

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
ФЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ

"К.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті"
коммерциялық емес акционерлік қоғамы
Энергетика және машина жасау институты
«Инженерлік механика» кафедрасы

Хайдар Ануар Қанатұлы

Тенгерімсіз тербелмелі қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің
динамикалық анализі

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

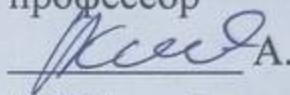
6B07106 – «Инженерлік механика»

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОҒАРЫ БІЛІМ МИНИСТРЛІГІ

"Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті"
коммерциялық емес акционерлік қоғамы

Энергетика және машина жасау институты

«Инженерлік механика» кафедрасы

ҚОРГАУҒА ЖІБЕРІЛДІ
«Инженерлік механика»
кафедрасының менгерушісі,
физ.-мат.ғыл.докторы,
профессор
 А. Қалтаев
«07» 06 2023 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

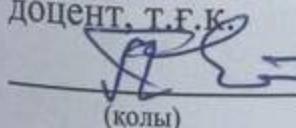
Тақырыбы: «Тенгерімсіз тербелмелі қондырғы жетегінің түрлендіруші
механизмінің динамикалық талдауы»

6B07106 – «Инженерлік механика»

Орындаған

Пікір беруші

доцент, Т.Ф.К.



А.Еспаев

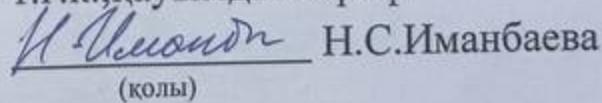
(колы)

«07» 06 2023 ж.

Хайдар Әнуар Қанатұлы

Ғылыми жетекші

т.ғ.к., қауымдастырған проф



Н.С.Иманбаева
(колы)

«07» 06 2023 ж.

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
ҒЫЛЫМ ЖӘНЕ ЖОГАРЫ БІЛМ МИНИСТРЛІГІ

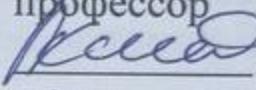
"К.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті"
коммерциялық емес акционерлік қоғамы

Энергетика және машина жасау институты

«Инженерлік механика» кафедрасы

6B07106 – Инженерлік механика

БЕКІТЕМІН

«Инженерлік механика»
кафедрасының менгерушісі,
физ.-мат.ғыл.докторы,
профессор
 А. Қалтаев
«07» 06 2023 ж.

**Дипломдық жұмысты орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы: Хайдар Әнуар Қанатұлы

Тақырыбы: «Тенгерімсіз тербелмелі қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің динамикалық талдауы»

Университет ректорының 23.11.2022 ж. бастап №408-П/Ө бүйрігымен
бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі: «08» маусым 2023 ж.

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі:

- a) штангалық сорғы қондырғыларының түрлеріне шолу
- b) штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмін кинематикалық талдау

v) козғалыстың өзгеру графиктерін күру

2) штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмін динамикалық талдау

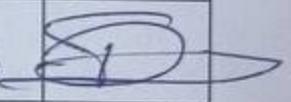
Материалдар тізімі: Материалдарды слайдпен дайындау

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер: 21 атаулардан

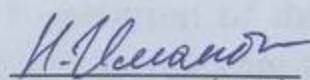
Дипломдық жұмысты дайындау
KESTEСI

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімі	Ескерту
Штангалық сорғы қондырғыларының түрлеріне шолу және кемшіліктерін анықтау	21.03.2023	—
Штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмінің кинематикалық талдауын модельдеу	10.04.2023	—
Штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмінің динамикалық талдауын модельдеу	17.05.2023	—

Аяқталған дипломдық жұмыс үшін, оған қатысты бөлімдердің жұмыстарын көрсетумен, кеңесшілер мен норма бақылаушының қойған қолдары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, тегі, аты, әкесінің аты, (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Норма бақылаушы	Бекенов Е.Т., техн.ғыл.канд., қауым. проф.	06.06.23	

Ғылыми жетекші


(қолы)

Н.С. Иманбаева

Білім алушы тапсырманы орындауға алды


(қолы)

Ә.Қ. Хайдар

Күні

«07» 06 2023ж.

АНДАТПА

Бұл дипломдық жұмыс тербелмелі кондырғының түрлері мен жұмыс істеу принциптерін қарастырады. Онда тиісті теорияның толық сипаттамасы және штанга сорғысының негізгі деректері мен өнімділігін есептеу үшін колданылатын компьютерлік модельдер жасалды. Төртзвенолы тербелмелі кондырғының динамикалық және кинематикалық талдауы жасалынды. Қарастырылып отырган ТК жетегі механизмінің кемшілігі-ұнғымаларды жобалау мен пайдалануды кындарады; іргетасқа тербелетін кондырғыны бекітуді кындарады; техникалық қызмет көрсетудің курделілігі мен жоғары еңбек сыйымдылығы.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе рассматриваются виды и принципы работы станка качалки. В нем было разработано подробное описание соответствующей теории и компьютерных моделей, используемых для расчета основных данных и производительности штангового насоса. Проведен динамический и кинематический анализ четырехзвенной станка качалки. Недостатком рассматриваемого механизма привода то является необходимость отката из скважины для освобождения пространства при ремонте скважин, что затрудняет проектирование и эксплуатацию; затрудняет крепление качающейся установки к фундаменту; сложность технического обслуживания и высокая трудоемкость

ANNOTATION

In this thesis, the types and principles of operation of the oscillating unit are considered. It developed a detailed description of the relevant theory and computer models used to calculate the basic data and performance of the rod pump. The dynamic and kinematic analysis of the four-link oscillatory installation is carried out.

The disadvantage of the TC drive mechanism in question is the need to return from the well to free up space during WELL Repair, which complicates the design and operation; complicates the fastening of the swinging unit to the foundation; complexity of maintenance and high labor intensity

МАЗМУНЫ

Кіріспе	
1 Штангалық сорғы қондырғыларының түрлеріне шолу, қондырғы жетегін күштік және динамикалық есептеудің негізгі ережелері	6
1.1 Штангалық сорғы қондырғыларының түрлеріне шолу	8
Төмен жылдамдықты тербелмелі қондырғылар	8
Тенгерімсіз тербелмелі қондырғы	9
1.2 Тенгерімді тербелмелі - қондырғының механизмін күштік есептеу үшін қолданылатын бастапқы деректер	12
1.3 Сорғы штангалары бағанының жоғарғы нұктесіндегі күшті есептеу және ұнғыма сорғысының жұмыс істеу динамограммасы	13
2 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмін кинематикалық және динамикалық талдау	16
2.1 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмі	24
2.2 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының төртзвенолы жетек механизмін кинематикалық талдау	26
2.3 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының төртзвенолы жетек механизмін динамикалық талдау	35
2.5 Кестелер	40
3.Жаңа конструкциядағы ШСҚ өлшемдер қатары	43
Корытынды	44
Пайдаланылған әдебиеттер	45

KIPIСPE

Жана немесе жаңартылған жабдықты жобалау, құру, машина жасауды дамытудың негізі мәселелері. Мұнай және газ өнеркәсібінде пайдалану жабдықтарын жасау ең маңызды мәселелердің бірі болып табылады. Мұнай-газ машиналардың жоғары өнімділігі және сенімділігі, салмағы мен өлшемдері аз; жұмысын автоматтандыру дәрежесі, тапшы материалдардың шығыны және оны өндіруге кететін шығындар. Жабдық сонымен қатар техникалық эстетика талаптарын және көптеген басқа техникалық деңгей көрсеткіштерін қанағаттандыруы керек, олардың көпшілігі жабдықты бағалаудың экономикалық критерийлерінде көрінеді.

Жабдықтың әр түрі үшін басқалармен салыстырғанда шешуші маңызы бар негізгі көрсеткіштерді алуға болады. Мысалы, ұңғымаларды жерасты жөндеуге арналған қондырғыларда массасы аз болған жағдайда жүк көтергіштігі, жақсы өткізгіштігі, үлкен қозғалыс жылдамдығы, жоғары сенімділігі бар болуы керек. Ұңғыма жабдықтары барлық басқа жағдайларда өте кішкентай диаметрлерге, жоғары сенімділікке ие болуы керек. Жиі профилактикалық тексеру және жөндеу мүмкіндігі болмағандықтан соңы көрсеткіш өте маңызды.

Мұнай өндірудің механикаландырылған әдістерінің ішінде штангалық ұңғымалық сорғы қондырғылары (ШҰСҚ) көп қолданысқа ие болды. Бұған конструктивті қарапайымдылық, оларды өндіруде қолданылатын материалдардың тапшылығы мен арзандығы, жоғары сенімділік пен техникалық қызмет көрсетудің қарапайымдылығы ықпал етті [1].

Біздің елімізде және шетелде ШҰСҚ жетегі ретінде ең көп қолданылатын тенгерімді тербелмелі- қондырғы, редуктордан және қос төрт буынды топсалы механизмнен тұратын, айналшақтың айналмалы қозғалысын доға тәрізді басы бар күйентенің түзу сызықты қозғалысына айналдыратын арқан жетегінің сағалық өзегі оған бекітіліп сорғы штангаларының бағанымен жалғанған.

Тербелмелі қондырғының кең таралуына олардың жоғары сенімділігі ықпал етті.

Тербелмелі қондырғыда күштерді тепе-тендікпен теңестіру қарастырылған, бұл электр қозғалтқыш қондырғысының бүкіл циклі кезінде салыстырмалы түрде біркелкі жүктелуін қамтамасыз етеді, электр қозғалтқышы сұйықтықпен штангаларды көтеру кезінде ғана емес, сонымен қатар штангаларды төмен қарай жылжыту кезінде де желіден қуат алады. Бұл ТК-да электр қозғалтқышын тепе-тендік болмаған кездегіге қарағанда едәуір аз қуатта пайдалануға мүмкіндік береді.

Сорғы штангалары бағанының жетек нүктесінің қозғалу заны сорғы штангалары мен тербелетін қондырғыға әсер ететін күш мөлшерін анықтайды. ТК тепе-тендігінің жақсару дәрежесі қарсы салмақтың орналасуына, олардың

массасына байланысты және механизмінің кинематикалық деректері де тікелей әсер етеді.

Оңтайлы ТК құру үшін оның нұсқаларын, редукторының массасын және орташа жұмсалатын тез тозатын бөлшектердің саны мен күнин, тұтынылатын электр энергиясының орташа жылдық мөлшерін (к. п. д. станоктарға сүйене отырып-әр түрлі нұсқалардың тербелісі), әр түрлі тербелмелі қондырғылар үшін берілген кернеу мөлшеріне негізделген штангалардың күтілетін орташа жылдық саны [2].

Оңтайлы ШҰСҚ жобалаудың жаһандық міндепті-жеке стандартты өлшемдерді ғана емес, сонымен қатар оларды жиынтық қолдану кезінде шығындарды азайтуды қамтамасыз ететін ШҰСҚ жабдықтары элементтерінің өлшемдік қатарларын құру.

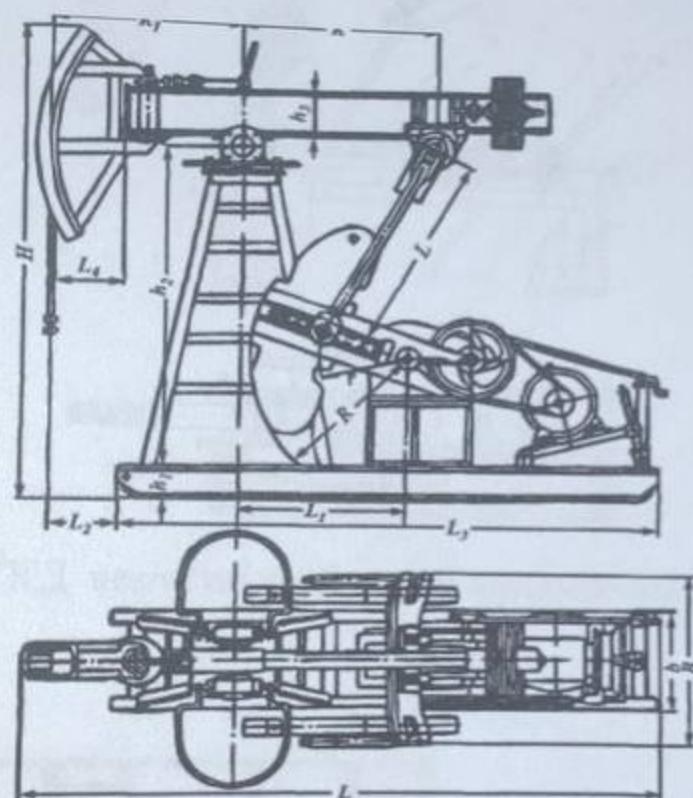
Есептің негізгі бөлігі, ТК өлшемдік қатарын жобалау болып табылады. Оны шешудің жолы - өлшем қатарының бірнеше нұсқаларын әзірлеу және жабдықты пайдалану, оны дайындау шығындары бойынша есебін дайындау, салыстыру. Сондай-ақ тербелмелі қондырғының материал сыйымдылығы бойынша, оның жаңа стандартты өлшемдерін жасауда қосымша шығындардың болуы ықтимал.

Осы есептерді шешуде негізгі қындықтардың бірі - қолданыстағы тербелмелі қондырғының нашар теңгерілуі, арасынан тенгеру режимдерін зерттемеу, сонымен қатар тербелмелі қондырғының оңтайлы динамикалық тенгеру мәселелерін аналитикалық шешуге арналған математикалық аппараттың болмауы.

1 Штангалық сорғы қондырғыларының түрлеріне шолу, қондырғы жетегін күштік және динамикалық есептеудің негізгі ережелері

1.1 Штангалық сорғы қондырғыларының түрлеріне шолу

Екі иықты теңгерімді тербелетін қондырғыны қарастыратын болсақ, теңгергіштің тірегі штангалардың аспалы нұктелері мен теңгергіштің байланыстыруши штангаға қосылатын жері арасында орналасқан. Теңгергішке траверспен байланысқан шатун, күшті теңгергішке береді. Әр түрлі тез тозатын түйіндерді дайындауды және техникалық қызмет көрсетуді жөнілдету үшін өлшемдер қатарын құру кезінде түйіндер мен элементтерді біріктіруді ескеру керек. 1-суретте ГОСТ 5866-66 бойынша жасалған тербелетін қондырғының сызбасы көрсетілген [3].



1 сурет - ГОСТ 5866-66 бойынша жасалған тербелетін қондырғының сызбасы

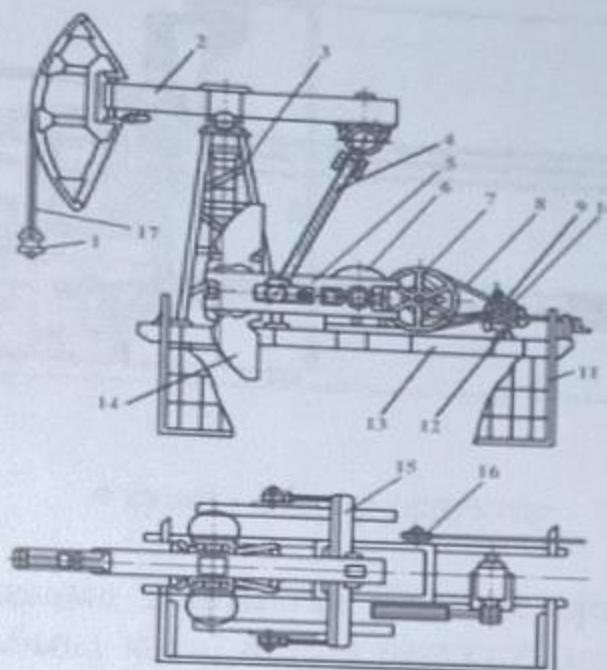
Тербелмелі қондырғылардың (ТК) редукторларының конструкциялары ұқсас болып келеді. Редукторлардың орналасуы раманың жазықтығында және арнайы тіреуіште болады.

Дезаксиалды ТК бұрын қолданылған осьтік ТК-дан айырмашылығы, дезаксиалды ТК-да штангалардың жоғары және төмен жүру уақыты әр түрлі, ал осьтік ТК-да ол бірдей (сурет-2) [4].

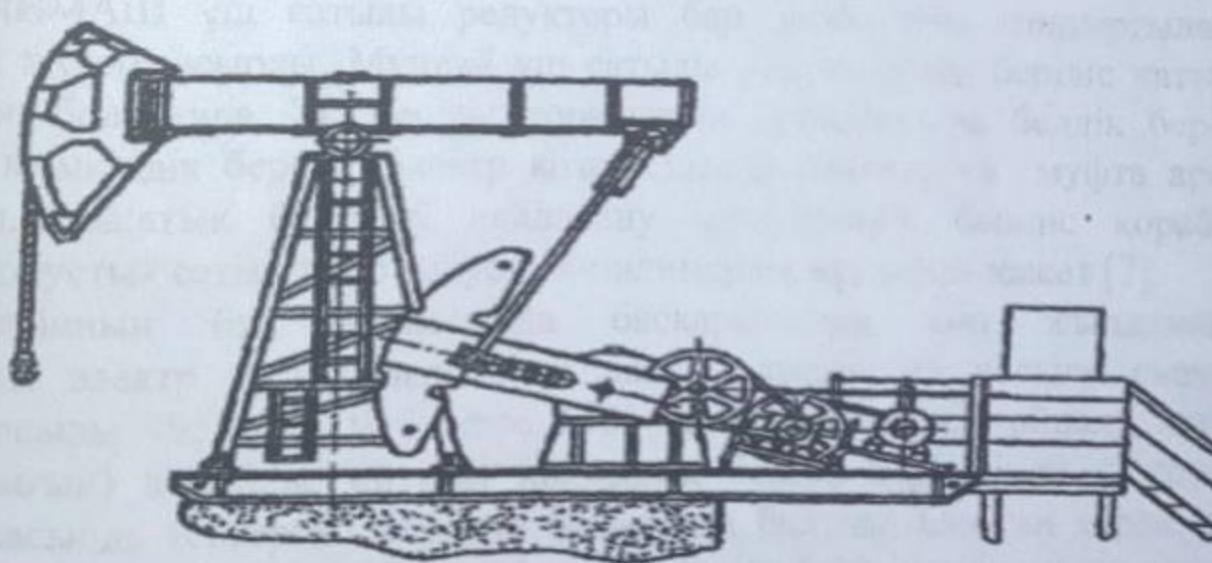
Төмен жылдамдықты тербелмелі қондырғылар

Төмен мөлшерлемелі ұңғымалар санының артуымен (мөлшері тәулігіне 1.5 м³ аспайтын ұңғымалар) онтайлы пайдалану мәселесі туындағы. Мерзімді пайдалануды қолдану көптеген қолайсыз себептерге байланысты: жер үсті және жер асты жабдықтарын ұтымсыз пайдалану; қабаттың біркелкі өндірілмеуі;

қысқы уақыт кезеңіндегі киындықтармен пайдалану; үнемі жұмыс істейтін үнгымалармен салыстырғанда шағын жөндеу аралық кезең және т.б. Тенгергіштің тербеліс жиілігін азайту үшін төмен жылдамдықты ТҚ конструкциялары жасалды, онда беріліс қорабына қосымша белдік беріліс енгізілді. Осы шешімді іске асыру үшін электр қозғалтқышы мен редуктор арасында шағын және үлкен диаметрлі 2 шківі бар аралық білік орнатылады. Аралық біліктің тік және көлденен орналасуы қарастырылған. 3-суретте қосымша белдік берілісі бар баяу қозғалатын тербелетін машина бейнеленген [5].



2 сурет – ТКД кезіндегі тербелмелі кондырғының сыйбасы

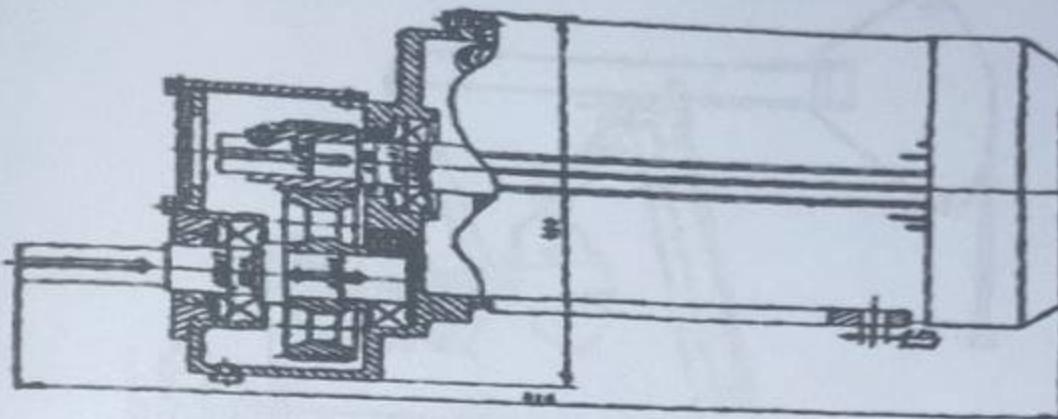


3 сурет - Қосымша белдік берілісі бар төмен жылдамдықты ТҚ

Бұл конструкцияның шешімнің бірнеше артықшылықтары бар: қарапайымдылық, оны кез-келген ТҚ-ға пайдалану және мұнай-газ өндіретін кәсіпорындардың күштері есебінен бөлшектерді өндіруге мүмкіндік береді.

Бірақ бұл опция ҰШСҚ сериялық жетектері болмаған жағдайда ғана жүзеге асады.

$i = 2,3$ беріліс қозғалтқышының жетегінде пайдаланған кезде, басқа конструктивті шешім болды. Тербеліс саны $n = 3,8-12$ болатын 7ТК8-3,5-4000Ш-пен салыстырғанда, мотор редукторда $n = 2,5$ тербеліс саны анықталды. Сонымен қатар, $N = 30$ кВт қозғалтқыштың жұмысы үшін $N = 18,5$ кВт қозғалтқышы қолданылады. 4-суретте мотор редуктор көрсетілген [6].



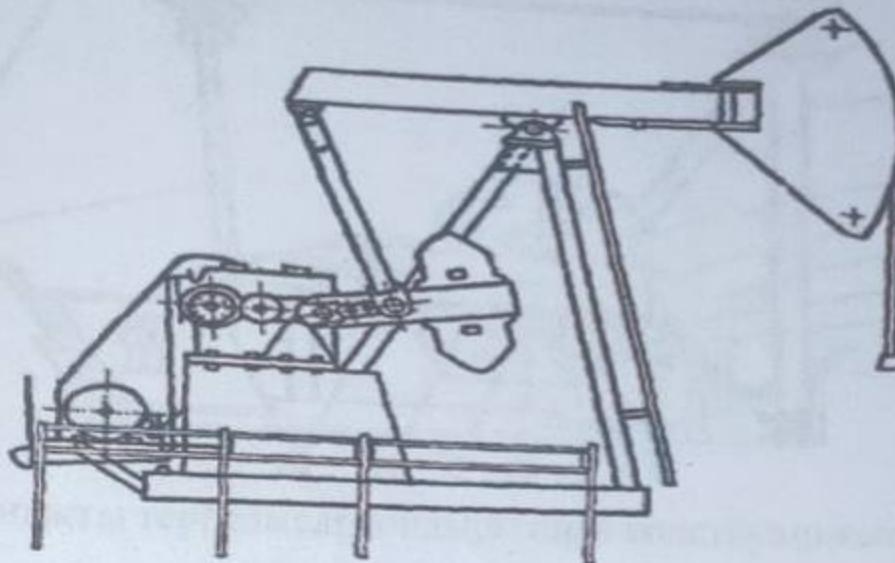
4 сурет - Мотор-редуктор

Электр қозғалтқышының ұзартылған білігінде орналасқан тістегершік беріліс дәңгелегінің қорабына кірді. Мотор редуктордың беріліс қатынасын тістегергіштің беріліс дәңгелегін ауыстыру арқылы өзгертуге болады. Ауыстырылатын шкивтерді орнату үшін төмен жылдамдықты (шығыс білігінің) шығыс ұшын стандартты өлшемдерімен бекіту керек.

АЗИНМАШ үш сатылы редукторы бар тербелетін қондырғылардың дизайнын жүзеге асырды. Мұндай үш сатылы редуктордың беріліс қатынасы 165-ке тең бола тұра, ТК беріліс қорабының орналасуына белдік берілісін қоспауға мүмкіндік береді. Электр қозғалтқышы редукторға муфта арқылы жалғанған. Бұрыштық берілісті пайдалану мақсатында, беріліс қорабында жылдам конустық сатысы бар конустық-цилиндрлік құрылым қажет [7].

Дизайнның бұл нұсқасында басқарылатын көп жылдамдықты асинхронды электр қозғалтқышын пайдалану қажет, ол қосылу схемасын өзгерту арқылы 495, 745, 990 және 1485 айн/мин білігінің айналу жиілігін (жылдамдығын) жасайды, өйткені қондырғы белдік берілісінен айырылған, соның арқасында тенгергіш жиілігін бақылауға болады. Осыған қарай, шығу нүктесінде минутына 3, 4, 5, 6 және 9 тенгергіш тербелісі орын алады, сонымен қатар ұнғыма штангалық сорғыны орнатуды басқа жұмыс режиміне ауыстыру уақыты тез азаяды. Конструкцияға шамадан тыс жүк түсірілген кезінде ақаулардан қорғайтын белдік беріліс істен шыққан жағдайда, басқа конструктивті шешім қажет болады. Беріліс механизмі (редукторы) бар бастапқы қозғалтқыш муфтаның көмегімен қосылады, ол іске қосу кезінде

моментті әлсірететін резина қабыққа орналастырылған кесілген түйреуішімен жабдықталған. Түйреуіш кесіліп, терендік сорғысының поршені кептеліп қалған немесе ақаулар болған жағдайда электр қозғалтқышын артық жүктемеден корғайды. ҰШСҚ жетегін дұрыс емес орнатылса, тежегіш жүйесіне өзгерістер енгізу қажет. Сондыктан редуктордың білігінде орналасқан муфтаның жартысы екі қатарлы тежегіштің тежегіш шкиві ретінде бір уақытта әрекет етеді, ал тежегішті басқару жүйесіне аралық конустық тісті жабық беріліс кіреді. 5-суретте американдық "Lufkin" фирмасы орындаған қос иықты тенгергіші бар ТК конструкциясы бейнеленген [8, 9].



5 сурет - Lufkin фирмасы арқылы құрастырылған қосиықты тенгергішті ТК конструкциясы

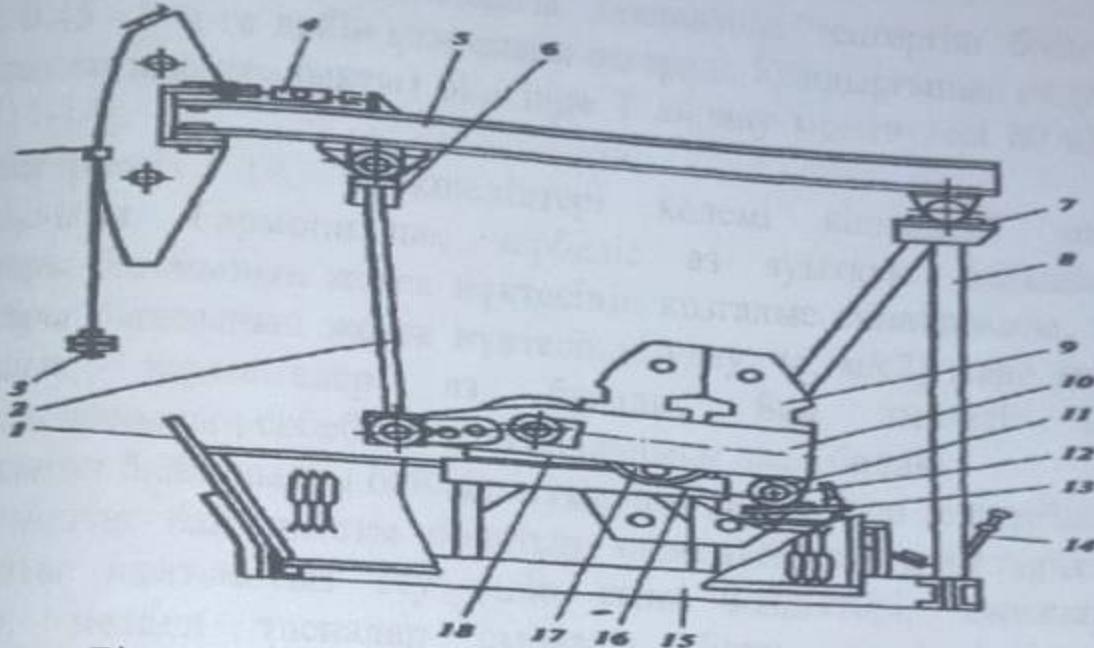
АҚШ-та қабылданған бірлік жүйесінің және ұнғыма жетектерінің белгілерін талаптарға сәйкес API-ді келесідей қарастыруға болады:

«Lufkin» компаниясы екі иықты жетекті ТК-дан бөлек Mark II секілді бір иықты жетектерді құрастырды. Американдық «Lufkin» фирмасында ТК-ны спиральді тістері бар шевронды тісті донғалақтар қолданылады, оның айырмашылығы құрастыру дәлсіздіктерінде сезімталдық және кері берілістерде жақсы жұмыс жасайды. 6 суретте бір иықты тенгергіштің конструкциясы көрсетілген (Mark II) [9].

Mark II жетегінің ерекшеліктері:

- ТК дезаксиалды механизм болғандықтан, штангалардың жоғары қозғалу уақыты артады;
- Жетек пен штанганың жоғары қарай қозғалыс кезінде шамадан тыс жүктеме мөлшерін азайту үшін, конструкция осы шиеленісті цикл кезеңінің басында Үдеуін төмендетеді ;
- Траверс редуктордың алдында, тенгергіш басына жақын орналасқандықтан, штанга жетегінің нүктесінде артық жүктеменің болуын қамтамасыз етеді;
- Жоғары және төмен қозғалған кезде жүктеменің артуы циклге жүктеменің түсуін қамтамасыз етеді ;

- Айналу моментті ТК мен салыстырғанда механизмнің геометриясы арқылы арттыруға болады. Бұл иінді конструкциясының және оның орналасуының болған сәтке қатысты моменттің қосымшасын өзгертуге мүмкіндік береді. Егер параметрлер өзгеріссіз қалса, қажетті қуатты, сонымен катар қуат шығынын азайтуға болады.



6 сурет - Бір иықты тербелмелі қондырығының конструкциясы (Mark II)

Mark II жетегінің ерекшеліктері:

- ТК дезаксиалды механизм болғандықтан, штангалардың жоғары қозғалу уақыты артады;
- Жетек пен штанганың жоғары қарай қозғалыс кезінде шамадан тыс жүктеме мөлшерін азайту үшін, конструкция осы шиеленісті цикл кезеңінің басында үдеуін төмендетеді ;
- Траверс редуктордың алдында, теңгергіш басына жақын орналасқандықтан, штанга жетегінің нүктесінде артық жүктеменің болуын қамтамасыз етеді;
- Жоғары және төмен қозғалған кезде жүктеменің артуы циклге жүктеменің түсін қамтамасыз етеді ;
- Айналу моментті ТК мен салыстырғанда механизмнің геометриясы арқылы арттыруға болады. Бұл иінді конструкциясының және оның орналасуының арқасында пайда болады, сорғы штангаларының бағанының салмағынан пайда болған сәтке қатысты моменттің қосымшасын өзгертуге мүмкіндік береді. Егер параметрлер өзгеріссіз қалса, қажетті қуатты, сонымен қатар қуат шығынын азайтуға болады.

Теңгерімсіз тербелмелі қондырығы

Жетек бөлігі теңгерімді ТК-ға ұқсас жабдықталған 300 иінді бұрышы бар V пішіні қондырығының тепе-тендігіне оң әсер етеді, жүктемелердің салмағын азайтады. Тенгерімсіз тербелмелі қондырығының иіндісінде жүктер теңгергіш

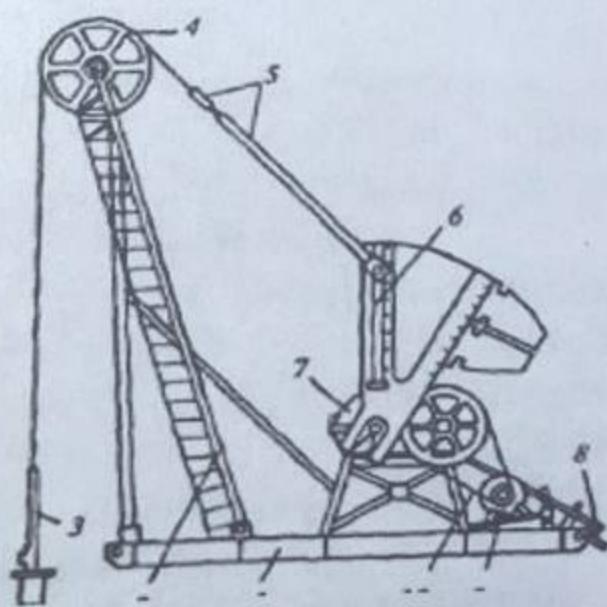
иіндісіндей орналасады. Иілгіш жетегі мұнай ұнғымасының сағалық жадбықтарының үстіндегі көлбеу тірекке орналастырылған роликтен өтеді және жалғаушы шыбықтармен байланыстырылған траверспен орналаскан. Иінді және байланыстыруышы штанганың төменгі басы бір-бірімен жалғанған. Тенгергіш ТК-ға ұқастығы - штанганың сорғы бағанын жалғау үшін жетек нұктесін өзгертуге болады.

30 - 60 кН-ға аралығындағы диапазонда тенгергіш басына жүктеме болады. 0.45 - 5 м-ге дейін ұзындығы өзгереді. Қондырғының редукторындағы жетек (төмен жылдамдықты) білігінде Т айналу моменттері 80 кН·м-ге дейін жетеді [11-14].

Тенгерімсіз ТК ерекшеліктері көлемі кішкентай және металл сыйымдылығы. Гармониялық тербеліс аз ауыткуы байқалатын сорғы штангалары бағанының жетек нұктесінің қозғалыс сипаттамасы, демек сорғы штангалары бағанының жетек нұктесінде үдеу ($a, m/s^2$) және қондырғыдағы инерциялық жүктемелер аз болады. Бұл типтегі қондырғылар қолданылмағанының себебі, иілгіш байланысы әлсіз болды.

Осыған байланысты байланыстыруыш шыбық пен тенгергіш, тенгерімсіз ТК- да иілгіш байланысты болатын элементтермен ауыстырылды. Иілгіш байланысты қамтамасыз ету үшін сына белдіктері, шынжырлар, болат арқандар, металл таспалар сыналды. Бірақ олар іс жүзінде ұзақ шыдамағандықтан, иілгіш байланыс элементтерін ауыстыру үшін жиі инерциялық операцияларды тудырды. Осы себептен, тенгерімсіз ТК қазіргі кунғе дейін тек мұнай ұнғымаларына сынақ өткізуге және қысқа мерзімді пайдалану үшін қолданылады.

Тенгерімсіз ТК-ны массасын азайту арқылы қолжетімді жасауға болады. 7 суретте тенгерімсіз тербелмелі қондырғының сызбасы көрсетілген.



7 сурет - Тенгерімсіз тербелмелі қондырғының сызбасы

1.2 Тенгерімді тербелмелі - қондырғының механизмін күштік есептеу үшін қолданылатын бастапқы деректер

Тербелмелі қондырғының жетекші механизмін күштік есептеу бөліктерге әсер ететін жүктемелерді анықтаудан тұрады. Бұл бөлшектерінің беріктігін кейіннен есептеу үшін қажет (бөлшектер, мойынтректер, құрастыру қондырғылары).

Жүктемелерді анықтау үшін тербелмелі қондырғы жетекші механизмін звеноларының қозғалыс занылыштарын және оған ұнғыма тарапынан әсер ететін күшті білу қажет. Тербелмелі қондырғы еркіндік дәрежесі бірге тен жазық иін-тіректі жүйе болғандыктан, оның барлық бөліктерінің қозғалыс зандары штангаларды ілу нүктесін қозғалыс занымен анықталады.

Сорғы қондырғысына жер асты бөлігіндегі ұнғымадан сұйықтық бағанының статикалық көзінде келесі күштер әрекет етеді.

1. Штангалардың, құбырлардың және сұйықтық бағанының статикалық салмақ күштері.

Көтергіш құбырлардағы жук пен сұйықтық бағанының өлшемі штангаларга негізгі жүктемені құрайды. Сонымен қатар, сұйықтық бағанының бүйірлік гидростатикалық қысымы штанга мен құбырларда қосымша созылу күштерін тудырады. Штанга шеңбер бойымен біркелкі қысылады және бұл созылу кернеулерін тудырады, бірақ штангалардың жетек нүктесінде олар сезілмейді. Құбырлардың ішкі бетіне сұйықтық бағанының қысымы радиалды бағытта созылу күштерін тудырады. Ақырында, сұйықтық бағанының қысымының әсері лубинский эффектінің пайда болуына әкеледі, бұл поршень жоғары көтерілгенде құбыр бағанының төменгі жағы бүгіледі.

2. Сұйықтыққа батырылған штангаларға әсер ететін және штангалардың салмағын төмендететін Архимедтік күші.

3. Штангалардың және құбырлардың, сұйықтық бағанының қозғалатын массаларының инерция күштері.

4. Штангалардың, құбырлардың және сұйықтық бағанының серпімділік күштері.

5. Үйкеліс күштері:

а) сорғы цилиндріндегі штангалық муфталар мен штангалардың бастары мен поршеньдерінің жартылай сұйық үйкелісі (үйкеліс күштерінің шамасы үйкеліс бөліктерінің өзара қозгалу жылдамдығына аса тәуелді емес сондықтан әдette жылдамдыққа тәуелсіз қабылданады);

б) сұйықтық ағынындағы штангалардың гидродинамикалық (сұйық) үйкелісі, сондай-ақ штангалардың муфталық қосылыстарының сұйықтықпен ағыу кезіндегі жергілікті кедергілер (сұйықтықтың сорғы клапандары арқылы, әсіресе айдау клапаны арқылы өтуі кезінде үйкеліс күштері манызды болады; гидродинамикалық үйкеліс поршень—цилиндр жұбының саңылауында да болады, бірақ қалыпты жағдайда бұл өте аз);

в) пайдалану бағанына сорғы құбырларының (немесе муфталық қосылыстардың) құрғак немесе жартылай құрғак үйкелісі;

г) қондырғы жұмыс істеп тұрған кезде штангалар мен құбырлар материалындағы деформациялар кезіндегі ішкі үйкеліс (үйкелістің бұл түрі басқа түрлермен салыстырғанда аз мәнге ие). Белгілі бір күштердің

маныздылығы пайдалану жағдайларына, айдау режиміне және басқа көрсеткіштерге байланысты өзгереді. Мысалы, штангалардың құбырларға жартылай сұйық үйкеліс күштері калыпты жағдайда (тік ұнғымаларда орташа терендікте және жабдықтың жұмыс режимінде) аз, ал айтарлықтай қисыктығы бар ұнғымаларда олар көбінесе шешуші мәнге ие болады. Тербелістердің аз саны, кадам ұзындығы және сорғының тұсу терендігі мен инерция күштері аз, ал басқа жағдайларда олар штангаларға жүктеменің едәуір бөлігін құрайды және т.б.

Осыған байланысты сорғының тұсу терендігі 1000 м, сорғының диаметрі 32 мм, ұзындығы 1,5 м және сұйықтықтың кинематикалық тұтқырлығы 0,3 см²/с тік ұнғымадағы үйкеліс күштерінің есептік балансы қызығушылық тудырады. Төмен тұсу жылдамдықтарында (2-кестенің бірінші жолы) 70% үйкеліс күштерінің балансында штангалық муфталардың жартылай сұйық арасындағы гидродинамикалық үйкеліс. Бірақ айдау жылдамдығының жоғарылауымен гидродинамикалық үйкеліс тез өседі және 27 м/мин жылдамдықта (төменгі жол) оның үлесі 72% - да дейін артады, ал жартылай сұйық үйкелістің үлесі небәрі 19% құрайды. Бір қызығы, кестенің бірінші жолына сәйкес режимдегі қондырғының жер асты бөлігі (жана сорғымен) 0,75, ал соңғы жолы 0,55 құрайды. Бұл гидродинамикалық үйкеліс қондырғысының жұмысына әсер етеді [6].

1 - кесте - Тік ұнғымадағы үйкеліс күштері

Тербеліс саны, 1/мин		6	12	18
Сұйықтықтың айдау жылдамдығы, м/мин.		9	18	27
Жұмыс, кгс·м (%): гидродинамикалық үйкеліс күштері		20(10)	140(40,5)	555(72)
Карсыласу күші		1,5(1)	7(2)	14(2)
Плунжер-цилиндр қарсылық күштері	жұбындағы	39(18)	39(11,5)	39(5)
Клапандардағы қарсылық күштері		2(1)	9(2,5)	15(2)
Жартылай сұйық үйкеліс күштері		150(70)	150(43,5)	150(19)
Барлық үйкеліс күштері		212,5(100)	345(100)	773(100)

Әрбір нақты жағдайда кейбір күштер есепке алынбайды, өйткені олар процеске аз әсер етеді, ал басқалары сұйықтықты айдау процесіне айтарлықтай әсер етеді. Бірақ кейбір күштер (штангалар мен сұйықтық бағанының салмақ қарсылық күштері, штангалар мен құбырлардың архимедтік күші мен серпімділік күштері, штангалар мен құбырлардың архимедтік күші мен серпімділік күштері) сорғы мұнайын өндірудің кез келген мәселелерін шешуде әрқашан ескеріледі.

1.3 Сорғы штангалары бағанының жоғарғы нүктесіндегі күшті есептеу және ұнғыма сорғысының жұмыс істеу динамограммасы

Дұрыс құрастырылған штангалық ұнғыма сорғы қондырғысы сұйықтықтың қажетті мөлшерін берілген терендіктен көтеруді қамтамасыз етуі керек. ШҰСҚ есептеудің бірінші міндеті-сорғы штангалары бағанының бойынша беру: сорғының тұсу диаметрі мен терендігі, айдау жылдамдығы, сорғы штангалары мен құбырлар бағандарының дизайны және т.б. Сорғы бағанының беріктігін және тербелетін қондырғының механизмін есептеу үшін талдау, әсіресе біздің елімізде, олардың басым көшілігі сорғы штангаларының, құбырлардың және сұйықтық бағанының бағандарындағы резонанслық құбылыстардың әлсіз көрінетіндігін көрсетеді, бұл математикалық модельді жеңілдетуге мүмкіндік береді, квадраттарда шешім қабылдауға мүмкіндік беретін түрге дейін және сонымен бірге болып жатқан механикалық процестердің негізгі ерекшеліктерін, соның ішінде сорғы штангаларының бойлық тербелістерін және қарсылық күштерін ескеру керек.

Біріншіден, жоғарыда айтылғандар сорғы құбырлары бағанының массасы мен серпімділігін бөлуді елемеуге, соңғысының әсерін тек шоғырланған серпімділік түрінде ескеруге мүмкіндік береді. Әрі қарай, А. С. Вирновский аналогтық модельдегі эксперименттер көрсеткендегі, құбырлардағы сұйықтық бағанының инерциялық қысым күштері диаметрі 93 мм және одан жоғары ұнғыма штангалық сорғыларды қолданған кезде ғана маңызды болады. Мұндай сорғылар қазіргі уақытта ұнғымалық электр сорғылары қондырғыларының кең таралуына байланысты өте аз мөлшерде қолданылады.

Жеңілдетілген математикалық модель әр жарты қадамның соңында штангалардың бойлық тербелістерінің әлсіреуін қамтиды; оның негізінде штангалардың іліну нүктесіндегі жүктемені формулалар жиынтығы ретінде есептеу және эксперименттік мәліметтермен салыстыру арқылы анықтау мәселесін шешу.

Жеткілікті кең материалда жүргізілген эксперименттік деректермен салыстыру бұл әдістің өте қолайлы дәлдігін көрсетті.

Сорғы штангаларының бағанасы көлденең қиманың бүкіл ұзындығы бойынша тұрақты дөңгелек штанга түрінде қабылданады. Әр түрлі диаметрлі штангалардан тұратын екі және үш сатылы бағандарда бағанының орташа диаметрі мына формула бойынша анықталады [6,7]:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{100}{\frac{l_1}{d_1^2} + \frac{l_2}{d_2^2} + \frac{l_3}{d_3^2}}} \quad (1)$$

Бұл жағдайда сорғы штангаларының біріктілген бағанының массасы

$$G_m = \frac{L}{100} (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3), \quad (2)$$

d1,d2,d3-бағанның жоғарғы, ортағы және төменгі сатыларының штангаларының диаметрлері; l1, l2, l3-штангалар бағанының сатыларының салыстырмалы ұзындықтары ($l_1 + l_2 + l_3 = 100$ пайыз; l3 = 0 екі сатылы бағанмен); q1, q2, q3-D1, d2, d3 диаметрлері бар штангалардың ұзындығының бір метрінің орташа массалары; L-сорғы жетегінің терендігі.

Сорғы ішінде штангаларының бағаны орналасқан сорғы құбырларының бағаны цилиндрлік денені білдіреді, бағанының бүкіл ұзындығы бойынша тұрақты өтетін тесік және дененің көлденең қимасы бар. Сатылы баған кезінде (төмен қарай тарылту) құбыр денесінің орташа ауданы формула бойынша анықталады:

$$f_T = \frac{100}{\frac{l_1}{f_{1T}} + \frac{l_2}{f_{2T}} + \frac{l_3}{f_{3T}}}, \quad (3)$$

Ал сорғы компрессорлық құбырлар (СКК) мен штангалар арасындағы орташа қима ауданы:

$$F_T = l_1 F_1 + l_2 F_2 + l_3 F_3 \quad (4)$$

Мұндағы - f_{1T}, f_{2T}, f_{3T} баған сатыларындағы құбырлар денесінің көлденең қимасының ауданы, см²; F1, F2, F3 - жоғарғы, орта және төменгі сатылардағы құбырлар мен штангалар арасындағы өту қимасының ауданы.

(1) - (3) бойынша штангалар мен құбырлардың құрама бағандарының диаметрі мен көлденең қимасының ауданын орташалау штангалар мен құбырлардың орташаланған және нақты бағандарының жүктемесімен серпімді ұзартулардың теңдігін қамтамасыз етеді.

Төменгі құбырға ұнғыма сорғысының цилиндрі, ал төменгі штангаға оның поршени бекітілген. Сорғының поршенді жұбының диаметрі $d_H = 70$ мм-ден аспайды.

Сорғы штангалары бағанының жоғарғы ұшы (жетек нүктесі) тербелмелі кондырғыға бекітіледі, ол осы нүктеге $S = f(t_w)$ заңы бойынша тік түзу-кері дифференциалданатын функция; тиісінше, штангалардың жетек нүктесінің козғалу жылдамдығы $v = dS/dt_w$, және үдеу $w = d^2S/dt_w^2$.

s, v, w - функциялары периодты болып табылады.

$T_w = 2\pi/\omega$, мұндағы ω -жетек механизміндегі иінді айналудың тұрақты бұрыштық жылдамдығы,

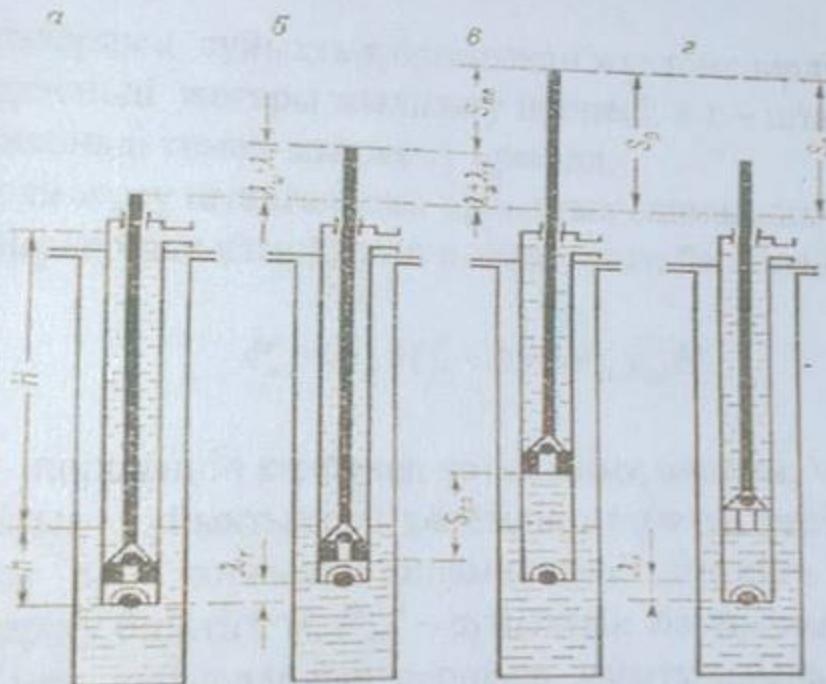
$$\omega = \pi n / 30 \quad (5)$$

Бастапқы деформация кезендері аяқталғаннан кейін төмен (индекс н) және жоғары (индекс в) жүрістер кезінде сорғы штангаларының бағанына әсер ететін статикалық күштердің сомалары тиісінше тең:

$$Q_n = gQ_{uu} \left(1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{uu}}\right) - f_{yuu} p_b - Q_{mpn}; \quad (6)$$

$$Q_v = Q_u + Q_{mpv} + [\rho_{ж}g(L-h) + p_b]f_v \quad (7)$$

мұндағы- f_n, f_{yuu} сорғы поршені мен сағалық өзектің көлденен қимасының ауданы; $p_{ж}, p_u$ - ұнғыма өнімінің және штанга материалының тығыздығы (Болат); p_b - буферлік қысым (ұнғыманың тұсу сзығында); Q_{mpn}, Q_{mpv} - жоғары және төмен жүрістер кезінде сорғы штангаларының бағанына жиынтықта әсер ететін күрғак үйкеліс күштері; h - сорғыны батыру деңгейі астында.



8 сурет - терендік сорғысының қарапайым теориялық циклінің диаграммасы

а – поршеньдің төмен қозғалысының соңы (штангалар мен поршеньдердің жетек нүктесінің экстремалды позициясы);

б – штангалардың сұйықтық бағанынан жүктемені қабылдау процесінің соңы;

в – поршеньдің жоғары қозғалу процесінің соңы (штангалар мен поршеньдердің жетек нүктесінің ең жоғары позициясы);

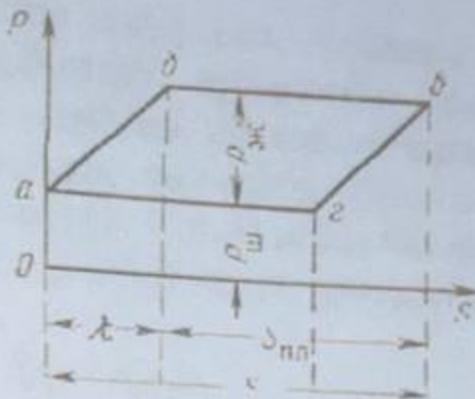
г – поршеньдің төмен қозғалу процесі.

9-суретте сорғының жұмыс циклі координаттарда графикалық түрде көрсетілген: s-штангалардың іліну нүктесінің қозғалысы; Р-олардың іліну нүктесіндегі штангаларға жүктеме (4-сурет). А нүктесі штангаларды ілу

нүктесінің ең төменгі позициясына сәйкес келеді. Циклдің осы нүктесінде сұйықтыққа батырылған штангалардың салмағы ғана әрекет етеді:

$$P'_{uu} = q'L \quad (8)$$

мұндағы q' - айдалатын сұйықтықтағы 1 м штанганың салмағы, кгс / м; L -түсірілген штангалардың ұзындығы, м; P'_{uu} - сұйықтыққа батырылған штангалар бағанының салмағы, кгс.



9 сурет-сорғының қарапайым циклінің теориялық динамограммасы.

а-б – штангалардың сұйықтық бағанынан жүктемелерді қабылдау процесі; б-в – поршеньді жоғары жылжыту процесі; в-г – штангаларды түсіру процесі; г-а – поршеньді төмен жылжыту процесі.

Жоғары қарай жүру штангалардың сұйықтық салмағының жүктемесінен созудан және құбырлардың ұзындығын қысқартудан басталады:

$$P'_{жс} = F_H v(L - h) = F_H y_{жс} H \quad (9)$$

мұндағы F_H -поршеннің көлденең қимасының ауданы, м²;

$y_{жс}$ – айдалатын сұйықтықтың көлемдік салмағы, кгс/м³; L – сорғының тұсу терендігі, м; h – сорғының динамикалық деңгейге батыру, м; H – сұйықтықтың көтерілу биіктігі, м; $P'_{жс}$ – сұйықтық бағанының салмағы, кгс.

Штангалар мен құбырлардың серпімді ұзартуларына штангаларды ілу нүктесінің жүруінің жалпы шығыны:

$$\lambda = \frac{P'_{жс} L}{E} \left(\frac{1}{f_u} + \frac{1}{f_m} \right), \quad (10)$$

мұндағы Е-Болаттың серпімділік модулі, кгс / см²; f_u f_m - сәйкесінше штангалар мен құбырлардың көлденең қималарының ауданы, см²; λ -штангалар мен құбырлардың жалпы ұзаруы, м:

$$\lambda = \lambda_m + \lambda_{m'}$$

мұндағы λ -штангалардың ұзаруы; λ -құбырлардың ұзаруы.
 λ шамасы абсцисса осіне қойылады (9-сурет). Әрі қарай (9) және (10)
 сұйықтықтың салмағын штангалармен қабылдау процесінің сонында жүктемені
 аныктайды:

$$P_{max} = P'_{mc} + P'_{m'} \quad (11)$$

және оны ординаттардың осіне қойылады. Алынған В нүктесі сұйықтықтың
 салмағын штангалармен қабылдау процесінің сонында (және қабылдау
 клапанын ашу) А түзуімен жалғаймыз, өйткені штангалар бағанының созылуы
 және құбырлардың ұзындығының қыскаруы штангалардың іліну нүктесінің
 қозғалысына тұра пропорционалды. Содан кейін біз поршеньдің жоғары қарай
 жүру процесінің сыйығын сымбазыз б-В, оның ұзындығы:

$$S_{PL} = S_0 - \lambda, \quad (12)$$

мұндағы S_{PL} -штангаларды ілу нүктесінің ұзындығы, м; S_{PL} цилиндрдегі
 поршень ұзындығы, м.

в-г – динамограмма сыйықтары (штангаларды түсіру процесі) және г-а
 (поршеньді төмендету процесі) жоғарыда қарастырылғандарға қатысты
 симметриялы.

Есептеу арқылы алынған сорғының қарапайым циклінің динамограммасы
 қарапайым теориялық динамограмма деп аталады және оны құру кезінде
 қабылданған жағдайларға байланысты параллелограмм болып табылады.

Қарастырылып отырған цикл кезінде қондырғының өнімділігі келесі
 формула бойынша анықталады:

$$Q_{sym} = 1440 F_H n S_{PL} = 1440 F_H n (S_0 + \lambda) \quad (13)$$

мұндағы Q_{sym} -өнімділік, м³ / күн; N-сорғы циклдерінің саны, мин.

Сорғының берілу коэффициенті:

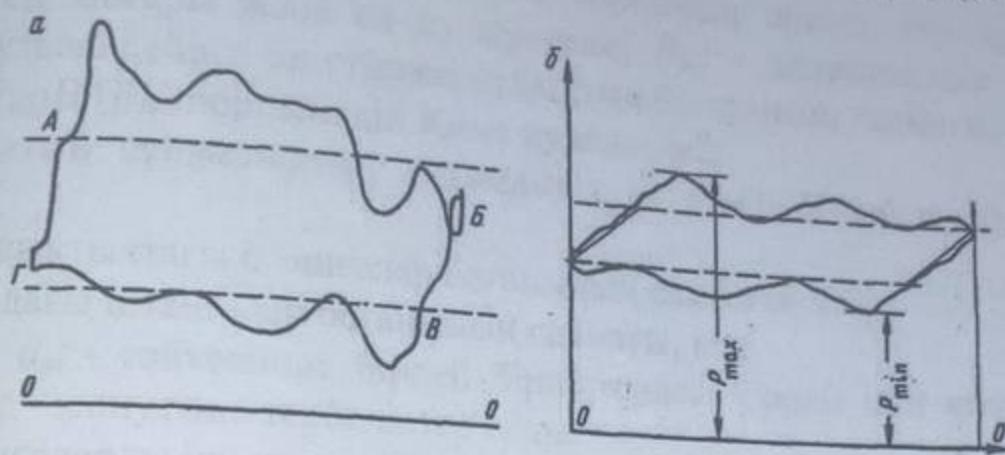
$$\eta_p = \frac{Q_{sym}}{Q_T} = \frac{S_{PL}}{S_0},$$

мұндағы η_p -беру коэффициенті; Q_T -сорғының теориялық өнімділігі:

$$Q_T = 1440 F_H n S_0$$

Динамограмма (10-сурет, а) үлкен диаметрлі (70 мм) сорғының жұмысын
 салыстырмалы түрде жоғары тербеліс санымен (минутына 17,9 тербеліс) және
 20

төмен түсү терендігімен (375 м) білдіреді. Бұл жағдайда динамограмма контурының поршеньді жоғары қарай (АВ кисығы) бейнелейтін бөлігі "дұрыс амес" пішінге ие және поршеньді төмен қарай қисық сзықтан (ВГ кисығы) күрт ерекшеленеді.



10 сурет – Терендік сорғысының практикалық динамограммалары

Сорғы жұмыс істегендеге (10, б-сурет) үлкен терендікте (32 мм) және тербелістердің аз санында (6-7 тербеліс) шағын диаметрлі (1400 м). Мұндағы сұйықтық бағанының массасы штангалардың массасынан едәуір аз, сонымен қатар бағананың үдеуі сақина кеңістігінің көлденен қималарының айырмашылығымен айтарлықтай азаяды: штангалар-сорғы және штангалар-құбырлар. Әрине, құбырлар мен штангалардың ұзын бағандарының демпферлік әсері де маңызды, ал тербелістердің аз саны сұйық бағанының өзіндік тербелісі пайда болған кезде әлсіз импульс тудырады. Нәтижесінде жоғары және төмен қисық соққылар түріндегі айырмашылық шамалы, өйткені сұйықтық бағанының тербелісі аз күш жұмсайды. Тербелістердің аз саны динамограммалардың шамалы инерциялық айналуын анықтайды (10-сурет, б).

Штангалардың жетек нүктесіндегі максималды және минималды жүктемелерді есептеу үшін бізде де, шетелде де әртүрлі теориялық, эмпирикалық және жартылай эмпирикалық формулалар ұсынылды. Стендтік және табиғи ұнғымалардағы нақты жүктемелерді өлшеумен салыстыра отырып, осы формулалар бойынша есептеулерді мүкият тексеру тек А.С. Вирновскийдің теориялық жолмен алғынған формулалары сорғы жұмысын қолданудың өте кең ауқымында сенімді екенін анықтады.

А.С. Вирновскийдің формулалары мұнай өндіру бойынша барлық анықтамалықтар мен курстарда келтірілген. Осы кітаптың авторы женілдеткен А.С. Вирновскийдің формулалары мұнай сорғысының кең ауқымына қолданылады:

$$P_{\max} = P_{xc} + P_{uu} + 0.011 \frac{D}{d_{uu}} n P_{uu} \sqrt{\psi S_0 - \lambda_{uu}} + 100; \quad (14),$$

$$P_{\min} = P'_{\max} - 0.011 \frac{D}{d_{\max}} n P_{\max} \sqrt{\psi S_0 - \lambda_{\max}} - 100; \quad (15)$$

мұндағы P_{\max} және P_{\min} -тиісінше сорғының әрекет ету циклі үшін штангаларға ең жоғары және ең аз жүктеме; P_{\max}' - динамикалық деңгейден ұнғыманың аузына дейінгі биіктікегі сұйықтық бағанының салмағы, $P_{\max}' = F_H \rho H$ (F_H - поршеньдің Қима ауданы, м²; ρ -айдалатын сұйықтықтың тығыздығы, кг / м³; Н-сұйықтықтың көтеру биіктігі, м);

P_{\max} - сұйықтықтағы штангалар бағанының салмағы, кгс;

P_{\max} - ауадағы штангалар бағанының салмағы, кгс;

D және d_{\max} - сәйкесінше бірдей бірліктердегі Сорғы мен штангалардың диаметрлері; ρ - минутына тербелістер саны;

S_0 - штангаларды ілу нүктесінің инсульт ұзындығы, м;

λ_{\max} - баған салмағынан штангаларды ұзарту сұйықтық, м; бір өлшемді баған үшін:

$$\lambda_{\max} = P_{\max}' L / E f_{\max}$$

мұндағы E=2 100 000 кгс/см²-ге тең қабылданатын болат үшін серпімділік модулі; f_{\max} - штангалардың көлденең қимасының ауданы:

$$\psi = \frac{f_m}{f_m + f_{\max}}$$

мұндағы f_m - күбырлардың көлденең қимасының ауданы.

Біз (14) және (15) формулалар бойынша 10б-суретте көрсетілген жағдайға арналған штангаларға экстремалды жүктемелерді шамамен есептейміз [15, 16].

Бастапқы деректер: диаметрі D=32 мм сорғы сыртқы диаметрі 73 мм күбырларда диаметрі $d_{\max} = 19$ мм $l = 1402$ м терендікке штангаларда іске қосылды. Сұйықтықтың көтерілу биіктігі $H=1375$ м, жүріс ұзындығы.

$S_0 = 1,81$ м, минутына тербеліс саны $n=6,2$. Айдалатын сұйықтықтығыздығы $\rho = 900$ кг / м³ газсызданырылған мұнай.

(14) және (15) формулаларына кіретін шамаларды анықтаймыз:

$$P_{\max} = F_H \rho H = 0,000804 \cdot 900 \cdot 1375 \approx 1000 \text{ кгс},$$

$$P'_{\max} = q' L = 2.11 \cdot 1402 = 2960 \text{ кгс}$$

(q' - сұйықтықтағы 1 м штанганың салмағы):

$$\lambda_{uw} = \frac{P'_{uw} L}{E f_{uw}} = \frac{1000 \cdot 1402}{2100000 \cdot 2,83} = 0,236 \text{ M}$$

мұндағы q-аудағы 1 м штанганың салмағы

Табылған бастапқы шамалардың мәндерін (7) формулаға ауыстырамыз:

$$P_{\max} = 1000 + 2960 + 0.011 \cdot \frac{32}{19} \cdot 6.2 \sqrt{0.8 \cdot 1.81 - 0.236} \cdot 3340 + 100$$

немесе $P_{max} = 3960 + 422 + 100 = 4482$ кгс, ал іс жүзінде динамограмма бойынша (суретті караңыз. 8, б) $P_{max} = 4650$ кгс, яғни 3 пайыз алшактық.

$P_{min} = 2960 - 435 - 100 = 2425$ кгс, ал нақты $P_{min} = 2380$ кгс, яғни есептелгеннен небәрі 45 кгс (2%) кем.

Көбінесе есептелген P_{min} сорғыдағы қарсылық күштерінің әсерінен айтарлықтай ерекшеленеді.

2 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмін кинематикалық және динамикалық талдау

2.1 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмі

Қарастырылып отырған штангалық сорғы қондырғысы жетегінің механизмі мұнай-газ инженериясына, атап айтқанда мұнай-газ өнеркәсібіне арналған.

Белгілі (19) RU (11) 2 581 256(13) C2 (51) MPC F04B 47/02 (2006.01), тербелетін қондырғының бір иықты тенгергіш тұтқасы, айналмалы білікке бекітілген тенгергіш басы кіреді, оның осытерінің бірі тенгергіштің соңында мойынтректер тіректеріне орнатылған. Басқа осытің консоль ұштары тепе-ілмектері бар екі қарғыбаулы топсамен байланысты. Құрамында иінді, қарсы салмактары бар екі иінді және электр қозғалтқышынан, белдік берілісінен және жетек білігіне иінді біліктегі орнатылған редуктордан тұратын жетек бар. Ең штангамен тенгерімделген төмен тербелмелі қозғалыс бастың сол бағытта бұрылуымен толықтырылады. Арқан жетегінің журісі негіз тұтқасы мен тенгергіш басының бірлескен айналу осінің көтерілуінен (түсуінен) және жетектегі арқандарының басына оралуынан (оралуынан) жинақталады.

Қарастырылып отырған ТК жетегі механизмінің кемшілігі-ұнғымаларды жөндеу кезінде кеңістікті босату үшін ұнғымадан оралу қажеттілігі, бұл жобалау мен пайдалануды қындаратады; іргетасқа тербелетін қондырғыны бекітуді қындаратады; техникалық қызмет көрсетудің күрделілігі мен жоғары еңбек сыйымдылығы.

Техникалық шешім бойынша ең жақын-тербелетін қондырғының жетек механизмі ((13) В (11) 31911 (51) F04B 47/02 (2006.01) (21) 2015/0747.1 (22) 10.06.2015), бойында қарсы салмақ орналасқан айналшактан, байланыстыруыш штангадан, тенгергіш күйентеден және бекітілген тіректен-діңгектен, күйенте-тенгергіштен тұрады тербелмелі қозғалыс жасауға мүмкіндігі бар, тенгергіш рокердің бос ұшында бекітілген тіректе еркін Айналу мүмкіндігімен тенгергіш рокердің бос ұшының астына орнатылған әр түрлі диаметрлі екі шығыршықтың болуымен ерекшеленетін арқан бекітіледі, арқаның екінші ұшы шағын шкивке қатты жалғанған, ал екінші ұшы сорғыға жалғанған үлкен шкивке екінші арқан қатты бекітілген, арқан шкивтерге біреуін орау кезінде екіншісін орап алатында етіп бекітілген.

Өндірістің мақсаты II класты төрт буынды тұзу сзықты бағыттаушы түрлендіру механизмі негізінде штангалық сорғы қондырғыларының тенгерімсіз жетегінің конструкциясын жасау болып табылады.

Техникалық нәтижеге негізгі төрт буынды механизмнің байланыстыруыш өзек нүктесі тұзу сзықты кері қозғалысты орындастын икемді буынның жетек нүктесі болып табылады. Штангалар бағанасы әртүрлі диаметрлі барабандар арқылы икемді байланыска бекітіледі.

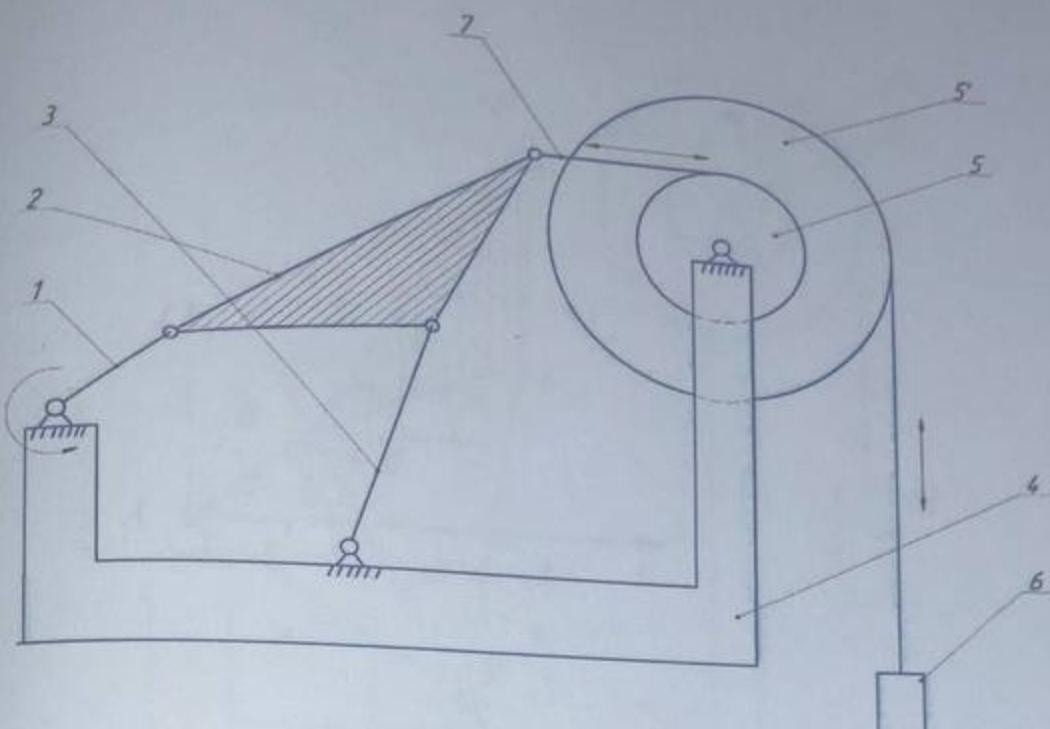
ТК жетек механизмінде 1 інді бар (сурет 11, 12), байланыстыруышы дінгек 2 бір жағынан інді 1-ге, ал екінші жағынан үшбұрышты контурлы дінгек бекітілген. Дінгек 3 және інді 1-4-тірекке бекітілген.

ТК жетек механизмі келесідей жұмыс істейді. Айналу моменті редуктордан (диаграммада көрсетілмеген) інді 1 осіне беріледі. Инді 1-дің 2-штангалық баған бекітілген 7 икемді буынға беріледі. Байланыстыруыш өзек жетек нұктесі.

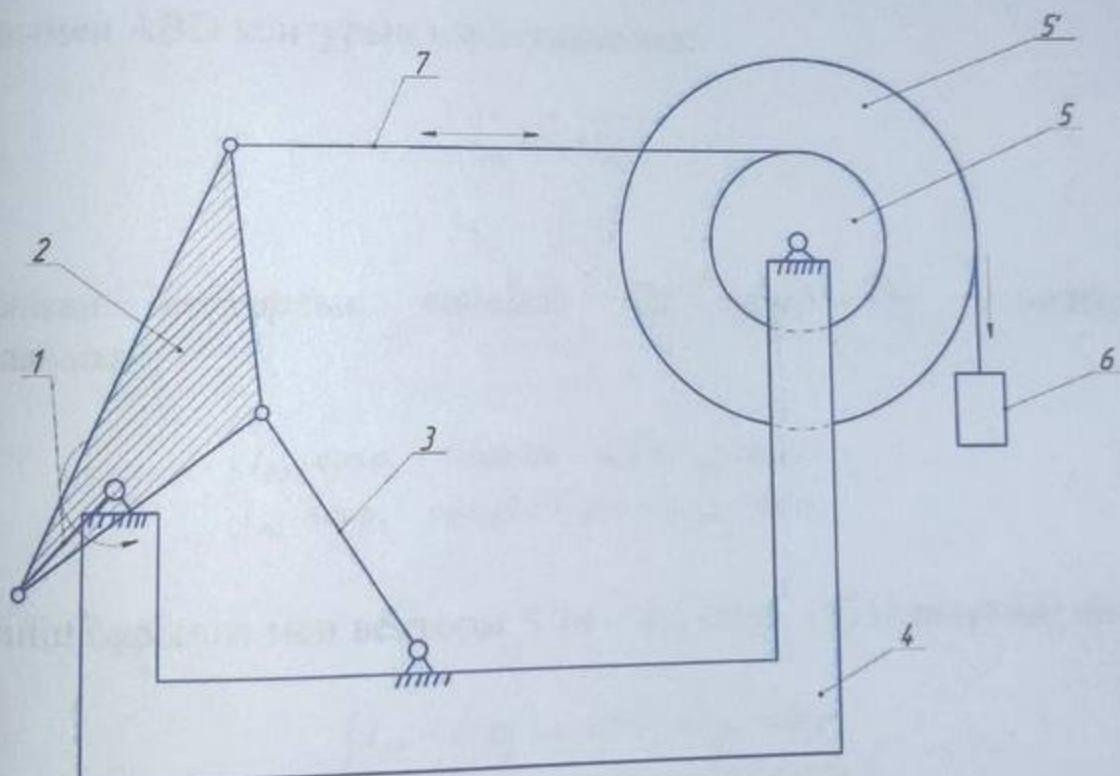
Штангалар бағанасы жоғары көтерілгенде механизмнің жылжымалы буындарының жалпы масса орталығы төмен түседі. Осылайша, штангалық бағанды көтеру үшін механизмнің барлық қозғалмалы бөліктерінің потенциалдық энергиясы қолданылады.

Сонымен қатар, төрт буынды топса механизмнің кинематикасы жетектің күші мен динамикалық өнімділігін, тепе-тендік режимін жақсартуға мүмкіндік береді. Иілгіш байланыстың жетектің нұктесінің траекториясының түзу сзықты бөлігі (байланыстыруышы інді қисық) інді 180 градустан жоғары айналдыруға жауап беретіндіктен, інді тұракты бұрыштық жылдамдықпен айналдырған кезде жоғары және төмен соққылардың арақатынасы бірліктен үлкен болады. Демек, штанга бағанының аспалы нұктесінің жылдамдығы жоғары қарай жүргенде төмен қарай жүргенде сол нүктенің жылдамдығынан үлкен болады, бұл тепе-тендік режиміне он әсер етеді. Мысалы, егер штангалар бағанының аспалы нұктесінің жоғары қарай жүруі інді 230 градуска бұру бұрышына сәйкес келсе (инді қисықтың түзу фазасы), ал төмен тұсу інді 130 градусқа (360-230) бұру бұрышына сәйкес келеді [17].

Содан қарастырылып отырған мысалдағы еki фазаның ұзактығының қатынасы $k=230/130=1,77>1$. Бұл арақатынастың артуы тепе-тендік режиміне он әсер етеді, өйткені қондырғының жүктеме динамограммасынан сыртқы жүктеме $P_{\text{верх}}$ жоғары болған кезде жоғары жүктемеге қарағанда $P_{\text{вниз}}$ жоғарғы жүктеме кезінде. Бұл жағдайда байланыстыруыш өзек нұктесі тек түзу сзықпен ғана емес, сонымен қатар біркелкі қозғалады, бұл орнату динамикасына да он әсер етеді, өйткені қосымша Инерция күштері пайда болмайды (штангалар бағанының жетек нұктесінің үдеуі нөлге тең).



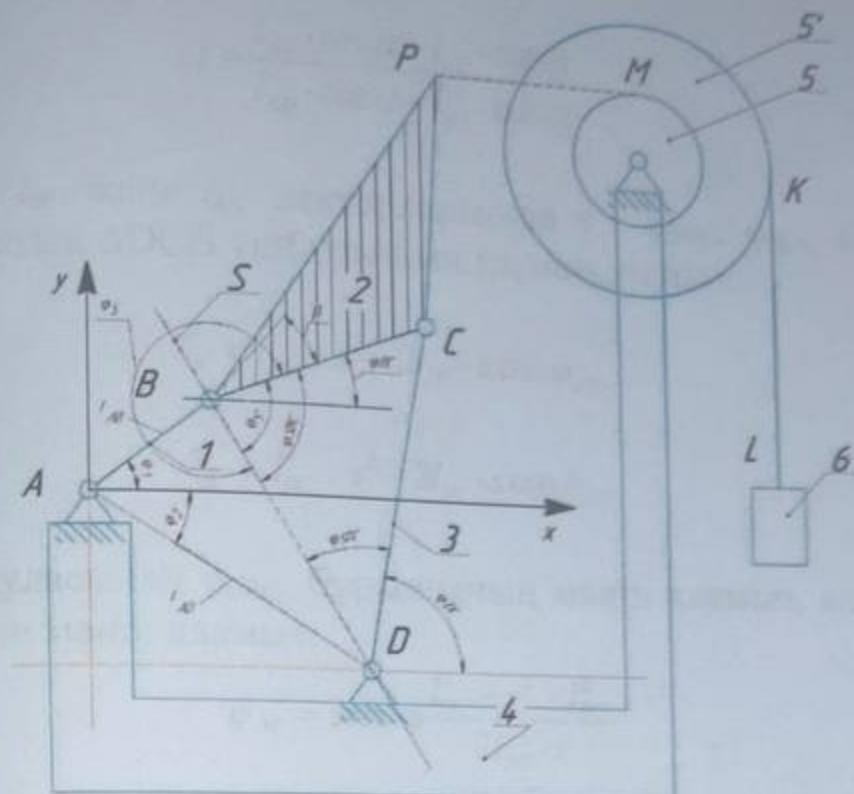
11 сурет - Төменгі позициядағы штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмінің кинематикалық сыйбасы



12 сурет – Жоғарғы позициядағы штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмінің кинематикалық сыйбасы

2.2 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының төртзвенолы жетек механизмін кинематикалық талдау

Тербелмелі қондырғының жетек механизмін кинематикалық үшін, жетек механизмін топсалы төртзвенолы механизм ре тінде қарастырамыз. Бұлғақ нүктесі Р сызықты қозғалыс жасайды. Кинематика мәселесінің аналитикалық шешімін алу үшін, түйық векторлық контурлар әдісін қолданамыз. [18, 19].



13 сурет – Тербелмелі кондырғының төртзвенолы тәнгерімсіз жетек механизмі

Алдымен ABD контурын қарастырамыз:

$$\overline{l_{AB}} + \overline{S} = \overline{l_{AD}} \quad (16)$$

Алынған векторлық тендікті Ox және Oy координат осіне проекциялаймыз:

$$\begin{cases} l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + s \cos(2\pi - \varphi_s) = l_{AD} \cdot \cos \alpha \\ l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - s \cos(2\pi - \varphi_s) = -l_{AD} \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (17)$$

х осінің бұрышы мен векторы S $2\pi - \varphi_s$, онда (17) келесідей жазылады:

$$\begin{cases} l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 + s \cos \varphi_s = l_{AD} \cdot \cos \alpha \\ l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 - s \cos \varphi_s = -l_{AD} \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (18)$$

(18) тендігінен φ_s бұрышы мен модуль векторын анықтауға болатын формула аламыз:

$$\operatorname{tg} \varphi_s = \frac{-l_{AD} \cdot \sin \alpha - l_{AB} \cdot \sin \varphi_1}{l_{AD} \cdot \cos \alpha - l_{AB} \cdot \cos \varphi_1} \quad (19)$$

$$s = \frac{l_{AD} \cdot \cos \alpha - l_{AB} \cdot \cos \varphi_1}{l_{AD} \cdot \cos \alpha - l_{AB} \cdot \sin \varphi_1} \quad (20)$$

Әрі қарай l_{BC} және l_{DC} векторларының s - φ_{sBC} , φ_{sDC} векторына көлбей бұрыштары болатын ΔDCB үшбұрышын қарастырамыз:

$$l_{BC}^2 = l_{DC}^2 + s^2 - 2l_{DC} \cdot s \cos \varphi_{sDC} \quad (21),$$

$$l_{DC}^2 = l_{BC}^2 + s^2 - 2l_{BC} \cdot s \cos \varphi_{sBC} \quad (22)$$

(21) формуласынан φ_{sBC} бұрышының мәнін аламыз, ал (22) формуладан φ_{sDC} бұрышының мәнін аламыз:

$$\varphi_{sBC} = \arccos \frac{l_{DC}^2 - s^2 - l_{BC}^2}{2l_{BC} \cdot s} \quad (23),$$

$$\varphi_{sDC} = \arccos \frac{l_{BC}^2 + s^2 - l_{DC}^2}{2l_{DC} \cdot s} \quad (24)$$

Онда 2-ші және 3-ші бұрыштардың мәндері келесі түрде анықталады:

$$\begin{cases} \varphi_{BC} = \varphi_{sBC} + \varphi_s \\ \varphi_{DC} = \varphi_{sDC} + \varphi_s \end{cases} \quad (25)$$

Топсалы төртзвеноның бұрышын анықтағаннан кейін, түрлендіру механизмінің абсолютті координаттарын табамыз:

$$\begin{cases} X_B = X_A + l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 \\ Y_B = Y_A + l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 \end{cases} \quad (26),$$

$$\begin{cases} X_C = X_D + l_{DC} \cdot \cos \varphi_{DC} \\ Y_C = Y_D + l_{DC} \cdot \sin \varphi_{DC} \end{cases} \quad (27)$$

(26-27) формулалары арқылы В мен С арасындағы топсаның орналасуын анықтаймыз:

$$\begin{cases} X_P = X_B + l_{BP} \cdot \cos(\varphi_{BC} + \beta) \\ Y_P = Y_B + l_{BP} \cdot \sin(\varphi_{BC} + \beta) \end{cases} \quad (28)$$

(28) формуласы түзу сзықты қозғалыс жасайтын Р бұлғактың орналасу нүктесін анықтайды.

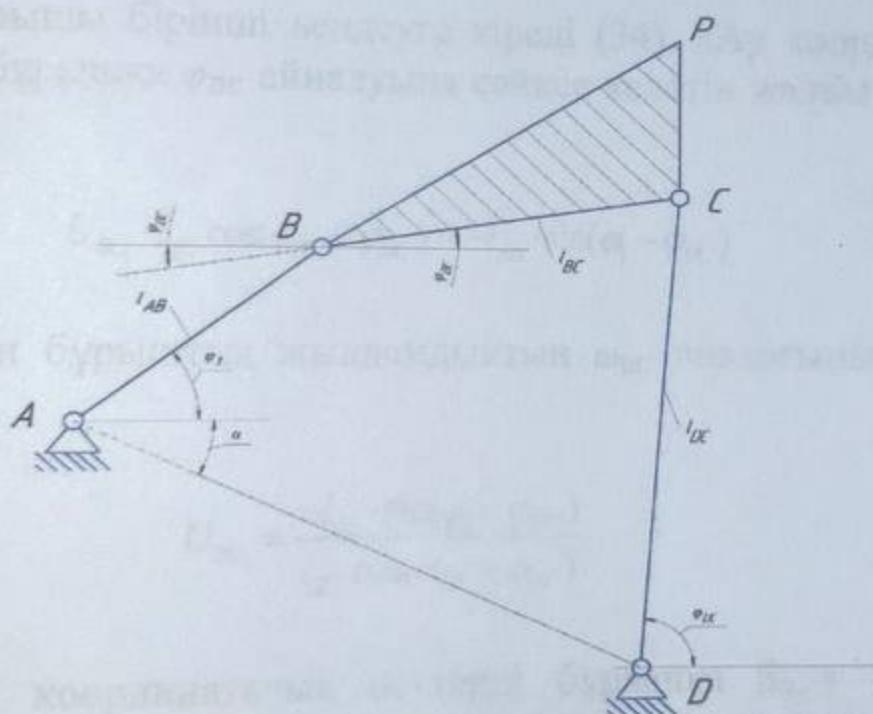
Әрі қарай, әр звеноның масса центрлерінің координаттарын анықтаймыз:

$$\begin{cases} X_{s_1} = \frac{1}{2}(X_B + X_A) \\ Y_{s_1} = \frac{1}{2}(Y_B + Y_A) \end{cases} \quad (28),$$

$$\begin{cases} X_{s_2} = \frac{1}{3}(X_B + X_C + X_P) \\ Y_{s_2} = \frac{1}{3}(Y_B + Y_C + Y_P) \end{cases} \quad (29),$$

$$\begin{cases} X_{s_2} = \frac{1}{2}(X_C + X_D) \\ Y_{s_2} = \frac{1}{2}(Y_C + Y_D) \end{cases} \quad (30)$$

Тербелмелі қондырғының жетек механизмінің жылдамдығы мен үдеуін анықтау үшін біз түйік векторлық контурлар әдісін қолданамыз.



14 сурет – Тербелі қондырғының төртзвенолы жетек механизмі

ABCD векторлық контурын қарастырамыз (14 сурет):

$$\overline{l_{AD}} + \overline{l_{DC}} + \overline{l_{BC}} = \overline{l_{AB}} \quad (31)$$

Түйікталу теңдеуін (16) Ох және Оу координаталық осьтеріне жобалай отырып келесі теңдеулерді аламыз:

$$\begin{cases} l_{AB} \cdot \cos \alpha + l_{DC} \cos \varphi_{DC} - l_{BC} \cos \varphi_{BC} = l_{AB} \cdot \cos \varphi_1, \\ -l_{AB} \cdot \sin \alpha + l_{DC} \sin \varphi_{DC} - l_{BC} \sin \varphi_{BC} = l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 \end{cases} \quad (32)$$

мұнда Ох осімен 1, 2, 3 және 4 звеноларының осьтерімен түзілген бұрыштар $\alpha, \varphi_{BC}, \varphi_{DC}, \varphi_1$ Мәндерін қойсак:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \varphi_{DC}}{\partial \varphi_1} &= U_{DC_1} \\ \frac{\partial \varphi_{BC}}{\partial \varphi_1} &= U_{BC_1}\end{aligned}\quad (33)$$

U_{BC} және U_{DC} өлшемдері 2-ші және 3-ші звеноның бұрыштың жылдамдықтарының шамалары мен аналогтары. Олар беріліс қатынасы деп аталады, себебі олар 2-ші және 3-ші звеноларының бұрыштың жылдамдықтарының кіріс звеносының бұрыштық жылдамдығының қатынасына тең. Олай болса (31) формула келсі түрде өрнектеледі:

$$\begin{cases} -U_{DC} \cdot l_{DC} \sin \varphi_{DC} + U_{BC_1} \cdot l_{BC} \sin \varphi_{BC} = -l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 \\ U_{DC} \cdot l_{DC} \cos \varphi_{DC} - U_{BC_1} \cdot l_{BC} \cos \varphi_{BC} = -l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 \end{cases}\quad (34)$$

Олардың бұрышы бірінші ъендеуге кіреді (34), xAy координаттарының осьтерінің жалпы бұрышқа φ_{DC} айналуына сәйкес келетін жалпы бұрышты φ_{DC} , алайп тастаймыз:

$$U_{BC_1} \cdot l_{BC} \cos(\varphi_{BC} - \varphi_{DC}) = -l_{AB} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_{DC}) \quad (35)$$

Осы өрнектен бұрыштық жылдамдықтың ω_{BC} аналогының өрнегін U_{BC} аламыз:

$$U_{BC_1} = \frac{-l_{AB} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_{DC})}{l_{BC} \cos(\varphi_{BC} - \varphi_{DC})} \quad (36)$$

Бұл тендеуді координаталық осьтерді бұрышқа бұру арқылы ұксас түрлендіргеннен кейін, бұрыштық жылдамдықтың φ_{BC} аналогы үшін U_{DC} өрнек аламыз:

$$U_{DC_1} \cdot l_{DC} \cos(\varphi_{DC} - \varphi_{BC}) = -l_{AB} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_{BC}) \quad (37)$$

Осыдан:

$$U_{DC_1} = \frac{l_{AB} \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_{BC})}{l_{DC} \cos(\varphi_{DC} - \varphi_{BC})} \quad (38)$$

Топсаның абсолютті сзықтык жылдамдығы келесі формуламен анықталады:

$$\omega_{BC} = \omega_1 \cdot U_{BC_1}; \omega_{DC} = \omega_1 \cdot U_{DC_1} \quad (39),$$

$$\overline{V_B} = \omega_1 \cdot \bar{l}_{AB} \quad (40)$$

Координаталық осьтерге проекцияларда:

$$\begin{cases} V_B^x = \omega_1 \cdot l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 \\ V_B^y = \omega_1 \cdot l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 \end{cases} \quad (41)$$

Онда В нүктесінің жылдамдығының абсолютті мәні:

$$V_B = \sqrt{(V_B^x)^2 + (V_B^y)^2} \quad (42)$$

Осы сияқты С нүктесі және бұлғақ нүктесі Р үшін де жылдамдықтың абсолютті мәндері анықталады:

$$\begin{cases} V_C^x = \omega_3 \cdot X_C \\ V_C^y = \omega_3 \cdot Y_C \end{cases} \quad (43),$$

$$V_C = \sqrt{(V_C^x)^2 + (V_C^y)^2} \quad (44),$$

$$\begin{cases} V_P^x = \omega_2 \cdot X_P \\ V_P^y = \omega_2 \cdot Y_P \end{cases} \quad (45),$$

$$V_P = \sqrt{(V_P^x)^2 + (V_P^y)^2} \quad (46)$$

Әрі қарай, координаталық осьтерге және олардың абсолютті жылдамдықтарына звенолардың массалық центрлерінің жылдамдық проекцияларын анықтаймыз:

$$\begin{cases} V_{s_1}^x = \omega_1 \cdot X_{s_1} \\ V_{s_1}^y = \omega_1 \cdot Y_{s_1} \end{cases} \quad (47)$$

Кіріс звеноның масса центріндегі абсолютті жылдамдығының мәні:

$$V_{s_1} = \sqrt{(V_{s_1}^x)^2 + (V_{s_1}^y)^2} \quad (48),$$

$$\begin{cases} V_{s_2}^x = V_B^x + \omega_2 \cdot X_{s_2} \\ V_{s_2}^y = V_B^y + \omega_2 \cdot Y_{s_2} \end{cases} \quad (49)$$

Бұлғактың масса центріндегі абсолютті жылдамдығының мәні:

$$V_{s_2} = \sqrt{(V_{s_2}^x)^2 + (V_{s_2}^y)^2} \quad (50),$$

$$\begin{cases} V_{s_3}^x = \omega_3 \cdot X_{s_3} \\ V_{s_3}^y = \omega_3 \cdot Y_{s_3} \end{cases} \quad (51)$$

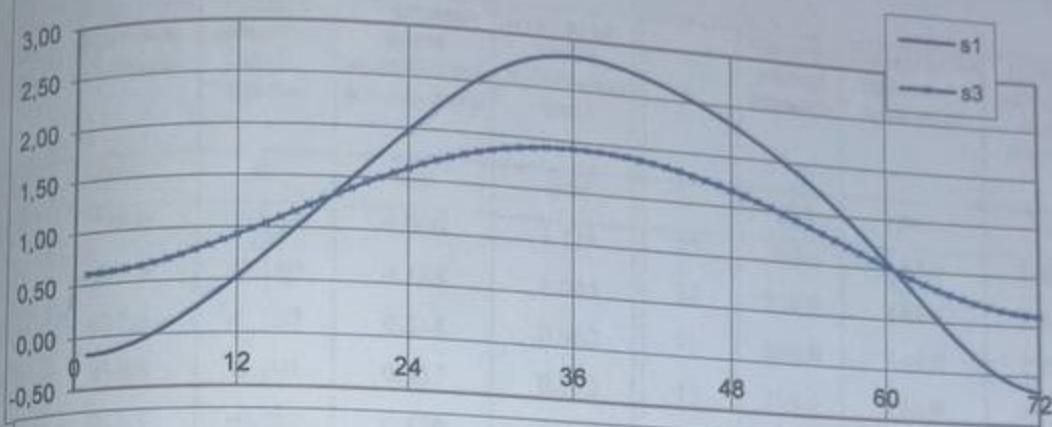
Дінгектің масса центріндегі абсолютті жылдамдығының мәні:

$$V_{s_3} = \sqrt{(V_{s_3}^x)^2 + (V_{s_3}^y)^2} \quad (52)$$

2-ші және 3-ші звеноларының бұрыштық үдеулерін анықтау үшін (33) тендеудің жалпыланған координатасы бойынша дифференциалдаймыз. Координаталық түрлендірулерді координаталық осьтерді бұрыштарға дәйекті бұратын болсақ, 2-ші және 3-ші звеноларының бұрыштық үдеулерінің аналогтарын анықтау үшін өрнектер аламыз.

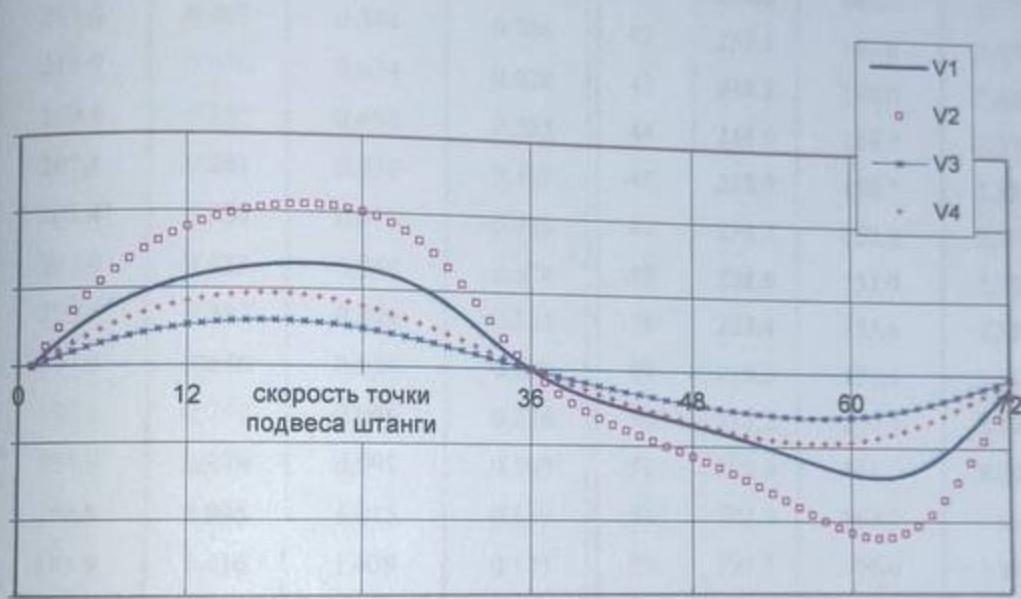
Кинематиканы зерттеу нәтижелері 15 суретте көрсетілген.

S- ход точки подвеса штанги

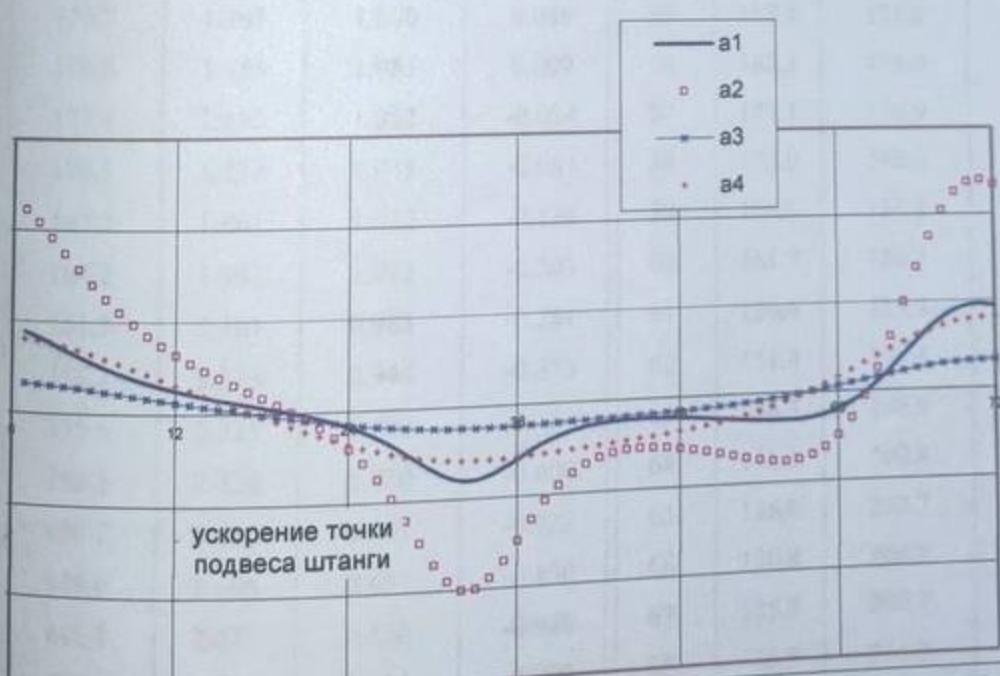


- 1 – $n=4,3$ айн/мин, $r=1,195$ м.
- 2 – $n=6,8$ айн/мин, $r=1,195$ м.
- 3 – $n=4,3$ айн/мин, $r=0,570$ м.
- 4 – $n=6,8$ айн/мин, $r=0,570$ м.

скорость точки подвеса штанги



ускорение точки подвеса штанги



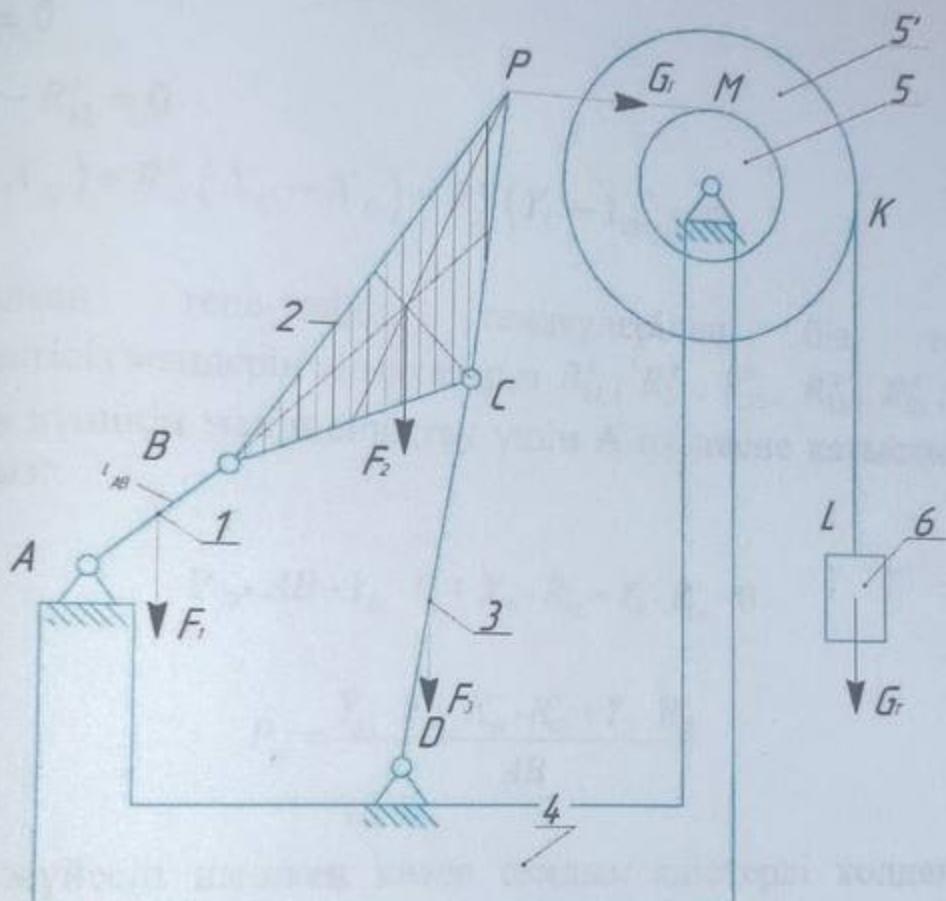
15 сурет – Штанганың жетек нүктесіндегі індінің бір айналым кезіндегі жолдың s (а), жылдамдықтың v (б), үдеудің a (в) өзгеру графигі

2 кесте – ШСК түрлөндіру механизмін кинематикалық талдау нәтижелері
 $n=6,8$ айн/мин, $r=1,195\text{м}$:

i	Инділін айналу бұрышы	Тенгергіштің бұрыштық орналасуы	Штанга жетегінің жүріс нүктесі	Штанганың жетек нүктесіндегі жылдамдығы	Штанганың жетек нүктесіндегі үлеуі	Град.	град.	м.	м/с	м/с ²	Град.	град.	м.	м/с	м/с ²	
1	94.8	218.0	-0.167	0.000	1.116	37	280.0	143.0	2.828	-0.086	-0.626					
2	90.0	217.8	-0.160	0.128	1.044	38	274.9	143.4	2.813	-0.159	-0.528					
3	85.1	217.2	-0.137	0.248	0.962	39	269.8	144.0	2.789	-0.220	-0.448					
4	80.3	216.3	-0.101	0.357	0.875	40	264.6	144.8	2.758	-0.272	-0.386					
5	75.4	215.1	-0.053	0.456	0.789	41	259.5	145.7	2.720	-0.318	-0.340					
6	70.6	213.6	0.007	0.544	0.706	42	254.3	146.8	2.678	-0.359	-0.308					
7	65.7	211.9	0.076	0.624	0.628	43	249.2	148.0	2.630	-0.396	-0.286					
8	60.9	209.9	0.155	0.694	0.555	44	244.0	149.3	2.578	-0.431	-0.273					
9	56.0	207.8	0.241	0.756	0.489	45	238.9	150.7	2.521	-0.465	-0.267					
10	51.2	205.4	0.334	0.810	0.429	46	233.7	152.2	2.461	-0.499	-0.267					
11	46.4	203.0	0.433	0.858	0.374	47	228.6	153.9	2.395	-0.533	-0.272					
12	41.5	200.4	0.537	0.899	0.324	48	223.4	155.6	2.326	-0.567	-0.280					
13	36.7	197.6	0.646	0.935	0.279	49	218.3	157.4	2.252	-0.603	-0.292					
14	31.8	194.8	0.759	0.966	0.236	50	213.2	159.4	2.174	-0.641	-0.306					
15	27.0	191.9	0.876	0.991	0.197	51	208.0	161.5	2.091	-0.681	-0.321					
16	22.1	188.9	0.995	1.013	0.159	52	202.9	163.7	2.002	-0.722	-0.337					
17	17.3	185.9	1.116	1.029	0.123	53	197.7	166.0	1.908	-0.766	-0.353					
18	12.4	182.8	1.239	1.042	0.086	54	192.6	168.5	1.809	-0.811	-0.366					
19	7.6	179.7	1.363	1.050	0.049	55	187.4	171.2	1.704	-0.858	-0.376					
20	2.7	176.6	1.488	1.053	0.009	56	182.3	174.0	1.593	-0.905	-0.378					
21	-2.1	173.4	1.613	1.052	-0.034	57	177.1	176.9	1.475	-0.953	-0.370					
22	-7.0	170.3	1.738	1.045	-0.083	58	172.0	180.0	1.352	-0.998	-0.348					
23	-11.8	167.2	1.861	1.032	-0.138	59	166.9	183.2	1.224	-1.040	-0.307					
24	-16.7	164.2	1.983	1.012	-0.203	60	161.7	186.5	1.090	-1.074	-0.241					
25	-21.5	161.2	2.101	0.983	-0.281	61	156.6	189.9	0.953	-1.099	-0.148					
26	-26.3	158.4	2.216	0.944	-0.373	62	151.4	193.4	0.814	-1.110	-0.024					
27	-31.2	155.6	2.325	0.894	-0.480	63	146.3	196.9	0.674	-1.104	0.130					
28	-36.0	153.1	2.428	0.830	-0.600	64	141.1	200.4	0.536	-1.076	0.310					
29	-40.9	150.7	2.522	0.751	-0.728	65	136.0	203.7	0.403	-1.025	0.504					
30	-45.7	148.6	2.606	0.657	-0.850	66	130.8	206.8	0.279	-0.949	0.699					
31	-50.6	146.8	2.677	0.550	-0.946	67	125.7	209.7	0.165	-0.850	0.878					
32	-55.4	145.3	2.736	0.434	-0.997	68	120.5	212.2	0.065	-0.729	1.026					
33	-60.3	144.2	2.780	0.315	-0.993	69	115.4	214.3	-0.018	-0.593	1.131					
34	-65.1	143.5	2.811	0.200	-0.937	70	110.3	215.9	-0.084	-0.446	1.189					
35	-70.0	143.0	2.828	0.094	-0.845	71	105.1	217.1	-0.131	-0.295	1.201					
36	-74.8	142.9	2.834	0.000	-0.738	72	100.0	217.8	-0.158	-0.145	1.174					

2.3 Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының төртзвенолы жетек механизмін динамикалық талдау

ШСК жетегінің төртзвенолы механизмінің күшін талдау мәселесін қарастырамыз. К нүктесінедегі жетек штанга бағанының механизміне \vec{G}_T штанга бағанының жүктемесі түседі, сонымен қатар звенолар мен жуктердің азырылых күші әсер етеді \vec{F}_i (15 сурет) [20, 21].



15 сурет – Тербелмелі қондырғының төртзвенолы топсалы-рычакты түрлендіру механизмінен күштік анализ

Әр звеноның тепе-тендігін қарастырамыз.

Індіге S_1 нүктесінде әсер етеді, иінді ортасындағы масса \vec{F}_1 – иінді салмағы және қозғалтқыш моменті \vec{M}_D , В нүктесіндегі реакция \vec{R}_{21} және А нүктесіндегі реакция \vec{R}_{01} . 1-звено үшін тепе-тендік тендеулерін жасаймыз:

$$R_{01}^x + R_{21}^x = 0 \quad (53)$$

$$-G_1 + R_{01}^y + R_{21}^y = 0$$

$$F_1(X_{S1} - X_A) + R_{21}^y(X_B - X_A) + R_{21}^x(Y_B - Y_A) + M_D = 0.$$

Енді 2-звеноның тепе-тендігін қарастырамыз, ол бұлғақ. Бұлғаққа F_2 -салмағы мен күші және реакция күштері \vec{R}_{12} \vec{R}_{32} , бұлғақ нүктесінде Р көлденен бағытталған күш \vec{G}_T әсер етеді.

2-звеноның тепе-тендік тендеуін күрастырамыз:

$$-R_{21}^x + R_{32}^x + G_T = 0$$

$$-F_2 + R_{21}^y + R_{32}^y = 0$$

$$F_2(X_{S2} - X_B) + R_{32}^y(X_C - X_B) + R_{32}^x(Y_C - Y_B) + G_T(Y_P - Y_B) = 0. \quad (54)$$

3-звеноның тепе-тендігін қарастырамыз. 3-ші звеноға S_3 нүктесінде күш реакция күші әсер етеді. 3-звено салмағы, С нүктесінде \vec{R}_{23} реакция күші, D нүктесінде \vec{R}_{03} 3-звено үшін:

$$R_{03}^x - R_{32}^x = 0$$

$$-F_3 + R_{03}^y - R_{32}^y = 0$$

$$F_3(X_{S3} - X_D) + R_{32}^y(X_C - X_D) + R_{32}^x(Y_C - Y_D) = 0. \quad (55)$$

Қарастырылған тепе-тендік тендеулерінен біз топсалардың реакциясының белгісіз мәндерін анықтаймыз $R_{21}^x, R_{21}^y, R_{32}^x, R_{32}^y, R_{03}^x, R_{03}^y$. Тепе-тендік күшінің мәнін анықтау үшін А нүктесне қатысты моменттер тендеуін жасаймыз:

$$P_{yp*} AB - Y_{S1} \cdot F_1 + X_B \cdot R_{01}^y - Y_B \cdot R_{01}^x = 0 \quad (56),$$

$$P_{yp} = \frac{Y_{S1} \cdot F_1 - X_B \cdot R_{01}^y + Y_B \cdot R_{01}^x}{AB} \quad (57)$$

Тендеулер жүйесін шешкен кезде сандық әдістерді қолданамыз және топса мен тіректердің реакцияларының мәндерін аламыз \overrightarrow{M}_D :

$$M_{yp} = (Y_{S1} \cdot F_1 - X_B \cdot R_{01}^y + Y_B \cdot R_{01}^x) AB \quad (58)$$

Әрі қарай мүмкін болатын орын ауыстыру принципі бойынша нағижендердің дұрыстығы үшін тендеуді келесідей жазамыз:

$$\bar{F}_1 \bar{V}_{S1} + \bar{F}_{21} \bar{V}_{S2} + \bar{F}_{32} \bar{V}_{S3} + \bar{G}_T \bar{V}_P + M_i \omega_i = 0 \quad (59)$$

Мұндағы, \bar{V}_i - ауырлық күштеріне сәйкес келетін жылдамдық нүктесі; $\omega_{0,i}$ иіндінің бұрыштық жылдамдығы; индексі AB

M - иінді біліктің айналу моменті.

Иінді біліктегі айналу моментін анықтау үшін:

$$M_i = -\frac{1}{\omega_i} (\bar{F}_1 \bar{V}_{S1} + \bar{F}_{21} \bar{V}_{S2} + \bar{F}_{32} \bar{V}_{S3} + \bar{G}_T \bar{V}_P) \quad (60)$$

Онда:

$$M_{yp} = M_i \quad (61)$$

Түзу сызықты бағыттауши үүрлендіргіш механизмдердің негізінде
шалғалық сорғы қондырғыларының сымдарының тәжірибелік-өнеркәсіптік
шарттардағындау.

Динамикалық анализ нәтижелері 16-18 – суреттерде және 3-6 –
табелерде көрсетілген.

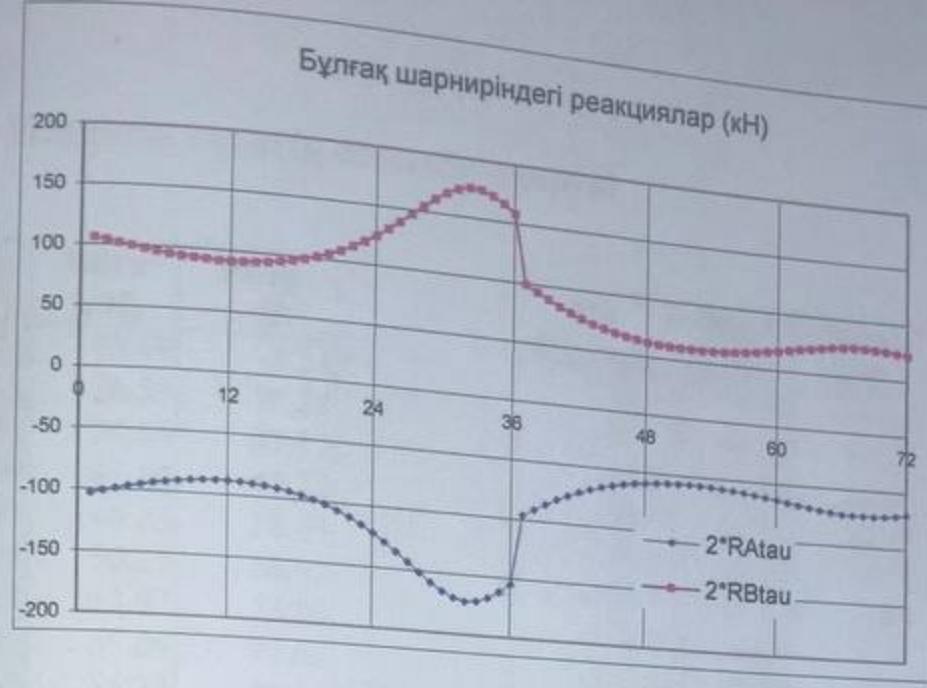


16-сурет – Айналу моментінің өзгерісі(кНм)

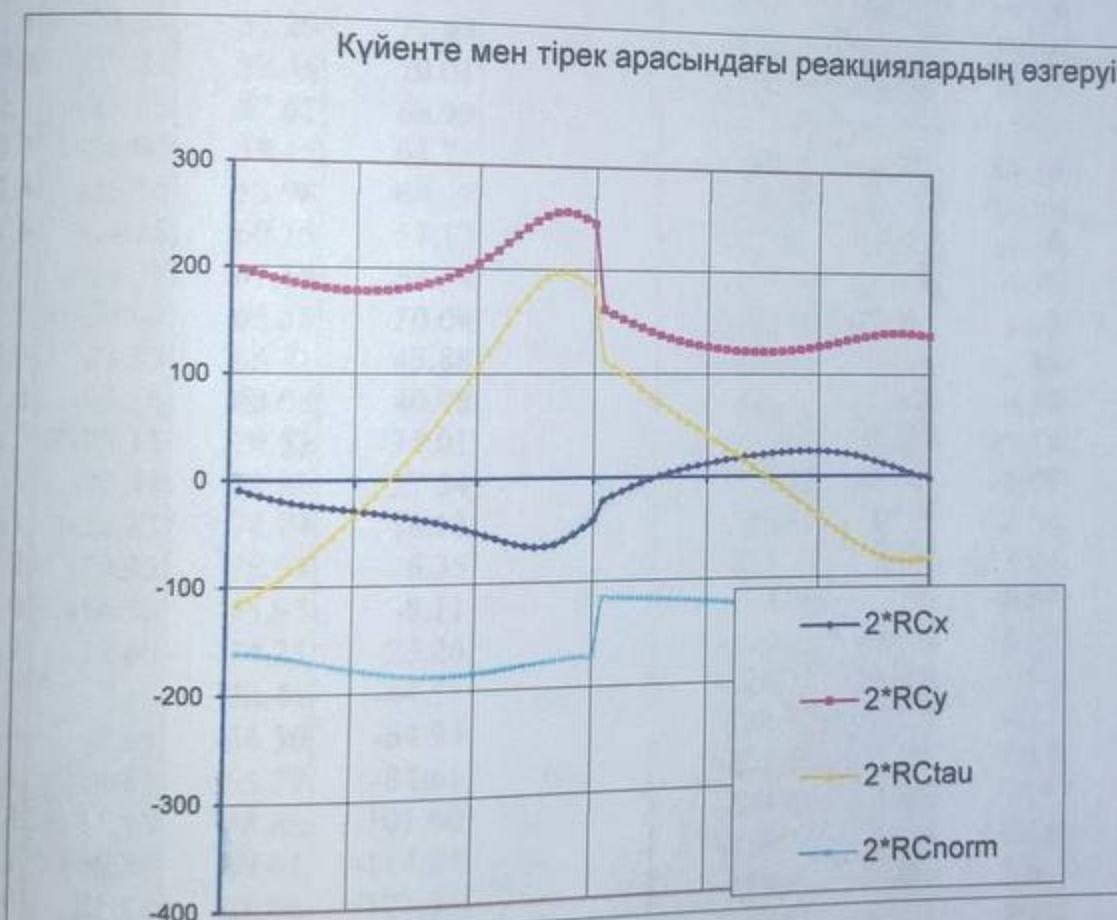
1 – $n=6,8$ айн/мин, $r=1,195$ м.

3 – $n=6,8$ айн/мин, $r=0,570$ м.

$$P_B = 80 \text{ кН}, P_H = 53 \text{ кН}$$



17 сурет – Бұлғақ бойындағы тангенсаль реакциялардың графигі: $n=6,8$ айн/мин; $r=1,195$ м; $P_B=80$ кН; $P_H = 53$ кН



18 сурет – С шарниріндегі реакция күштерінің графиктері
Мұндағы: $n=6,8$ айн/мин; $r=1,195$ м; $P_B=40$ кН; $P_H = 20$ кН

3 кесте – Иіндінің күштік есептеу шешімі

OA бұрышы	M _{кр} (кНм)	R01x (кН)	R01y (кН)
94.8	-7.72	17.09	-3.24
90.0	-14.31	26.55	16.28
85.1	-19.84	34.55	33.17
80.3	-24.29	41.10	47.22
75.4	-27.67	46.28	58.43
70.6	-30.08	50.21	66.97
65.7	-31.63	53.07	73.06
60.9	-32.45	55.04	77.02
56.0	-32.65	56.28	79.16
51.2	-32.39	56.98	79.79
46.4	-31.77	57.29	79.23
41.5	-30.91	57.36	77.74
36.7	-29.91	57.32	75.57
31.8	-28.85	57.29	72.94
27.0	-27.81	57.36	70.01
22.1	-26.85	57.62	66.90
17.3	-26.00	58.15	63.71
12.4	-25.30	58.98	60.47
7.6	-24.75	60.15	57.17
2.7	-24.35	61.68	53.74
-2.1	-24.06	63.55	50.04
-7.0	-23.83	65.71	45.88
-11.8	-23.56	68.08	40.98
-16.7	-23.15	70.53	35.01
-21.5	-22.44	72.86	27.54
-26.3	-21.23	74.79	18.13
-31.2	-19.32	75.97	6.35
-36.0	-16.50	75.95	-8.11
-40.9	-12.60	74.25	-25.26
-45.7	-7.59	70.44	-44.58
-50.6	-1.64	64.30	-64.94
-55.4	4.81	65.79	-84.61
-60.3	11.18	68.82	-101.60
-65.1	16.80	69.61	-114.24
-70.0	21.17	68.06	-121.56
-74.8	24.03	64.39	-123.47

OA бұрышы	M _{кр} (кНм)	R01x (кН)	R01y (кН)
-80.0	22.17	43.94	-62.50
-85.1	19.24	36.58	-50.24
-90.2	15.45	28.65	-35.81
-95.4	11.01	20.44	-20.00
-100.5	6.17	12.18	-3.47
-105.7	1.11	4.04	13.23
-110.8	-4.00	4.35	29.64
-116.0	-9.00	7.07	45.38
-121.1	-13.77	9.78	60.12
-126.3	-18.17	12.33	73.58
-131.4	-22.12	14.58	85.52
-136.6	-25.52	16.42	95.73
-141.7	-28.29	17.74	104.00
-146.8	-30.36	18.46	110.18
-152.0	-31.68	18.50	114.11
-157.1	-32.20	17.81	115.69
-162.3	-31.89	16.36	114.83
-167.4	-30.74	14.15	111.49
-172.6	-28.75	11.19	105.71
-177.7	-25.96	7.53	97.55
-182.9	-22.44	3.28	87.20
-188.0	-18.30	-1.43	74.93
-193.1	-13.68	-6.39	61.16
-198.3	-8.80	-11.34	46.44
-203.4	-3.90	-15.98	31.48
-208.6	0.70	-18.52	17.12
-213.7	4.70	-13.29	4.28
-218.9	7.77	-8.57	-6.12
-224.0	9.67	-4.62	-13.26
-229.2	10.25	-1.64	-16.62
-234.3	9.50	0.27	-16.07
-239.5	7.57	1.17	-11.90
-244.6	4.76	1.21	-4.85
-249.7	1.45	0.65	4.09
-254.9	-1.96	3.81	13.79
-260.0	-5.11	9.41	23.23

Жесте – Бұлғактың астынғы басындағы А топсасының реакции

OA бұрышы	RA _t (вдоль AB)	RAX (абсолют)	RAY (абсолют)
74.8	-102.8	8.8	-102.4
80.0	-100.7	12.0	-100.0
95.1	-98.6	14.7	-97.5
30.3	-96.6	17.1	-95.1
5.4	-94.7	19.2	-92.7
90.6	-93	21.1	-90.6
45.7	-91.5	22.7	-88.6
10.9	-90.3	24.2	-87.0
76.0	-89.3	25.6	-85.6
71.2	-88.6	26.8	-84.5
96.4	-88.3	28.1	-83.7
21.5	-88.2	29.3	-83.2
66.7	-88.5	30.5	-83.1
31.8	-89.2	31.8	-83.3
47.0	-90.2	33.1	-83.9
12.1	-91.6	34.5	-84.8
77.3	-93.4	36.0	-86.2
12.4	-95.7	37.7	-88.0
4.6	-98.5	39.5	-90.3
9.7	-101.8	41.5	-93.0
-4.1	-105.8	43.6	-96.4
-5.0	-110.3	46.0	-100.3
-16.8	-115.6	48.6	-104.9
-17.7	-121.6	51.3	-110.2
-27.5	-128.2	54.3	-116.2
-26.3	-135.5	57.3	-122.8
-31.8	-143.2	60.2	-130.0
-36.3	-151.1	62.9	-137.4
-40.7	-158.6	64.9	-144.7
-41.7	-165.1	65.9	-151.3
-59.6	-169.7	65.5	-156.5
-57.4	-171.8	63.5	-159.6
-68.3	-171.1	59.7	-160.3
-64.1	-167.6	54.4	-158.5
-71.0	-161.9	48.0	-154.6
-79.8	-154.8	41.1	-149.2

OA бұрышы	RA _t (вдоль AB)	RAX (абсолют)	RAY (абсолют)
-80.0	-95.8	22.1	-93.2
-85.1	-90.3	17.4	-88.6
-90.2	-85	12.9	-84.0
-95.4	-80.2	8.8	-79.7
-100.5	-75.9	5.0	-75.7
-105.7	-72.1	1.7	-72.1
-110.8	-68.8	-1.4	-68.8
-116.0	-66	-4.1	-65.9
-121.1	-63.7	-6.6	-63.3
-126.3	-61.7	-8.9	-61.1
-131.4	-60.1	-11.0	-59.1
-136.6	-58.9	-12.9	-57.5
-141.7	-58	-14.7	-56.1
-146.8	-57.3	-16.4	-54.9
-152.0	-57	-17.9	-54.1
-157.1	-56.9	-19.3	-53.5
-162.3	-57	-20.5	-53.2
-167.4	-57.4	-21.7	-53.1
-172.6	-57.9	-22.7	-53.3
-177.7	-58.7	-23.5	-53.8
-182.9	-59.7	-24.2	-54.6
-188.0	-60.9	-24.6	-55.7
-193.1	-62.2	-24.8	-57.1
-198.3	-63.7	-24.7	-58.7
-203.4	-65.2	-24.2	-60.6
-208.6	-66.8	-23.3	-62.6
-213.7	-68.3	-21.9	-64.7
-218.9	-69.7	-20.1	-66.8
-224.0	-70.9	-17.8	-68.7
-229.2	-71.9	-15.1	-70.2
-234.3	-72.4	-12.1	-71.4
-239.5	-72.5	-8.9	-72.0
-244.6	-72.3	-5.6	-72.1
-249.7	-71.6	-2.4	-71.6
-254.9	-70.6	0.6	-70.6
-260.0	-69.3	3.4	-69.2

5 кесте – В траверса топсадағы реакция

OA бұрышы	Тенгергіш осынде		Абсолютті коор. жүйесінде	
	RB _t	RB _n	RBx	RBy
94.8	58.5	89.1	8.7	-106.2
90.0	54.2	89.3	11.9	-103.8
85.1	49.7	89.5	14.6	-101.3
80.3	44.8	89.8	17.1	-98.9
75.4	39.8	90.0	19.2	-96.6
70.6	34.7	90.3	21.1	-94.4
65.7	29.6	90.5	22.7	-92.5
60.9	24.3	90.8	24.2	-90.8
56.0	19.0	91.1	25.6	-89.5
51.2	13.6	91.4	26.9	-88.4
46.4	8.2	91.7	28.2	-87.6
41.5	2.7	92.0	29.4	-87.2
36.7	-2.9	92.2	30.7	-87.0
31.8	-8.6	92.5	32.0	-87.3
27.0	-14.5	92.8	33.3	-87.9
22.1	-20.5	93.1	34.7	-88.8
17.3	-26.8	93.5	36.2	-90.2
12.4	-33.4	93.8	37.9	-92.0
7.6	-40.2	94.1	39.7	-94.3
2.7	-47.4	94.4	41.7	-97.1
-2.1	-55.0	94.8	43.8	-100.5
-7.0	-63.1	95.2	46.2	-104.5
-11.8	-71.7	95.6	48.8	-109.1
-16.7	-80.7	96.0	51.5	-114.4
-21.5	-90.3	96.4	54.4	-120.4
-26.3	-100.2	96.9	57.4	-127.0
-31.2	-110.4	97.4	60.3	-134.2
-36.0	-120.3	97.8	63.0	-141.7
-40.9	-129.6	98.2	65.0	-149.0
-45.7	-137.4	98.5	65.9	-155.7
-50.6	-142.9	98.7	65.5	-160.9
-55.4	-145.5	98.8	63.5	-164.0
-60.3	-144.7	98.7	59.7	-164.7
-65.1	-140.6	98.5	54.4	-162.9
-70.0	-133.9	98.1	48.0	-159.0
-74.8	-125.4	97.7	41.0	-153.6

OA бұрышы	Тенгергіш осынде		Абсолютті коор. жүйесінде	
	RB _t	RB _n	RBx	RBy
-80.0	-76.3	64.6	22.1	-97.5
-85.1	-69.2	64.3	17.3	-92.9
-90.2	-62.3	63.9	12.8	-88.3
-95.4	-55.5	63.6	8.7	-84.0
-100.5	-49.2	63.3	5.0	-80.0
-105.7	-43.1	63.0	1.6	-76.3
-110.8	-37.5	62.7	-1.4	-73.1
-116.0	-32.2	62.5	-4.2	-70.1
-121.1	-27.2	62.2	-6.7	-67.6
-126.3	-22.5	62.0	-9.0	-65.3
-131.4	-17.9	61.8	-11.1	-63.4
-136.6	-13.6	61.6	-13.0	-61.7
-141.7	-9.4	61.4	-14.8	-60.3
-146.8	-5.4	61.2	-16.5	-59.2
-152.0	-1.5	61.0	-18.0	-58.3
-157.1	2.4	60.8	-19.4	-57.7
-162.3	6.2	60.6	-20.6	-57.4
-167.4	10.0	60.5	-21.8	-57.3
-172.6	13.7	60.3	-22.8	-57.5
-177.7	17.4	60.1	-23.6	-58.0
-182.9	21.0	60.0	-24.3	-58.8
-188.0	24.7	59.8	-24.7	-59.8
-193.1	28.2	59.7	-24.9	-61.2
-198.3	31.7	59.6	-24.7	-62.8
-203.4	35.0	59.5	-24.2	-64.6
-208.6	38.1	59.4	-23.3	-66.6
-213.7	41.0	59.3	-21.9	-68.7
-218.9	43.5	59.3	-20.1	-70.7
-224.0	45.5	59.3	-17.8	-72.6
-229.2	47.0	59.3	-15.2	-74.1
-234.3	47.8	59.3	-12.2	-75.2
-239.5	48.0	59.4	-9.0	-75.8
-244.6	47.4	59.4	-5.8	-75.8
-249.7	46.3	59.5	-2.6	-75.3
-254.9	44.5	59.6	0.5	-74.4
-260.0	42.1	59.7	3.3	-73.0

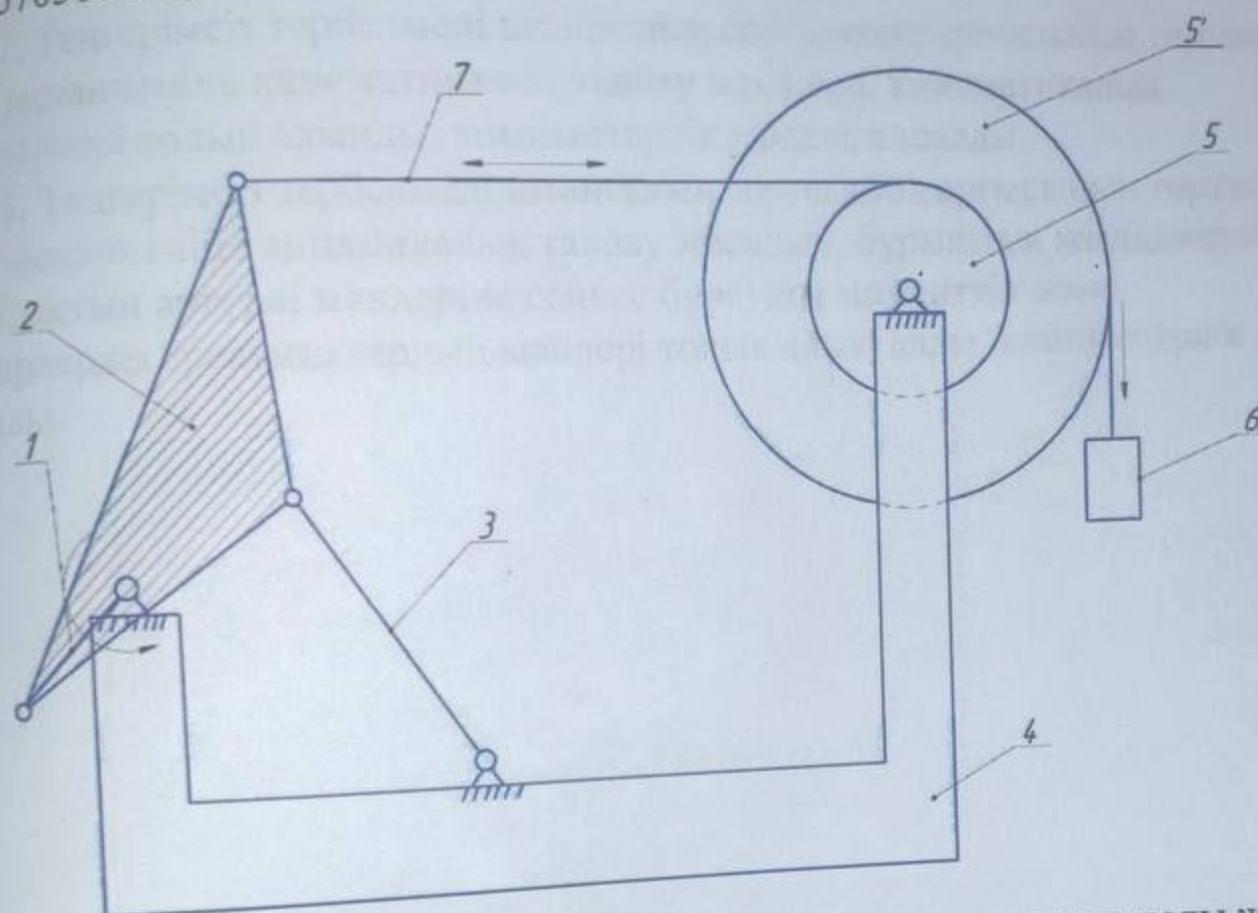
6 кесте – С топасындағы реакция

OA бұрышы	Тенгергіш осынде		Абсолютті коор. жүйесінде	
	RC _t	RC _n	RCx	RCy
94.8	-114.8	-161.3	-8.8	197.8
90.0	-110.3	-161.7	-11.9	195.4
85.1	-105.0	-162.4	-14.7	192.9
80.3	-99.0	-163.5	-17.1	190.4
75.4	-92.5	-164.9	-19.2	188.1
70.6	-85.4	-166.5	-21.1	185.9
65.7	-77.9	-168.2	-22.7	184.0
60.9	-70.0	-170.1	-24.2	182.3
56.0	-61.7	-172.0	-25.6	180.9
51.2	-53.0	-173.9	-26.9	179.8
46.4	-43.9	-175.8	-28.1	179.0
41.5	-34.6	-177.6	-29.4	178.6
36.7	-24.9	-179.3	-30.6	178.4
31.8	-14.8	-180.9	-31.9	178.7
27.0	-4.4	-182.2	-33.2	179.2
22.1	6.3	-183.4	-34.6	180.2
17.3	17.4	-184.3	-36.2	181.6
12.4	28.8	-185.0	-37.8	183.4
7.6	40.6	-185.4	-39.6	185.7
2.7	52.8	-185.6	-41.6	188.4
-2.1	65.4	-185.5	-43.8	191.8
-7.0	78.4	-185.2	-46.1	195.7
-11.8	91.8	-184.6	-48.7	200.4
-16.7	105.6	-183.8	-51.5	205.7
-21.5	119.6	-182.9	-54.4	211.6
-26.3	133.9	-181.7	-57.4	218.3
-31.2	148.0	-180.5	-60.4	225.5
-36.0	161.7	-179.1	-63.0	232.9
-40.9	174.3	-177.7	-65.0	240.3
-45.7	185.0	-176.3	-66.1	246.9
-50.6	193.0	-175.0	-65.7	252.1
-55.4	197.5	-173.8	-63.6	255.2
-60.3	198.1	-172.7	-59.8	255.9
-65.1	195.1	-171.7	-54.5	254.1
-70.0	188.9	-171.0	-48.1	250.2
-74.8	180.5	-170.4	-41.2	244.9

OA бұрышы	Тенгергіш осынде		Абсолютті коор. жүйесінде	
	RC _t	RC _n	RCx	RCy
-80.0	-114.8	-161.3	-22.2	162.3
-85.1	-110.3	-161.7	-17.4	157.7
-90.2	-105.0	-162.4	-12.9	153.2
-95.4	-99.0	-163.5	-8.8	148.8
-100.5	-92.5	-164.9	-5.0	144.8
-105.7	-85.4	-166.5	-1.7	141.2
-110.8	-77.9	-168.2	1.4	137.9
-116.0	-70.0	-170.1	4.2	135.0
-121.1	-61.7	-172.0	6.7	132.4
-126.3	-53.0	-173.9	9.0	130.1
-131.4	-43.9	-175.8	11.1	128.2
-136.6	-34.6	-177.6	13.0	126.5
-141.7	-24.9	-179.3	14.8	125.1
-146.8	-14.8	-180.9	16.4	124.0
-152.0	-4.4	-182.2	18.0	123.1
-157.1	6.3	-183.4	19.4	122.5
-162.3	17.4	-184.3	20.6	122.2
-167.4	28.8	-185.0	21.8	122.1
-172.6	40.6	-185.4	22.8	122.3
-177.7	52.8	-185.6	23.6	122.8
-182.9	65.4	-185.5	24.3	123.5
-188.0	78.4	-185.2	24.7	124.6
-193.1	91.8	-184.6	24.9	126.0
-198.3	105.6	-183.8	24.8	127.6
-203.4	119.6	-182.9	24.3	129.4
-208.6	133.9	-181.7	23.4	131.5
-213.7	148.0	-180.5	22.0	133.6
-218.9	161.7	-179.1	20.2	135.6
-224.0	174.3	-177.7	17.9	137.5
-229.2	185.0	-176.3	15.2	139.1
-234.3	193.0	-175.0	12.2	140.2
-239.5	197.5	-173.8	9.0	140.9
-244.6	198.1	-172.7	5.8	140.9
-249.7	195.1	-171.7	2.5	140.4
-254.9	188.9	-171.0	-0.5	139.5
-260.0	180.5	-170.4	-3.3	138.1

3. Жаңа конструкциядағы ШСҚ өлшемдер қатары

Жаңа конструкциялы ТҚ өлшемдер қатары алынған: $r_{AB}=0.28228$ мм,
 $BC=0.62528$ мм, $CD=0.59513$ мм, $XD_{new}=-0.62913$ мм, $YD_{new}=0.31091$ мм,
 $CP=0.570516$ мм, $BP=1.059791$ мм.



17 сурет – Штангалық сорғы қондырғыларының төртзенолы жетек механизмінің кинематикалық схемасы

ТҚ жетек механизмінде 1-иінді (17 сурет), 2-бұлғак бір жағынан 1-індіге, ал екінші жағынан дінгек, ол үшбұрышты контурға тен. 3 дінгек және иінді 1, 4-ші тірекке бекітілген.

ТҚ жетек механизмі келесідей жұмыс жасайды. Момент редуктордан (диаграммада көрсетілмеген) иінді 1 осында беріледі. Иінді 1-дің 2- бұлғак арқылы айналуы 5 және 5' барабандар арқылы 6-штангалық баған бекітілген 7 иілгіш буынга беріледі. Бұлғак Р нүктесі, тұзусызықты кері қозғалысты орындаитын 7 иілгіш жетек нүктесі болып табылады.

ҚОРЫТЫНДЫ

1. Тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының жетек механизмдерінің үрлері мен қазіргі кездегі зерттеулерге шолу жасалды
2. Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының төртзвенолы жетек механизміне кинематикалық талдау жасалып, кинематикалық параметрлері толық алынды, компьютерлік моделі жасалды.
3. Тенгерімсіз тербелмелі штангалық сорғы қондырғысының төртзвенолы жетек механизміне динамикалық талдау жасалып, бұрыштық жылдамдық пен айналшактың әртүрлі мәндеріне сәйкес бұрауыш моменттің және шарнирлердегі реакциялардың мәндері толық анықталды, компьютерлік моделі жасалды.

ПАЙДАЛАНГАН ӘДЕБИЕТ ТІЗІМІ

1. СП 231.1311500.2015 Обустройство нефтяных и газовых месторождений. Требования пожарной безопасности.
2. Ибраев С.М. Динамический синтез и оптимизация привода рычажных механизмов. – Алматы, 2014. – С.303
- 3.Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров. А.А., Каштанов В.С., Пекин «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002 – 824 с.: ил. ISBN 5-7246-0206-7.
4. Штанговые скважинные насосные установки: конструирование и расчет: учебное пособие / А.Л. Попов, А.Н. Вихарев, А.Э. Абанов, М.В. Теселкин; Сев. (Арктич.) федер. ун-т. — Архангельск: САФУ, 2016. -90 с.
5. Быков И.Ю. Быков, В.Ф. Бочкарников, В.И. Ивановский. Техника и технология добычи и подготовки нефти и газа: Учебник для вузов. Том I – М.: 000 «Издательство Энерджи Пресс», 2013. – 456 с.
6. Ивановский В.Н. и др. Оборудование для добычи нефти и газа. Ч.1. – М.: Нефть и газ, 2002. – 768 с.
7. Крец В.Г., Шадрина А.В. Основы нефтегазового дела. Учебное пособие. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 200 с.
8. Соколовская, Вера Павловна. Техническая механика. Детали машин. Курсовое проектирование: пособие / В. П. Соколовская. – Минск :Выш. шк., 2010. – 103 с.
9. Georgeta T. Research concerning the dynamic model of the conventional sucker rod pumping units. Petroleum-Gas University of Ploiesti, 39 Bucuresti Blvd., 100680, Ploiesti, Romania. <http://www.revistadechimie.ro> REV.CHIM.(Bucharest),70, No. 8, 2019. - P. 2818-2821
10. Мищенко, И.Т. Скважинная добыча нефти: Учебное пособие для вузов // Мищенко И.Т. – М: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 816с
- 11 Иманбаева Н.С., Рахматуллина А.Б., Исаметова М.Е., Нұрмғанбетова А.Т. Штангалы піспекті қондырғының (ШПК) түрлендіруші механизмінің, қарсы салмақтың орнын анықтай отырып, тенгерілу режимдерін зерттеу. Вестник КазНИТУ №1, 2017. – С. 328-332
12. Глубинно-насосная добыча нефти с использованием штанговых и электроцентробежных насосов: учеб. пособие / авт.-сост. Г.А. Билалова. – Ростов н/Д.: Феникс, 2020. — 172| с.
13. RU № 2018130381 F 04 B 47/02, 21.05.2019
14. A. Rakhatulina, S. Ibrayev, N. Imanbayeva, A. Ibrayeva, N. Tolebayev. Kinematic and kinetostatic analysis of the six-link straight-line generating converting mechanism of the unbalanced sucker rod pumper drive Eastern-European Journal of Enterprise Technologies 6/7 (108) 2020. - P.6-14

- 15 Юшков, И.Р.Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений : учеб.-метод. пособие / И.Р. Юшков, Г.П. Хижняк, П.Ю. Илюшин. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн.ун-та, 2013. – 177 с.
16. S Ibrayev, N Imanbaeva, A Nurmaganbetova, A Zhauyt. Computerized modeling of kinematics and kineto-statics of sucker-rod pump power units. // 16th International Scientific Conference: Engineering for Rural Development . – 2017. – P.904-907
17. А.Б. Рахматулина, Н.С. Иманбаева Современные задачи моделирования и оптимального проектирования привода штанговых насосных установок: Книга.- Алматы: Дарын, 2022. - 220 с.
18. Tan, Ch., Qu, Y., Yan, X., Bangert, P. Predicting the Dynamometer Card of a Rod Pump //Algorithmica Technologies, 2018. – P.1-8
19. Guo, B., Liu, X., Tan, X. Petroleum Production Engineering // Houston: Gulf Professional Publishing, 2017. – P.780
20. Ziming Feng, Methodology. Funding acquisition, Investigation1 Dynamic coupling modelling and application case analysis of high-slip motors and pumping units // PLoS One. 2020. - P. 1-25
21. Hand A. Cost Cutting's Effect on Oil and Gas Safety // Automation World Journal. – 2018. – P. 52-57.