}^e = R_{A2}^e = 2495216H.$$

$$\sum M_B^3 = R_{A3}^e \cdot 0,288 - G_{np} \cdot 0,195 = 0;$$

$$R_{A3}^e = 0,677G_{np} = 187213H;$$

$$\sum M_A^3 = R_{B3}^e \cdot 0,288 - G_{np} \cdot 0,483 = 0;$$

$$R_{B3}^e = 1,677G_{np} = 463713H.$$

$$\sum M_B = R_A^e \cdot 0,288 - S \cdot 0,195 = 0;$$

$$R_A^e = 0,677S = 185629H;$$

$$\sum M_A = R_B^e \cdot 0,288 - S \cdot 0,483 = 0;$$

$$R_B^e = 1,677S = 4598225H.$$

$$R_A^e = R_{A1}^e - R_{A2}^e + R_{A3}^e = 107910 - 2495216 + 187213 = 8482997H;$$

$$R_B^e = R_{B1}^e + R_{B2}^e - R_{B3}^e = 107910 + 2495216 - 4637,13 = 12822503H;$$

$$F_{rA} = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^c)^2} = 86837,23H$$

$$F_{rB} = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^c)^2} = 136220,50H.$$

### 2.12.1.2 есептік қималардағы иілу сәттерін анықтау

$$M_1 = R_{A1}^e \cdot 0,1 = 10791Hм;$$

$$M_2 = R_{A2}^e \cdot 0,1 = 2495,216Hм;$$

$$M_3 = R_{A3}^e \cdot 0,1 = 187,213Hм;$$

$$M_4 = R_{A3}^e \cdot 0,188 = 351,96Hм;$$

$$M_5 = R_{A3}^e \cdot 0,288 = 539,17Hм;$$

$$M_6 = R_A^c \cdot 0,1 = 1856,29Hм;$$

$$M_7 = R_A^c \cdot 0,188 = 3489,83Hм;$$

$$M_8 = R_A^c \cdot 0,288 = 5346,12Hм;$$

#### 1-1 Қимасы

$$M_{уз2}^e = M_1 - M_2 + M_3 = 8483Hм;$$

$$M_{уз2}^c = M_6 = 1856,29Hм;$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M_{уз2}^e)^2 + (M_{уз2}^c)^2} = 8684Hм.$$

#### 2-2 Қимасы

$$M_{уз2}^e = M_1 + M_2 + M_4 = 13638,18Hм;$$

$$M_{уз2}^c = M_7 = 3489,83Hм;$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M_{уз2}^e)^2 + (M_{уз2}^c)^2} = 14077,6Hм.$$

#### 3-3 Қимасы

$$M_{уз2}^e = M_5 = 539,17Hм;$$

$$M_{уз2}^c = M_8 = 5346,12Hм;$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M_{уз2}^e)^2 + (M_{уз2}^c)^2} = 5373,23Hм.$$

Статикалық беріктігі, егер,  $S_T \geq [S_T]$  мұнда  $[S_T] = 1,3...2$  – ағымдылық бойынша Қордың жалпы коэффициентінің ең аз рұқсат етілген мәні қамтамасыз етілген деп саналады.

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} \geq [S_T];$$

$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}$ ;  $S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}$  – қалыпты және жанама кернеу бойынша беріктік қорының жеке коэффициенттері.

1-1 Қимасы

$$\sigma_1 = \frac{M_\Sigma}{W_{изз1}} = \frac{M_\Sigma}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot e_1} = \frac{8684}{0,1 \cdot 0,115^3 \cdot 0,91} = 1,613 \cdot 10^8 \text{ Па} - \text{ есептеу қимасындағы}$$

қалыпты кернеу.

$\sigma_T = \sigma_T^1 \cdot \varepsilon_1 \cdot 10^6 = 3,33 \cdot 10^8 \text{ Па}$  - біліктің мөлшерін ескере отырып созылу кезіндегі ағымдылық шегі.

бұнда  $d_1 = 0,115 \text{ м}$  - есептеу қимасының диаметрі.

$e_1 = 0,91$  - иілуге есептеу кезінде бір шпонкасы бар білікке арналған түзету коэффициенті.

$\varepsilon_1 = 0,74$  - ауқымды коэффициент.

$\sigma_T^1 = 450 \text{ МПа}$  - үлгі ағымдылығының шегі

$$\tau_1 = \frac{M_{\max \kappa p}}{W_{\kappa p1}} = \frac{M_{\max \kappa p}}{0,2 \cdot d_1^3 \cdot e_{\kappa 1}} = \frac{8000}{0,2 \cdot 0,115^3 \cdot 0,95} = 19,42 \cdot 10^6 \text{ Па} - \text{ есептеу қимасындағы}$$

жанама кернеу.

бұнда  $e_{\kappa 1} = 0,95$  - бұрауға есептеу кезінде бір шпонкасы бар білік үшін түзету коэффициенті.

$\tau_T = 0,6 \cdot \sigma_T \cdot 10^6 = 2,56 \cdot 10^8 \text{ Па}$  - біліктің мөлшерін ескере отырып бұрау кезіндегі ағымдылық шегі

$$S_{T\sigma} = \frac{3,33 \cdot 10^8}{1,613 \cdot 10^8} = 2,36;$$

$$S_{T\tau} = \frac{2,56 \cdot 10^8}{19,42 \cdot 10^6} = 13,18$$

$$S_T = \frac{2,36 \cdot 13,18}{\sqrt{2,36^2 + 13,18^2}} = 2,65 \geq [S_T].$$

Бұл білік беріктікке өтеді.

2-2 қимасы

$$\sigma_2 = \frac{M_\Sigma}{W_{из2}} = \frac{M_\Sigma}{0,1 \cdot d_2^3 \cdot e_2} = \frac{14077,6}{0,1 \cdot 0,115^3 \cdot 0,91} = 2,017 \cdot 10^8 \text{ Па} - \text{ есептеу}$$

қимасындағы қалыпты кернеу.

$\sigma_T = \sigma_T^1 \cdot \varepsilon_2 \cdot 10^6 = 3,33 \cdot 10^8 \text{ Па}$  - біліктің мөлшерін ескере отырып созылу кезіндегі ағымдылық шегі.

бұнда  $d_2 = 0,115 \text{ м}$  - есептеу қимасының диаметрі.

$e_2 = 0,91$  - иілуге есептеу кезінде бір шпонкасы бар білікке арналған түзету коэффициенті.

$\varepsilon_2 = 0,74$  - ауқымды коэффициент.

$\sigma_T^1 = 450 \text{ МПа}$  - үлгі ағымдылығының шегі

$$\tau_2 = \frac{M_{\max \text{ кр}}}{W_{\text{кр}2}} = \frac{M_{\max \text{ кр}}}{0,2 \cdot d_2^3 \cdot e_{\text{к}2}} = \frac{8000}{0,2 \cdot 0,115^3 \cdot 0,95} = 19,42 \cdot 10^6 \text{ Па} - \text{ есептеу}$$

қимасындағы жанама кернеу.

бұнда  $e_{\text{к}2} = 0,95$  - бұрауға есептеу кезінде бір шпонкасы бар білік үшін түзету коэффициенті.

$\tau_T = 0,6 \cdot \sigma_T \cdot 10^6 = 2,56 \cdot 10^8 \text{ Па}$  - біліктің өлшемін ескере отырып бұрау кезіндегі ағымдылық шегі.

$$S_{T\sigma} = \frac{3,33 \cdot 10^8}{2,017 \cdot 10^8} = 1,65;$$

$$S_{T\tau} = \frac{2,56 \cdot 10^8}{19,42 \cdot 10^6} = 13,18$$

$$S_T = \frac{1,65 \cdot 13,18}{\sqrt{1,65^2 + 13,18^2}} = 2,15 \geq [S_T].$$

Бұл білік беріктікке өтеді.

3-3 қимасы

$$\sigma_3 = \frac{M_\Sigma}{W_{из3}} = \frac{M_\Sigma}{0,1 \cdot d_3^3 \cdot e_3} = \frac{5373,23}{0,1 \cdot 0,110^3 \cdot 1} = 3,037 \cdot 10^8 \text{ Па} - \text{ есептеу} \quad \text{қимасындағы}$$

қалыпты кернеу.

$\sigma_T = \sigma_T^1 \cdot \varepsilon_3 \cdot 10^6 = 3,81 \cdot 10^8 \text{ Па}$  - біліктің мөлшерін ескере отырып созылу кезіндегі ағымдылық шегі.

бұнда  $d_3 = 0,110 \text{ м}$  - есептеу қимасының диаметрі.

$e_3 = 1$  - иілуге есептеу кезінде бір шпонкасы бар білікке арналған түзету коэффициенті.

$\varepsilon_3 = 0,78$  - ауқымды коэффициент.

$\sigma_T^1 = 450 \text{ МПа}$  - үлгі ағымдылығының шегі.

$$\tau_3 = \frac{M_{\max \text{кр}}}{W_{\text{кр}3}} = \frac{M_{\max \text{кр}}}{0,2 \cdot d_3^3 \cdot e_{\text{кр}3}} = \frac{8000}{0,2 \cdot 0,110^3 \cdot 1} = 21,93 \cdot 10^6 \text{ Па} - \text{есептеу қимасындағы}$$

жанама кернеу.

бұнда  $e_{\text{кр}3} = 1$  - бұрауға есептеу кезінде бір шпонкасы бар білікке арналған түзету коэффициенті.

$\tau_T = 0,6 \cdot \sigma_T \cdot 10^6 = 2,56 \cdot 10^8 \text{ Па}$  - біліктің өлшемін ескере отырып бұрау кезіндегі ағымдылық шегі.

$$S_{T\sigma} = \frac{3,81 \cdot 10^8}{3,037 \cdot 10^8} = 1,27;$$

$$S_{T\tau} = \frac{2,56 \cdot 10^8}{21,93 \cdot 10^6} = 11,67$$

$$S_T = \frac{1,27 \cdot 11,67}{\sqrt{1,27^2 + 11,67^2}} = 2,03 \geq [S_T].$$

Бұл білік беріктікке өтеді.

## 2.12.2 Білікті тұрақтылыққа есептеу

### 2.12.2.1 Ұзақ мерзімділік коэффициенттерін анықтау

Тұрақтылыққа біліктің есебі эквивалентті жүктеме бойынша жүргізіледі. Иілу мен бұрауға жұмыс істейтін біліктердің эквивалентті жүктемесінің шамасы жүктеменің нақты режимін бағалайтын тиісті ұзақ мерзімділік коэффициентіне номиналдық жүктеменің көбейтіндісі ретінде анықталады.

Ұзақ мерзімділік коэффициенттері былайша анықталады  $K_D^{изг} = K_Q \cdot K_T^{изг}$ ;

$$K_D^{кр} = K_Q \cdot K_T^{кр};$$

Бұнда  $K_T^{изг} = \sqrt[6]{\frac{Z_{Ц}^{изг}}{Z_0}}$ ;  $K_T^{кр} = \sqrt[6]{\frac{Z_{Ц}^{кр}}{Z_0}}$ ; - қызмет ету мерзімінің коэффициенттері.

$K_Q = 0,8$  - жүктеме өзгерісінің коэффициенті.

$Z_0 = 10^7$  - циклдардың базалық саны

$$Z_{Ц}^{изг} = T_{\text{маш}} \cdot \frac{60 \cdot n_H}{u} = 1000 \cdot \frac{60 \cdot 935}{25} = 2,242 \cdot 10^7;$$

$$Z_{Ц}^{кр} = T_{\text{маш}} \cdot h = 1000 \cdot 120 = 1,2 \cdot 10^6;$$

Бұнда  $T_{\text{маи}} = 1000\text{ч}$  - крандық механизм жұмысының машиналық уақыты орташа жұмыс режимі және жалпы қызмет мерзімі 15 жыл.

$h = 120$  - механизмдердің сағат қосу саны.

$$K_T^{изг} = \sqrt[6]{\frac{2,242 \cdot 10^7}{10^7}} = 1,144;$$

$$K_T^{кр} = \sqrt[6]{\frac{1,2 \cdot 10^6}{10^7}} = 0,702;$$

$$K_D^{изг} = 0,8 \cdot 1,144 = 0,915;$$

$$K_D^{кр} = 0,8 \cdot 0,702 = 0,562;$$

### 2.12.2.2 Біліктерді төзімділікке есептеу кезіндегі жүктемелерді анықтау

$P_{\text{max}} = 215820\text{H}$  – жүріс дөңгелектеріне максималды статикалық қысым;

$P_{\text{экр}} = K_D^{изг} \cdot P_{\text{max}} = 197475,3\text{H}$  - баламалы жүктеме;

$G_{\text{пр}} = 2765\text{H}$  – жетек салмағынан ауырлық күші;

$P_{\text{ос}} = 0,05 \cdot P_{\text{max}} = 10791\text{H}$  – доңғалақ ортасына салынған осьтік күш;

$M_{изг} = P_{\text{ос}} \cdot \frac{D_{X.K}}{2} = 10791 \cdot \frac{0,56}{2} = 3021,48\text{Hm}$  – иілу сәті;

$F = \frac{M_{изг}}{0,074} = 40830,81\text{H}$  – осьтік күштің әсерінен туындайтын күштер жұбы.

$F_{\text{экр}} = K_D^{изг} \cdot F = 37360,2\text{H}$  - баламалы күш;

$M_{\text{maxкр}} = 8000\text{Hm}$  – айналу моменті;

$M_{\text{экркр}} = K_D^{кр} \cdot M_{\text{maxкр}} = 4777\text{Hm}$  - баламалы айналу моменті;

$S = \frac{M_{\text{maxкр}}}{0,30} = \frac{8000}{0,30} = 26666,7\text{H}$  – реактивті айналу моментінің әсерінен

туындайтын көлденең күш;

$S_{\text{экр}} = K_D^{кр} \cdot S = 15409,7\text{H}$  - реактивті айналу моментінің әсерінен туындайтын баламалы күш.

### 2.12.2.3 Тірек реакциялардың шамасын анықтау

$$R_{A1}^g = 0,5P_{\text{экр}} = 98737,65\text{H}$$

$$R_{B1}^g = R_{A1}^g = 98737,65\text{H}.$$

$$R_{A2}^g = 0,306F_{\text{экр}} = 11432,22\text{H};$$

$$R_{B2}^g = R_{A2}^g = 11432,22\text{H}.$$

$$R_{A3}^e = 0,677G_{np} = 1872,13H;$$

$$R_{B3}^e = 1,677G_{np} = 4637,13H.$$

$$R_A^z = 0,677S_{эке} = 10432,37H;$$

$$R_B^z = 1,677S_{эке} = 25842,07H.$$

$$R_A^e = R_{A1}^e - R_{A2}^e + R_{A3}^e = 98737,65 - 11432,22 + 1872,13 = 89177,56H;$$

$$R_B^e = R_{B1}^e + R_{B2}^e - R_{B3}^e = 98737,65 + 11432,22 - 4637,13 = 105532,74H;$$

$$F_{rA} = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^z)^2} = 89785,7H$$

$$F_{rB} = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^z)^2} = 108650,7H$$

#### 2.12.2.4 есептік қималардағы иілу сәттерін анықтау

$$M_1 = R_{A1}^e \cdot 0,1 = 9873,76Hм;$$

$$M_2 = R_{A2}^e \cdot 0,1 = 1143,22Hм;$$

$$M_3 = R_{A3}^e \cdot 0,1 = 187,213Hм;$$

$$M_4 = R_{A3}^e \cdot 0,188 = 351,96Hм;$$

$$M_5 = R_{A3}^e \cdot 0,288 = 539,17Hм;$$

$$M_6 = R_A^z \cdot 0,1 = 1043,23Hм;$$

$$M_7 = R_A^z \cdot 0,188 = 1961,28Hм;$$

$$M_8 = R_A^z \cdot 0,288 = 3004,52Hм;$$

#### 1-1 қимасы

$$M_{изг}^e = M_1 - M_2 + M_3 = 8917,75Hм;$$

$$M_{изг}^z = M_6 = 1043,23Hм;$$

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{(M_{изг}^e)^2 + (M_{изг}^z)^2} = 8978,56Hм.$$

#### 2-2 қимасы

$$M_{изг}^e = M_1 + M_2 + M_4 = 11368,94Hм;$$

$$M_{изг}^z = M_7 = 1961,28Hм;$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{(M_{изг}^e)^2 + (M_{изг}^z)^2} = 11536,87Hм.$$

#### 3-3 қимасы

$$M_{изг}^e = M_5 = 539,17Hм;$$

$$M_{изг}^z = M_8 = 3004,52Hм;$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{(M_{изг}^e)^2 + (M_{изг}^z)^2} = 3052,51Hм.$$

### 2.12.2.5 Шаршау бойынша беріктіктің жалпы қорын анықтау

Қалыпты және жанама кернеулердің бірлескен әрекеті кезіндегі беріктік қоры:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,5 - 2,5.$$

$$S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma^1}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_{\max 1}} - \text{қалыпты кернеу бойынша беріктік қоры}$$

$$S_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau^1}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_{\max 1}} - \text{жанама кернеу бойынша беріктік қоры.}$$

Бұнда  $K_\sigma^1, K_\tau^1$  - біліктің есептік қимасының шоғырлану коэффициенттері

$\beta$  - беріктендіру коэффициенті;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  - иілу және бұралу кезіндегі ауқымды фактор;

$\sigma_{-1} = 340 \text{ МПа}, \tau_{-1} = 205 \text{ МПа}$  - иілу және бұралу кезінде кернеудің өзгеруінің симметриялық циклі кезінде біліктің шаршау шегі.

1-1 қимасы

$$\sigma_{\max 1} = \frac{M_{\Sigma 1}}{W_{изз1} \cdot 10^6} = \frac{M_{\Sigma 1}}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot e_1 \cdot 10^6} = \frac{8978,56}{0,1 \cdot 0,115^3 \cdot 0,91 \cdot 10^6} = 64,87 \text{ МПа} \quad - \text{есептеу}$$

қимасындағы қалыпты кернеу.

$$\tau_{\max 1} = \frac{M_{\text{эквкр}}}{W_{кр1} \cdot 10^6} = \frac{M_{\text{эквкр}}}{0,2 \cdot d_1^3 \cdot e_{к1} \cdot 10^6} = \frac{4777}{0,2 \cdot 0,115^3 \cdot 0,95 \cdot 10^6} = 16,53 \text{ МПа} \quad - \text{есептеу}$$

қимасындағы жанама кернеу.

$$S_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma 1}^1}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_{\max 1}} = \frac{340}{\frac{1}{1 \cdot 0,67} \cdot 64,87} = 3,51$$

$$S_{\tau 1} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau 1}^1}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_{\max 1}} = \frac{205}{\frac{1}{1 \cdot 0,67} \cdot 16,53} = 8,3$$

$$S = \frac{3,51 \cdot 8,3}{\sqrt{3,51^2 + 8,3^2}} = 3,23 \geq [S] = 1,5 - 2,5$$



Бұл білік шаршауға өтеді.

2-2 қимасы

$$\sigma_{\max 2} = \frac{M_{\Sigma 2}}{W_{из2} \cdot 10^6} = \frac{M_{\Sigma 2}}{0,1 \cdot d_2^3 \cdot e_2 \cdot 10^6} = \frac{1153687}{0,1 \cdot 0,115^3 \cdot 1 \cdot 10^6} = 75,86 \text{ МПа} - \text{ есептеу}$$

қимасындағы қалыпты кернеу.

$$\tau_{\max 2} = \frac{M_{эвкр}}{W_{кр2} \cdot 10^6} = \frac{M_{эвкр}}{0,2 \cdot d_2^3 \cdot e_{к2} \cdot 10^6} = \frac{4777}{0,2 \cdot 0,115^3 \cdot 1 \cdot 10^6} = 15,70 \text{ МПа} - \text{ есептеу}$$

қимасындағы жанама кернеу.

$$S_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma 2}^1}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\max 2}} = \frac{340}{\frac{2,14}{1 \cdot 0,67} \cdot 75,86} = 2,4$$

$$S_{\tau 2} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau 2}^1}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_{\max 2}} = \frac{205}{\frac{2,01}{1 \cdot 0,67} \cdot 15,70} = 5,35$$

$$S = \frac{2,4 \cdot 5,35}{\sqrt{2,4^2 + 5,35^2}} = 2,19 \geq [S] = 1,5 - 2,5$$

Бұл білік шаршадан өтеді.

3-3 қимасы

$$\sigma_{\max 3} = \frac{M_{\Sigma 3}}{W_{из3} \cdot 10^6} = \frac{M_{\Sigma 3}}{0,1 \cdot d_3^3 \cdot e_3 \cdot 10^6} = \frac{305251}{0,1 \cdot 0,110^3 \cdot 1 \cdot 10^6} = 22,93 \text{ МПа} - \text{ есептелген}$$

бөлімдегі қалыпты кернеу.

$$\tau_{\max 3} = \frac{M_{эвкр}}{W_{кр3} \cdot 10^6} = \frac{M_{эвкр}}{0,2 \cdot d_3^3 \cdot e_{к3} \cdot 10^6} = \frac{4777}{0,2 \cdot 0,110^3 \cdot 1 \cdot 10^6} = 17,94 \text{ МПа} -$$

есептелген бөлімдегі кернеу;

$$S_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma 3}^1}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_{\max 3}} = \frac{340}{\frac{1,65}{1 \cdot 0,75} \cdot 22,93} = 6,74$$

$$S_{\tau 3} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau 3}^1}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_{\max 3}} = \frac{205}{\frac{1,5}{1 \cdot 0,74} \cdot 17,94} = 5,63$$

$$S = \frac{6,74 \cdot 5,63}{\sqrt{6,74^2 + 5,63^2}} = 4,32 \geq [S] = 1,5 - 2,5.$$

Бұл білік шаршаудан өтеді.

### 2.12.3 Подшипниктерді тексеру

3622 подшипникті берілген ресурта тексеру.

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_T} \cdot \left( \frac{C}{Q_{экв}} \right)^p \text{ - подшипниктің номиналды ұзақтығы.}$$

Мұндағы  $p = 3,33$  роликтіподшипникке арналған индикатор көрсеткіші;

$C = 45900H$  - динамикалық жүктеме сыйымдылығы;

$Q_{экв}$  - динамикалық жүктеме эквиваленті.

$$Q_{экв} = (V \cdot X \cdot F_{rA} + Y \cdot P_{oc}) \cdot K_{\sigma} \cdot K_T$$

Мұндағы

$V = 1$  - айналу коэффициенті;

$X = 1$  - жүктеме коэффициенті;

$Y = 1,8$  - осьтік жүктеме коэффициенті;

$K_{\sigma} = 1,3$  - подшипниктің қауіпсіз жұмыс коэффициенті;

$K_T = 1$  - коэффициент температурасы;

$P_{oc} = 10791H$  - подшипниктегі осьтік жүктеме;

$F_{rA} = 86837,23H$  - радиалді жүктемені көтерген кездегі подшипник;

$$Q_{экв} = (V \cdot X \cdot F_{rA} + Y \cdot P_{oc}) \cdot K_{\sigma} \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 86837,23 + 1,8 \cdot 10791) \cdot 1,3 \cdot 1 = 138139H$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_T} \cdot \left( \frac{C}{Q_{экв}} \right)^p = 20660,15сг$$

5 жылға орташа пайдалану режиміне және қызмет ету мерзіміне есептелген подшипник:  $L_h = 3500сг$ .

Демек, сынақтан өткен подшипник оның беріктігінен өтеді.

### 2.13 Қосылымды есептеу

#### 2.13.1 Щлицті қосылысты есептеу

Слоттар МЕСТ 1139–80 сәйкес түзу. Саңылаулардағы ұнтақтау кернеуі келесідей есептеледі.

$$\sigma = \frac{2 \cdot M}{z \cdot d_m \cdot h \cdot l \cdot \psi},$$

мұндағы:

$$M = 8000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$z = 10$  - тістердің саны;

$$d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{82 + 92}{2} = 87 \text{ мм} - \text{биіктігі орташа тістің диаметрі};$$

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f = \frac{92 - 82}{2} - 2 \cdot 1 = 3 \text{ мм} - \text{тістердің жұмыс жасау биіктігі};$$

$l = 215 \text{ мм}$  - қосылу ұзындығы;

$\psi = 0,6$  - жүктемелердің тістер мен спинальдардың тістері бойымен біркелкі бөлінбейтінін ескеретін коэффициент.

$$\text{Демек, } \sigma = \frac{2 \cdot 8000 \cdot 10^3}{10 \cdot 87 \cdot 3 \cdot 215 \cdot 0,6} = 47,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 120 \text{ МПа}.$$

### 2.13.2 Шпонкалы қосылысты есептеу

Кілттің әсер ететін негізгі факторы - байланыс аймағында серпімді-пластикалық сығымдау. Нәтижесінде шартты түрде есеп айырысу жүзеге асырылады (2.6 сурет).

Шпонка 45-ші темірден жасалады, ол үшін  $\sigma_{\text{сп}} = (590 \dots 750) \text{ МПа}$

Рұқсат етілетін кернеу  $[\sigma_{\text{см}}] = (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_{\text{сп}} = (236 \dots 375) \text{ МПа}$

$$\sigma = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot l_p \cdot t_2} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot 8000 \cdot 10^3}{115 \cdot 110 \cdot 7,2} = 175,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

мұндағы:

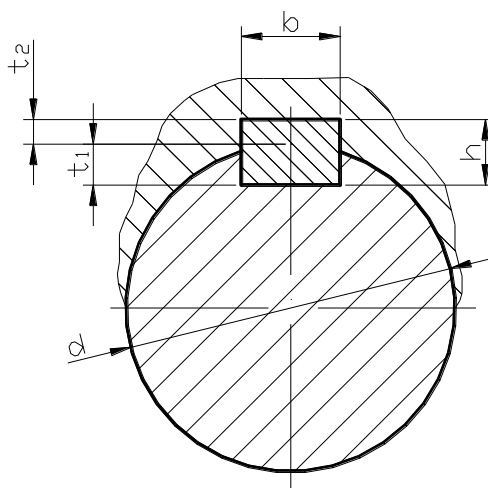
$T$  - айналу моменті;

$d$  - білік диаметрі;

$l_p$  - шпонканың жұмыс жасау ұзындығы;

$t_2 = 0,4 \cdot 18$  - шпонканың ступицаға соғылу тереңдігі;

$h$  - шпонка ұзындығы; (см. сурет 2.6).



2.6 – сурет – Шпонка сұлбасы

Призмалық шпонка, МЕСТ 23360-78

Сондықтан, шпонка берілген моментті жіберуді қамтамасыз етеді, қалдықта қалады.

## 2.14 Тісті кіріспені тексеруге есептеу

Материал-темір 40Х

Дөңгелегі-жақсаруы, қатаңдығы 235...262НВ,

Шестерня- жақсаруы, қатаңдығы 269...302НВ.

### 2.14.1 Дөңғалақтардың тістерін байланыс кернеуіне тексеру

Байланыс кернеуінің есептік мәні:

$$\sigma_H = \frac{z_\sigma}{a_{W34}} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot T_3^{\max} \cdot (u_{34} + 1)^3}{b_4 \cdot u_{34}}},$$

мұндағы:

$z_\sigma = 8400$ - дөңғалақты берілістерге арналған,  $[МПа]^{1/2}$  ;

$[\sigma]_H$  - рұқсат етілген байланыс кернеуі;

$b_4 = 82\text{мм} \cdot 4$  тісті дөңғалақтың ені;

$K_H$  - түйіспеге төзімділік тұрғысынан жүктеме коэффициенті;

$\eta_u$  -цилиндрлік П.Ә.К;

#### 2.14.1.1 Рұқсат етілетін байланыс кернеуін анықтау $[\sigma]_H$

$$[\sigma]_H = \sigma_{H\text{lim}} \cdot \frac{z_N \cdot z_R \cdot z_V}{S_H}$$

Мұндағы:

$\sigma_{H\lim}$  - эмпирикалық тәуелділікпен анықталатын байланысқа төзімділік шегі:

$$\sigma_{H\lim} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};$$

$z_N$  - ұзақтылық коэффициенті:  $z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_K}}$ , мұндағы:

$N_{HG} = 30 \cdot HB_{\text{cp}}^{2.4} \leq 12 \cdot 10^7$  ( $60HRC = 600HB$ ) Велердің шаршау қисығының сынуына сәйкес келетін циклдар саны. Өйткені  $30 \cdot 600^{2.4} = 1,4 \cdot 10^8 \geq 12 \cdot 10^7$ , кейде  $N_{HG} = 12 \cdot 10^7$

$N_K$  беру ресурсы  $N_K = N_{HG} = 12 \cdot 10^7$  деп қабылданады;

Ұзақ өмір сүру коэффициенті тең қабылданады  $z_N = 1,41$

$z_R$  коэффициенті тістердің жұқа беттерінің кедір-бұдырлығының әсерін ескереді.  $z_R = 1$

$z_V$  коэффициенті перифериялық жылдамдықтың әсерін ескереді. Біз төмен жылдамдықта беру туралы сөйлесетін болсақ, ол қабылданды  $z_V = 1$ ;

$S_H$  - резервтік беріктік коэффициенті. Мұндай редукторлар көлемді беріктендіруге ұшырады, яғни. біртекті құрылымға ие, ол қабылданады

$$S_H = 1,1;$$

$$\text{Сондықтан: } [\sigma_H] = \sigma_{H\lim} \cdot \frac{z_N}{S_H} = 1380 \cdot \frac{1,41}{1,1} = 1769 \text{ МПа}.$$

### 2.14.1.2 Жүктеме коэффициентінің мәнін анықтау $K_H$

Жүктеме коэффициенті  $K_H$  мына формуламен анықталады:

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}.$$

мұндағы:

$K_{Hv}$  - редукторлар мен редукторлардың профильдеріндегі қателіктермен және редукторлар қателерімен байланысты жүктеменің ішкі динамикасын ескеретін коэффициент. 2.6 [6] кестеге сәйкес, доңғалақты берілісті, перифериялық жылдамдықты және дәлдіктің 6 дәрежесін ескере отырып, мән таңдалады  $K_{Hv} = 1,01$

$K_{H\beta}$  - коэффициент контакт сызықтарының ұзындығы бойынша жүктемелердің біркелкі бөлінбеуін ескереді. Ол мына формула бойынша анықталады:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) \cdot K_{Hw}$$

Мұндағы:

$K_{H\beta}^0$  - жұмыстың бастапқы кезеңіндегі жүктеменің біркелкі бөлінбеу коэффициенті. Мәні кесте бойынша таңдалады. 2.7 [6], 600HB доңғалақ тістерінің бетіндегі қаттылықты ескере отырып, 2.4 [6] суретке сәйкес № 4 беріліс схемасы

(екі сатылы коаксиалды беріліс қорабы) және енінің коэффициенті  $\psi_{bd} = \frac{b_4}{d_3} = \frac{82}{70} = 1,17$ . Сондықтан  $K_{H\beta}^0$  коэффициенті  $K_{H\beta}^0 = 1,4$  тең.

$K_{Hw}$  -тістердің жұмысын қарастыратын коэффициент. Перифериялық жылдамдыққа байланысты ( $v = 0,285 \frac{m}{сек} < 1 \frac{m}{сек}$ ) төменгі қаттылығы бар редукторлар үшін (60 HRC), үстелден 2.8 [6] тең қабылданады  $K_{Hw} = 0,8$ .

Сондықтан,  $K_{H\beta} = 1 + (1,4 - 1) \cdot 0,8 = 1,32$

$K_{H\alpha}$  - тістер арасындағы жүктемелерді бөлу коэффициенті. Ол келесі формула бойынша анықталады:  $K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) \cdot K_{Hw}$ ,

Мұндағы,  $K_{H\alpha}^0$  - тістер арасындағы жүктемелерді бөлу коэффициентінің бастапқы мәні. Ол келесі формула бойынша анықталады:  $K_{H\alpha}^0 = 1 + A \cdot (n_{cm} - 5)$ , мұнда  $A = 0,15$  қатандығы үшін  $H_1$  және  $H_2 > 350HB$ , ал  $n_{cm} = 6$  дәлдік дәрежесі.

Сондықтан:

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,15 \cdot (6 - 1) = 1,15$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,15 - 1) \cdot 0,8 = 1,12$$

$$K_H = 1,01 \cdot 1,32 \cdot 1,12 = 1,49 \approx 1,5.$$

Жүктеме коэффициентінің мұндай жоғары мәні  $K_{H\beta}$  және  $K_{H\alpha}$  коэффициенттің арқасында алынады. Беріліс сипаттамаларын жақсарту үшін жүктеме коэффициентін азайту керек. Мұны істеу үшін сіз дәлдіктің үлкен дөңгелектерін жасай аласыз.

Сол себептен:

$$\sigma_H = \frac{8400}{250} \cdot \sqrt{\frac{1,5 \cdot 8000 \cdot (2,93 + 1)^3}{82 \cdot 2,93}} = 985 \text{ МПа} < 1769 \text{ МПа}.$$

## 2.14.2 Доңғалақтардың тістерін иілу кернеулерін тексеру

Доңғалақтың тістеріндегі «иілу кернеуі»:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon$$

мұндағы:

$K_F$  - иілу кернеуін есептеу кезінде жүктеме коэффициенті;

$[\sigma]_F$  - рұқсат етілген «иілу кернеуі»;

$F_t$  - айналмалы қуат.

### 2.14.2.1 Рұқсат етілген иілу кернеуін анықтау

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim}} \cdot \frac{Y_N \cdot Y_R \cdot Y_A}{S_F}$$

Мұндағы:

$\sigma_{F \text{ lim}}$  - төзімділік шегі,  $\sigma_{F \text{ lim}} = 900 \text{ МПа}$ ;

$Y_N$  - ұзақтық коэффициенті,  $Y_N = \sqrt[q]{N_{FG}/N_K} = 1,08$ , мұнда:

$q = 9$  - жабық тістер үшін;

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$  - Велердің шаршау қисығының сынуына сәйкес келетін циклдар саны;

$N_K$  - циклдегі беріліс ресурсы (егер  $N_K > N_{FG}$ , онда  $N_K = N_{FG}$ );

$Y_R$  - кедергілер әсерін ескереді,  $Y_R = 1,2$ ;

$Y_A$  - екі жақты жүктеме қолдану әсерін ескереді. Бұл жағдайда жүктеме бір жақты болады,  $Y_A = 1$ ,

$S_F = 1,55$  - цементтелген доңғалақтар үшін «қор» коэффициентінің мәні.

Сондықтан:  $[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim}} \cdot \frac{Y_N \cdot Y_R}{S_F} = 900 \cdot \frac{1,08 \cdot 1,2}{1,55} = 752 \text{ МПа}$ .

#### 2.14.2.2 Иілу жүктемесінің коэффициентін анықтау $K_F$

Жүктеме коэффициенті келесі арақатынас бойынша анықталады:

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

Мұндағы:

$K_{FV}$  - коэффициент жүктеменің ішкі динамикасын ескереді.

2.9 [1] кестесіне сәйкес, дәлдіктің алтыншы дәрежесі үшін  $1 \text{ м/сек}$  жылдамдық аз болады және доңғалақ бетіндегі қаттылық  $600 \text{ НВ}$ , оның мәні  $K_{FV} = 1,01$  болып қабылданады;

$K_{F\beta}$  - коэффициент сақиналық тісті ені бойымен тістердің түбіндегі кернеулердің біркелкі таралуын ескереді. Ол келесі формула бойынша есептеледі:  $K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot K_{H\beta}^0$ , мұнда:  $K_{H\beta}^0 = 1,4$  - жұмыстың алғашқы кезеңіндегі жүктеменің біркелкі бөлінбеу коэффициенті. Сол себептен,  $K_{F\beta} = 0,18 + 0,82 \cdot 1,4 = 1,33$ ;

$K_{F\alpha}$  коэффициенті өндірістік қателіктердің тістер арасындағы жүктеме үлестірілуіне әсерін ескереді.  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,15$ .

Сондықтан,  $K_F = 1,01 \cdot 1,33 \cdot 1,15 = 1,54$ .

Мұндай  $K_F$  жоғары коэффициент мәні  $K_{H\beta}^0$  коэффициентке байланысты, жоғарыда көрсетілген 7.1.2. тақырыпта. Оның мәнін тісті доңғалақтарды немесе енін кішірек ету арқылы азайтуға болады.

### 2.14.2.3 Коэффициент мәнін анықтау $Y_{FS}$

$Y_{FS}$  коэффициенті тістердің санына байланысты тістің пішіні мен кернеу концентрациясын ескереді:  $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{44}{\cos^3(14^\circ 50' 6'')} = 52$ . Тістердің сыну күшін жоғарылату үшін, редуктордың берілісі ара қатынасынан анықталатын ығыстыру әдіспен жүзеге асырылады:  $x_3 = \frac{17 - z_3}{17} = \frac{17 - 11}{17} = 0,4 < 0,6$ . 2.10 [6] кестесінен  $Y_{FS} = 3,52$  мәнін алыңыз. (2) формуланың қалған компоненттері келесідей анықталады:  $Y_\beta$  коэффициенті доңғалақты тісті иілу бұрышын ескереді. Ол мына қатынас арқылы анықталады:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{100} = 1 - \frac{14,8^\circ}{100} = 0,85;$$

$Y_\varepsilon$  коэффициенті тістің қабаттасуына мүмкіндік береді. Айналмалы берілістерге арналған  $Y_\varepsilon = 0,65$  ;

$F_t$  Айналым күші келесі ойлар арқылы анықталады:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_3}; d_3 = 70 \text{ мм};$$
$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{8000}{70} = 228 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Формуладағы барлық компоненттердің мәндерін алмастырғаннан кейін біз «иілу кернеуін» анықтау қатынасын аламыз:

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54 \cdot 228 \cdot 10^3}{70 \cdot 10} \cdot 3,52 \cdot 0,85 \cdot 0,65 = 358 \text{ МПа} < 752 \text{ МПа}.$$

## 2.15 Бұрылу механизмін есептеу

### 2.15.1 Бастапқы деректер.

1. Бұрылу бөлігінің массасы, т  $m_{нов} = 5,7$

2. Контейнердің массасы, т  $m_{конт} = 3,7$

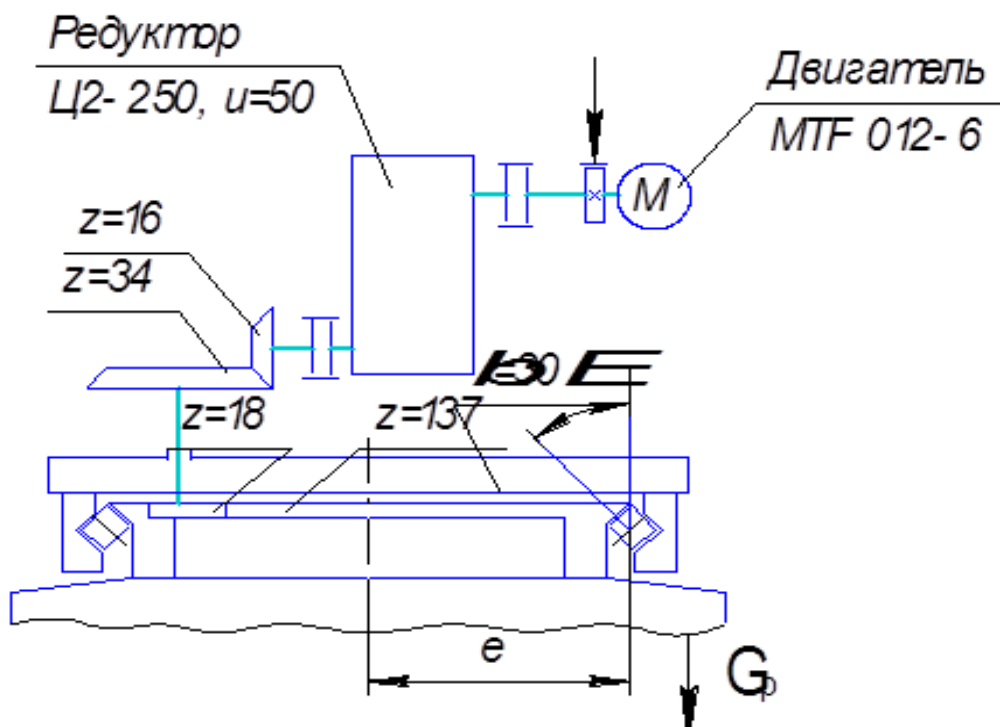
3. Контейнердегі зат массасы, т  $m_{зп} = 26,8$

4. Жолдың айналмалы тірек құрылғысының диаметрі, м  $D = 1,2$

5. Жүктің ауырлық центрінің максималды ығысуы, м  $l = 1,4$

2.7 суретте «Айналу механизмінің» кинематикалық схемасы келтірілген.





2.7 – сурет - «Айналу механизмінің» кинематикалық схемасы

### 2.15.2 Айналуға қарсылықтың жалпы моментін анықтау

Айналуға қарсылықтың жалпы моменті

$$M_{\Sigma} = M_{TP} + M_{ин}.$$

Мұндағы:

$M_{TP}$  - үйкеліс күштері құрған айналуға қарсылық моменті.

$M_{ин}$  - инерция күштерімен құрылған айналуға қарсылық моменті.

$$M_{TP} = 0,5\mu \cdot D \frac{\sum N}{\cos \beta},$$

Мұндағы:

$\mu = 0,015$  - жылжымалы үйкеліс иығы;

$\beta = 30^\circ$  - қайта айналу мәліметтері бойынша;

$\sum N$  - роликтердегі жалпы қысым;

$$e > \frac{D}{4} \quad \sum N = \frac{G_p}{\cos \beta} \left( 1 - \frac{2\varphi}{\pi} + 8 \frac{e \cdot \sin \varphi}{\pi \cdot D} \right) \text{ кезінде}$$

$$\text{Мұнда } \varphi = \arccos \frac{D}{4e}$$

$G_p$  - тиімді сыртқы жүктемелер

$e = \frac{M}{G_p}$  - айналу осінен белсендіге дейінгі қашықтық

$M$  - құлату моменті

$$M = 26,8 \cdot 9,81 \cdot 1,4 = 368071 \text{ Нм}$$

$$G_p = G_{\text{ИБ}} + G_K + G_{\text{ГР}} = (5,7 + 3,7 + 26,8) \cdot 9,81 \cdot 1000 = 355122 \text{ Н}$$

$$e = \frac{M}{G_p} = \frac{368071}{355122} = 1,04 \text{ м}$$

$$\varphi = \arccos \frac{1,2}{4 \cdot 1,04} = 1,27 \text{ рад}$$

$$\sum N = \frac{355122}{\cos 30^\circ} \left( 1 - \frac{2 \cdot 1,27}{\pi} + 8 \frac{1,04 \cdot \sin 1,27}{\pi \cdot 1,2} \right) = 946195 \text{ Н}$$

$$M_{\text{ГР}} = 0,5 \cdot 0,015 \cdot 1,2 \frac{946195}{\cos 30^\circ} = 9833,54 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{ИН}} = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t \cdot g} \cdot G_{\text{ГР}} \cdot l^2$$

Мұнда  $n = 106 / \text{мин}$  - айналу жиілігі

$t = 1,0 \text{ с}$  - үдеу уақыты

$$M_{\text{ИН}} = \frac{\pi \cdot 1}{30 \cdot 1 \cdot 9,81} \cdot 26800 \cdot 1,4^2 = 5500,47 \text{ Нм}$$

$$M_{\Sigma} = 9833,54 + 5500,47 = 15334,01 \text{ Нм}$$

### 2.15.3 Редукторды таңдау

«Баяу беріліс білігіндегі» момент:

$$M_K = \frac{M_{\Sigma} \cdot 16 \cdot 18}{34 \cdot 137 \cdot \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{зац}} \cdot \eta_{\text{кон}}}$$

Мұнда:  $\eta_{\text{он}} = 0,98$  - айналу дөңгелегінің ПӘК

$\eta_{\text{зац}} = 0,94$  - айналу дөңгелегінің жабысу ПӘК

$\eta_{\text{кон}} = 0,9$  - конустық жұп ПӘК

$$M_K = \frac{15334,01 \cdot 16 \cdot 18}{34 \cdot 137 \cdot 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,9} = 114385 \text{ Нм}$$

Ц2-250 редукторы қабылданды.

аударым нөмірі  $u_p = 50$

максимальді жылдамдықтағы айналу моментіндегі білік  $M_T = 2700 \text{ Нм}$

## 2.15.4 Редуктордың қозғалтқышын тексеру

МТФ 012-6 қозғалтқышы орнатылды.

$$N = 2,2 \text{ кВт}$$

$$n = 880 \text{ айн/мин}$$

$$M_{\max} = 57 \text{ Нм.}$$

Егер мына тапсырмалар орындалса, онда қозғалтқыш дұрыс орнатылған.

$$M_{H.P} \geq M_{\max} \cdot u_p \cdot K_o$$

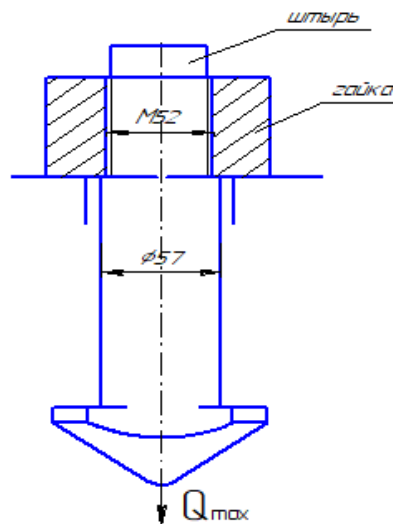
$$2700 > 57 \cdot 50 \cdot 0,63$$

$$2700 > 1795,5.$$

Сондықтан редуктор дұрыс қондырылған.

## 2.16 Бекіткішті қайта есептеу

Бекіткішті беріктікке есептейміз. Material - болат 20G.



2.8 – сурет – Бекіту сұлбасы

Бекіткішті қайта есептеу-2.8 сурет

Есептеу формуласы:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot Q_{\max}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p$$

$$\text{Мұнда } [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{275}{2} = 137,5 \text{ МПа}$$

$n = 2$  - беріктік қалдықтың коэффициенті

$$Q_{\max} = \frac{1}{4} Q = 78480 \text{ Н} \text{ - бір бекіткішке келетін жүктеме}$$

1-1 Бөлім

$d_1 = 46,5 \text{ мм}$  - М52 ойғыштың ішкі диаметрі

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 78480}{3,14 \cdot 46,5^2} = 46,23 \text{ МПа}$$

$$46,23 < 137,5$$

2-2 Бөлім

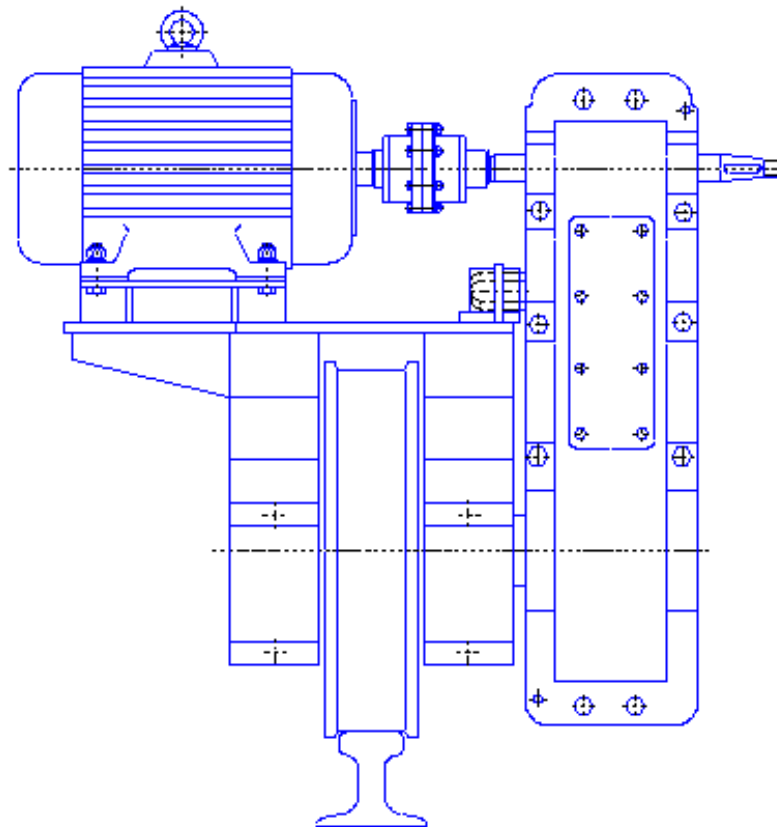
$d_1 = 57 \text{ мм}$

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 78480}{3,14 \cdot 57^2} = 30,77 \text{ МПа}$$

$$30,77 < 137,5.$$

## 2.17 Технологиялық бөлігі

### 2.17.1 Сұлбаның мақсаты мен қысқаша сипаттамасы



2.9 - сурет - Кранның қозғалу механизмі

Контейнерлік кранның қозғалу механизмі рельстің бойымен жылжуға арналған (2.9 сурет)

Кранның 16 доңғалағының 8 шісі болып табылады. Кран контейнерлер қоймасында кран жолымен қозғалу механизмімен басқарылатын болат доңғалақты доңғалақтарға рельсті беріліс қорабы көмегімен қозғалады. Механизм мотордан, беріліс муфтасынан, беріліс қорабынан, тежегіштен тұрады. Тежегіш жоғары жылдамдықты білікке орнатылған. Айналу моменті қозғалтқыштан беріліс қорабы арқылы «беріліс қорабының жоғары жылдамдықты білігіне» беріледі. Айналу моменті доңғалаққа шлицті қозғалыс арқылы редукторға беріледі.

### **2.17.2 Техникалық талаптарды талдау**

Механизмнің қозғалтқышы беріліс қорабына беріліс муфтасы арқылы қосылады. Мұндай қосылыстың қалыпты жұмысы үшін механизмін құрастыру кезінде қозғалтқыш пен беріліс қорабының теңестірілуін қамтамасыз ету қажет. Осы талаптарды орындау үшін осьтердің көлбеу және көлденең қозғалысын реттеу мүмкіндігін қамтамасыз ету қажет.

Жетек доңғалақтары қатты тозуға ұшырайды, сондықтан редукторды құрастыру кезінде келесі техникалық талаптар орындалуы керек:

қозғалатын және қозғалатын доңғалақтардың білігінің осі (О-О және О'-О' осьтері) бір-біріне параллель болуы керек;

доңғалақ фланецтері бірдей жазықтықта болуы керек.

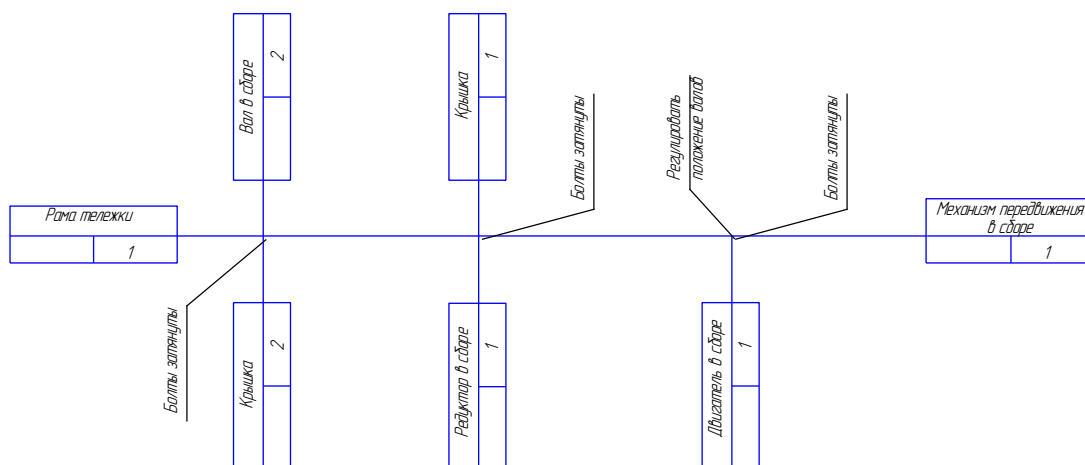
### **2.17.3 Конструкцияның технологиялығы**

Механизмді жобалаудың жетілдірілуі оның үнемділігімен, жұмысының қарапайымдылығымен және оны өндірудің технологиялық әдістерінің мүмкіндіктері ескерілетіндігімен сипатталады. Бұл механизмнің технологиялық дизайнын басқасымен салыстыру арқылы бағалау олардың күрделілігін, құны мен материалдың қарқындылығын салыстыру арқылы жасалады. Сіз қосымша элементтерді біріктіруді, құрылымдық және технологиялық элементтерге бөлудің ұтымдылығын, элементтердің өзара алмастырылуын және басқа факторларды ескере аласыз.

Бір өндірісте жеткілікті технологиялық дамыған өнім жаппай өндірісте технологиялық жетілдірілмеуі мүмкін.

Механизмнің дизайны техникалық қызмет көрсету және жөндеу үшін ыңғайлы болуы керек. Өнімнің тұрақтылығын арттыру оны бөлшектеу мен жинаудың қарапайымдылығы мен қолайлылығымен қамтамасыз етіледі. Дизайнды қолдануға жарамдылығы техникалық тапсырманы әзірлеу сатысында басталады. Алдын ала жобалау кезеңдерінде олар бөлшектердің номенклатурасы мен параметрлерін анықтайды, оларды біріктіру және стандарттау мүмкіндіктерін анықтайды, бөлшектерді ұтымды бөлу немесе біріктіру мүмкіндігін анықтайды және жағдайларды талдайды негізгі бөлшектерді құрастыру, бұйымның жөнделген және ауыстырылатын бөліктерінің номенклатурасын анықтау.

## 2.17.4 Құрастырудың технологиялық сұлбасы (Сурет -2.10)



2,10 - Сурет - Құрастырудың технологиялық сұлбасы

## 2.17.5 Механизмдерді құрастыру бағыты

Технологиялық процестің дамуының негізі екі принцип: техникалық және экономикалық. Техникалық қағидаға сәйкес технологиялық процесс жұмыс сызбасының барлық талаптары мен осы өнімді өндіруге арналған техникалық шарттардың орындалуын қамтамасыз етуі керек. Экономикалық принципке сәйкес өнімді өндіру ең аз еңбек шығыны мен өндіріс шығындарын ескере отырып жүргізілуі керек.

«Қозғалыс» механизмін құрастыру жұмыс істеп тұрған дөңгелектерді орнатудан басталады. Троллейбустың қаңқасы жұмыс жасайтынға қатысты 180 градусқа төңкерілген күйде орнатылады. Мойынтіректермен толтырылған білік (ось) корпуста орнатылып, қақпақпен жабылған және екі болтпен бекітілген.

## ҚОРЫТЫНДЫ

Жобаланған кран - бұл жүк контейнерлерімен толы теміржол контейнерлік қоймасына қызмет көрсетуге арналған, олардың жартысы салмағы 20 тонна, ал екінші жартысы 32 тонна салмағы бар контейнерлік кран. Жұмыс ауысымы кезінде жүктелген контейнерлердің мөлшері орта есеппен күніне төрт рет өзгереді.

Металл конструкциясының барлық элементтері қорап тәрізді. Аралық 4 тірекке негізделген, екі негізгі және 2 соңғы арқалықтан тұрады, олар жұптармен жұп арқылы бір-бірімен байланысады. Кранның қозғалыс механизмі теңгергіштерден және әр тіректің астына жұп болып жиналған және жеке жетегі бар сегіз жұмыс істейтін арбадан тұрады.

## ҚОЛДАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. – М: Машиностроение, 1971.
- 2 Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Под ред. Казака С.А. – М: Высшая школа, 1989.
- 3 Подъемно-транспортные машины. Александров М.П. – М: Высшая школа, 1985.
- 4 Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций. Под ред. Александрова М.П., Решетова Д.Н. – М: Машиностроение, 1987.
- 5 Козловые краны общего назначения. Абрамович И.И., Котельников Г.А. – М: Машиностроение, 1983.
- 6 Конструирование узлов и деталей машин. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. – М: Высшая школа, 2000.
- 7 Справочник по кранам. Под ред. Гохберга М.М. В 2-х томах. – М: Машиностроение, 1988.
- 8 Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. – М: Машиностроение, 1971.
- 9 Специальные краны. Петухов П.З., Ксютин Г.П., Серлин Л.Г. – М: Машиностроение, 1985.
- 10 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов (ПБ 10 14 2000) – М: Металлургия, 2000.
- 11 Методическое пособие “Сборник типовых расчетов по курсу Охрана труда”. Белов С.В., Козьяков А.Ф. – М: 1984.
- 12 Правила по охране труда при погрузочно-разгрузочных работах и размещении грузов (ПОТ РМ-007-98) – М: Металлургия, 1998.
- 13 Методическое пособие “Организационно-экономическая часть дипломных проектов конструкторского профиля”. Под ред. Ипатов М.И. – М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1991.
- 14 Организация и планирования машиностроительного производства. Под ред. Ипатов М.И., Постникова В.И., Захаровой М.К. – М: Высшая школа, 1988.



ДАТА ОТЧЕТА: 2020-05-15 17:27:41

**НАЗВАНИЕ:**

1А және 1С типті елшемді жоғарытонналы контейнерлерге арналған жүк көтерімділігі Q=32 т төрт тағанды қранды жобалау

**АВТОР:**

Әлімбек Дархан Қасымбекұлы

**НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:**

Калманбет Шалбаев

**ПОДРАЗДЕЛЕНИЕ:**

ИМиПИ

**ДАТА ЗАГРУЗКИ ДОКУМЕНТА:**

2020-05-15 17:24:56

**ЧИСЛО ПРОВЕРОК ДОКУМЕНТА:** ⓘ

1

**ПРОПУЩЕННЫЕ ВЕБ-СТРАНИЦЫ:** ⓘ

## ■ Уровень заимствований

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

0,00%

КП1 ⓘ

% комбинаций из 5 слов, найденных во всех доступных источниках, кроме БЮА

25

Длина фразы для коэффициента подобия 2

0,00%

КП2 ⓘ

% комбинаций 25-слов, найденных во всех доступных источниках, кроме БЮА

3560

Количество слов

0,81%

КЦ ⓘ

% найденных слов в тексте, помеченных как цитаты

30594

Количество символов

## ■ 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	3	показать в тексте
Использование символов из другого алфавита - может указывать на способ обхода системы, поэтому следует установить их использование.		
Интервалы	0	показать в тексте
Количество увеличенного расстояния между буквами (просим определить является ли расстояние интацией пробела, так как исходные слова могут быть написаны слитно).		
Микропробелы	0	показать в тексте
Количество пробелов с нулевым размером - необходимо проверить являются ли они на неправильное разделение слов в тексте.		
Большие знаки	45	показать в тексте
Количество символов, выделенных большим цветом, пожалуйста, проверьте не используются ли большие символы вместо пробела, создания слова (в отчете подобия система изменяет автоматический цвет букв в черный, чтобы их сделать выданными).		

## ■ Заимствования по списку источников

Просмотрите список и проанализируйте, в особенности, те фрагменты, которые превышают КП №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 ("критицировать").

### 10 самых длинных фраз (0,00 %)

Десять самых длинных фрагментов найденных во всех доступных ресурсах.

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	НАЗВАНИЕ И АДРЕС ИСТОЧНИКА (НАЗВАНИЕ БАЗЫ)	URL	АВТОР	КОЛИЧЕСТВО ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ
ЗАИМСТВОВАНИЙ НЕ НАЙДЕНО				

### из базы данных RefBooks (0,00 %)

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)
ЗАИМСТВОВАНИЙ НЕ НАЙДЕНО			

### 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 (0,00 %)

Все фрагменты найдены в глобальных интернет-ресурсах открытого доступа.

ПОРЯДКОВЫЙ НОМЕР	ИСТОЧНИК URL	ИДЕНТИЧНЫХ СЛОВ (ФРАГМЕНТОВ)
---------------------	--------------	---------------------------------

ЗАИМСТВОВАНИЙ НЕ НАЙДЕНО

## Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Әлімбек Дархан Қасымбекұлы

**Название:** 1А және 1С типті өлшемді жоғарытонналы контейнерлерге арналған жүккөтерімділігі Q=32 т төрт тағанды кранды жобалау

**Координатор:** Канажанов Ардак

**Коэффициент подобия 1:** 0

**Коэффициент подобия 2:** 0

**Замена букв:** 3

**Интервалы:** 0

**Микропробелы:** 0

**Белые знаки:** 45

**После анализа Отчета подобия констатирую следующее:**

обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;

обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;

обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

**Обоснование:**

Работа выполнена самостоятельно и не несет элементов плагиата. Обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными. В связи с этим, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите перед государственной комиссией.

18.05.2020

Дата

*Подпись Научного руководителя*

**Протокол анализа Отчета подобия  
заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения**

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился (-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Әлімбек Дархан Қасымбекұлы

**Название:** 1А және 1С типті өлшемді жоғарытонналы контейнерлерге арналған жүккөтерімділігі Q=32 т төрт тағанды кранды жобалау.

**Координатор:** Канажанов Ардак

**Коэффициент подобия 1:** 0

**Коэффициент подобия 2:** 0

**Замена букв:** 3

**Интервалы:** 0

**Микропробелы:** 0

**Белые знаки:** 45

**После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:**

обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;

обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;

обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

**Обоснование:**

Работа выполнена самостоятельно и не несет элементов плагиата. В связи с этим, работа признается самостоятельной и допускается к защите.

21.05.2020 \_\_\_\_\_ Подпись заведующего кафедрой  
Дата

**Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:**

*Дипломный проект допускается к защите.*

21.05.2020 \_\_\_\_\_ Подпись заведующего кафедрой  
Дата