

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машина жасау институты

(институт атауы)

ӘОЖ 622.274

Қолжазба құқығында

Керімбай Қанағат Серікұлы

(білім алушының аты жөні)

Магистр академиялық дәрежесін алу үшін дайындалған

### МАГИСТРЛІК ДИССЕРТАЦИЯ

Диссертация атауы

Күрделі пайдалану жағдайларында  
ШҰСҚ штанга тізбегінің жұмысының  
сенімділігіне ұңғымалардың қисаюының  
әсер ету ерекшеліктері


Дайындау бағыты

7М07111–Машиналар мен жабдықтардың  
сандық инженериясы

Ғылыми жетекші,

т.ғ.д., профессор

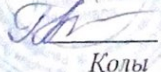
(ғылыми дәрежесі, атауы)

 Столповских И.Н.  
Қолы Аты жөні

Пікір беруші

Техн.ғыл.кандитаты, доцент

(ғылыми дәрежесі, атауы)


 Граф А.Ю.  
Қолы Аты жөні

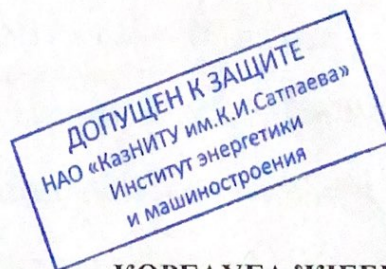
Норма бақылаушы,

Техника және технология

магистрі

(ғылыми дәрежесі, атауы)

 Балгаев Д.Е.  
Қолы Аты жөні

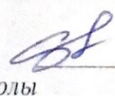


**ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ**

Кафедра меңгерушісі

Т.ғ.к., ассис. проф.

(ғылыми дәрежесі, атауы)

 Бортебаев С.А.  
Қолы Аты жөні

“ 06 ” 06 2022ж.

Алматы 2022 ж.



ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машина жасау институты

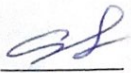
(институт атауы)

Технологиялық машиналар және транспорт кафедрасы

7M07111 – Машиналар мен жабдықтардың сандық инженериясы мамандығы

## БЕКІТЕМІН

ТМЖТ кафедрасының меңгерушісі,  
Техника ғылымдарының  
кандидаты, асс. профессоры

  
“ 14 ” Желтоқсан 2020 ж.  
С.А. Бортөбаев

## Магистрлік диссертация орындауға ТАПСЫРМА

Магистрант: Керімбай Қанағат Серікұлы

Тақырыбы: Күрделі пайдалану жағдайларында ШҰСҚ штанга тізбегінің жұмысының сенімділігіне ұңғымалардың қисаюының әсер ету ерекшеліктері  
Университет ректорының 2020 жылғы "03" қараша №2026-м бұйрығымен бекітілген.

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі 2022 жылғы "26" мамыр

Дипломдық жобада қарастырылатын мәселелер тізімі:

а) Қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның кернеулі-деформацияланған күйіне талдау жасау;

б) Қисық ұңғымалардағы сорап штангаларының топсалы қосылыстарының жұмысына баға беру;

в) Қисық ұңғымалардағы штангалық бағанға жүктемені азайтудың әдістерін әзірлеу;

г) Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысының дизайнымен танысу;

д) Сорап штангаларының топсалы қосылыстарына талдау жасау.

Презентациялық материалдар тізімі:

а) Үйкеліс бұрышы үшін есептеу схемасы;

б) Математикалық модельдеудің блок-схемасы;

в) Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысының 2 өлшемді сұлбасы.

Ұсынылатын негізгі әдебиет: 25 атау



Магистрлік диссертация дайындау  
КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімі	Ескерту
1. Техникалық және патенттік әдебиеттерге шолу	30.09.2021 ж.	
2. Оқпанның қисайған кеңістікте ұңғымаларды пайдалану барысында штангалық бағанадағы үйкеліс күштерін, иілу және айналдыру моменттеріне аналитикалық зерттеу	29.12.21 ж.	
3. Қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның сенімділігін арттыру жолдары	28.02.22 ж.	
4. Қисық ұңғымаларды пайдалану технологиясын жетілдіру	12.05.22 ж.	

Аяқталған магистрлік диссертация бөлімдеріне кеңесшілер мен норма бақылаушының қойған қолтаңбалары

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі(ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
1. Техникалық және патенттік әдебиеттерге шолу	Тех. ғыл. док., профессор Столповских И.Н.	20.11.2020	
2. Оқпанның қисайған кеңістікте ұңғымаларды пайдалану барысында штангалық бағанадағы үйкеліс күштерін, иілу және айналдыру моменттеріне аналитикалық зерттеу	Тех. ғыл. док., профессор Столповских И.Н.	25.01.2022	
3. Қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның сенімділігін арттыру жолдары	Тех. ғыл. док., профессор Столповских И.Н.	01.04.2022	
4. Қисық ұңғымаларды пайдалану технологиясын жетілдіру	Тех. ғыл. док., профессор Столповских И.Н.	19.04.2022	
5. Норма бақылаушы	Магистр тех. ғыл, лектор Балгаев Д.Е	01.06.22	

Ғылыми жетекші

Столповских И.Н.

Тапсырманы орындауға алған білім алушы

Керімбай К.С

Күні

“ 01 ” 06 2022ж.

## АНДАТПА

Аталған жұмыста штангалы ұңғымалы сорапты қондырғы (ШҰСҚ) тізбегінде қисық ұңғымалар аймағындағы штангалық бағанға жүктемені азайтудың әдістері мен техникалық құралдарын әзірлеу тізбектері көрсетілген. Қисық ұңғымалар кеңістігіндегі сорғы штангаларының топсалы қосылыстарының жұмысын бағалау кешендері сипатталады. Сыртқы жүктеменің әсерінен туындайтын қосымша моментке, есепке алынған бастапқы айналу моменттінің, оқпанның формасына тәуелділігін, штангалық колоннадағы жергілікті айналу моменттерін анықтау үшін есептеу формулаларын нақтылау жүргізілді және орталықтандырғыштарды қолданудың тиімділігі көрсетілді. Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысының дизайны ұсынылды.

## АННОТАЦИЯ

В данной работе представлены схемы разработки методов и технических средств снижения нагрузки на штанговую колонну в зоне кривых скважин в цепях штанговых скважинных насосных установок. Описываются комплексы оценки работы шарнирных соединений насосных штанг в пространстве кривых скважин. Проведено уточнение формул для определения дополнительного момента, возникающего под действием внешней нагрузки, зависимости расчетного начального крутящего момента, формы ствола, локальных вращательных моментов в стержневой колонне и показана эффективность применения центраторов. Предложена конструкция штангового насосного агрегата с двухцилиндровым насосом.

## ANNOTATION

This paper presents schemes for the development of methods and technical means of reducing the load on the rod column in the zone of well curves in the chains of rod borehole pumping units. The complexes of evaluation of the operation of articulated joints of pumping rods in the space of well curves are described. The calculation formulas were refined to determine the additional torque arising under the action of an external load, the dependence of the calculated initial torque, the shape of the barrel, and local rotational moments in the core column and the effectiveness of the use of centralizers is shown. The design of a rod pumping unit with a two-cylinder pump is proposed.

## **Терминдер мен анықтамалар**

ШҰСҚ - штангалы ұңғымалы сорапты қондырғы

СКҚ – сорапты компрессорлы құбыр

## МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Техникалық және патенттік әдебиеттерге шолу	9
1.1 Қисайған кеңістіктегі ұңғымалардың штангалар бағанын есептеу және құрастыру бойынша мақалалар мен кітаптарға шолу	9
1.2 Кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы штангалық ұңғымалық сорғыларды пайдалану ерекшеліктері туралы жұмыстарға шолу	13
1.3 Штангалық бағандардың жұмысын жақсарту мақсатында кеңістікте қисайған ұңғымаларды пайдалану техникасы мен технологиясын жетілдіру жолдары	16
2 Оқпанның қисайған кеңістікте ұңғымаларды пайдалану барысында штангалық бағанадағы үйкеліс күштерінің, иілу және айналдыру моменттеріне аналитикалық зерттеу	23
2.1 Ұңғыма оқпанының кеңістіктіктегі жағдайын талдау	23
2.2 Пайдалану процесінде құбырға сорғы штангаларының үйкеліс күштерінің әсер ету заңдылықтары	24
2.3 Қисық ұңғымалардағы сорапты компрессорлық құбырлардың бағанында пайда болатын моментті есептеу	27
2.4 Математикалық модельдеудің блок-схемасы	29
3 Қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның сенімділігін арттыру жолдары	32
3.1 Ұңғымадағы сорап қондырғысының штангалық бағанадағы күш шамасына әсері	32
3.2 Қисық ұңғымалардағы штангалық бағандардың сенімділігін арттыру жолдары	33
4 Қисық ұңғымаларды пайдалану технологиясын жетілдіру	39
4.1 Қисық ұңғыманың профилін оңтайландыру	39
4.2 Қисық ұңғымаларда штангалық сорғы цилиндрінің бойлық иілуінің алдын алу үшін техникалық құралдарды дайындау	43
4.3 Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысын негіздеу және дамыту	47
Қорытынды	50
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	51

## КІРІСПЕ

Таңдалған тақырыптың өзектілігі. Қазіргі таңда еліміздегі қолданыстағы ұңғымалар қорының елу пайыздан астамы штангалық ұңғымалық сорапты қондырғылармен (ШҰСҚ) жабдықталғаны белгілі, бұл осы пайдалану әдісінің қарапайымдылығы мен жоғары сенімділігінің нәтижесінде жүзеге асып отырған процесс. Бұл әдіс әртүрлі тереңдіктерден қажетті көлемдегі сұйықтықты таңдауды реттеуге қатысты ең үнемді және икемді. Сонымен қатар, көптеген кен орындарында қисайған ұңғымалар санының өсу тенденциясы байқалады, бұл штангалық бағанның кернеулі - деформацияланған күйіне теріс әсер етеді. Мысалы, "Өзен" мұнай-газ кен орынында жүргізілген ұңғымалардың 60 % - дан астамы қисық.

Профильдің қисықтығы құбырдағы штангалардың айтарлықтай үйкеліс күштерінің пайда болуына, үйкелетін беттердің қарқынды тозуына, сорғы құбырлары мен жер үсті жабдықтарына жүктемелердің көбеюіне әкеледі. Сонымен қатар, ұңғыманың қисаюы барлық жағдайларда кеңістіктік сипатқа ие, ұңғыманың бағыты зениттік бұрышпен де, азимуттық бұрышпен де өзгереді. Осының салдарынан ШҰСҚ-ның жұмыс қабілеттілігі мен сенімділігі күрт төмендейді, штангалық бағаналарда иілу және айналдыру моменттерінің болуына байланысты өндіруші ұңғымалар бейіндерінің кеңістіктік сипаты сорғы қондырғысының жұмысына елеулі асқынулар енгізеді. Кеңістіктік қисықтығы бар магистральдың жекелеген бөліктерінде жергілікті иілу және бұралу моменттері пайда болады, бұл штангалар бағанының құлауына немесе жалпы кернеудің жоғарылауына байланысты үзілуге әкеліп соғады. Момент, созылу, қысу және иілу жүктемелерінен басқа, сорғы-компрессорлық құбырлардың ішкі қабырғаларында үйкеліс күштері де бар. Бұл күштердің қарқындылығы оқпанның кеңістіктік қисықтық дәрежесіне байланысты. Күрделі пайдалану жағдайларында ШҰСҚ штанга тізбегінің жұмысының сенімділігіне ұңғымалардың қисаюының әсер ету ерекшеліктерінің сипаты толығымен зерттелмеген.

Штангалық қондырғылардың сенімділігін арттыру міндеті бағанға айналу және иілу моменттерінің әсерін азайту мәселесімен тығыз қатынаста, бұл оның сыртқы күштермен жүктелуіне тікелей байланысты.

Жұмыстың мақсаты – кеңістікте орналасқан қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның сенімділігін арттыру және сол бағанға әсер етуші сыртқы жүктемені азайту арқылы қол жеткізіп, техникалық құралдарды әзірлеу болып табылады.

Жұмыстың міндеттері

1) Кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы штангалық бағанының кернеулі-деформацияланған күйі туралы әдеби көздер мен коммерциялық деректерді талдау.

2) Реперлік нүктелердің координаталық параметрлері бойынша қисық аймақтардағы ішкі бағандардың кеңістіктік қисықтығының әдістемесін жасау және есептеу.

3) Сыртқы жүктеменің әсерінен пайда болатын моментке қосымша бұралу моменттерінің оқнанның кеңістіктік формасына бастапқы тәуелділігін ескеруден тұратын штангалық бағандағы жергілікті бұралу моменттерін анықтау үшін есептеу формулаларын нақтылау.

4) Кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы сорғы штангаларының топсалы қосылыстарының жұмысын бағалау.

5) Кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы штангалық бағанға жүктемені азайтудың әдістері мен техникалық құралдарын әзірлеу.

Қойылған міндеттерді шешу әдістері

Міндеттер заманауи компьютерлік технологияны қолдана отырып, отырғызылмаған ұңғыманың нүктелерінің координаталық параметрлері бойынша кеңістіктегі қисық аймақтардағы ішкі бағандардың кеңістіктік қисықтығына логикалық және есептік зерттеулер жүргізу арқылы шешілді.

Жұмыстың практикалық құндылығы

1) Ұңғыманың қисықтық қарқындылығын және штангалық бағанға әсер ететін кернеулерді есептеу алгоритмі.

2) Ішкі бағандардың кеңістіктік қисықтығын есептеудің әдісі және ұңғымалық сорғыны орналастыру аралығын таңдау бойынша ұсыныс.

3) Кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның артикуляциялық қосылыстарының оның сенімділігіне теріс әсері көрсетілген.

4) Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысының дизайны ұсынылады, оны қолдану тек штангалық бағанмен ғана емес, сонымен қатар қондырғының жетек бөлігіне жүктемені азайту ШҰСҚ арқылы мұнай өндірісінің тиімділігін арттыру мәселелерін шешуге мүмкіндік береді.

5) Диаметрінің ұлғаюына байланысты сорғы штангаларының топсалы қосылыстары сорғы - компрессорлық құбырмен жұпта жоғары үйкеліске ие екендігі аналитикалық түрде анықталды, бұл ұңғымалық жабдықтың жұмысына теріс әсер етеді.

6) Штангалық бағандағы айналу моменттері иілу моментіне ұқсас, ұңғыманың кеңістіктік қисықтығына байланысты жергілікті мәндерге ие және сыртқы созылу жүктемелерінің әсерінен күшейтілетіні туралы баяндалды.

Диссертациялық зерттеудің әдістемесі: статистикалық бар ақпараттардың жеткілікті көлемін пайдалана отырып жұмыс атқару.

Штангалар бағанындағы моментті есептеу. Ұңғымадағы ішкі бағандардың орналасуының отырғызылмаған ұңғыманың профиліне қатысты айырмашылығын анықтау жұмыстарын жүргізу.



## 1 Техникалық және патенттік әдебиеттерге шолу

### 1.1 Қисайған кеңістіктегі ұңғымалардың штангалар бағанын есептеу және құрастыру бойынша мақалалар мен кітаптарға шолу

Ұңғымалық штангалық сорғы қондырғылары кеңістікте бұралған ұңғымаларда жұмыс істегенде, олардың сенімділігі мен өнімділігін шектейтін негізгі элементтердің бірі – штангалық бағандар. Штангалық бағандардың сенімділігін арттыру ұңғымалардың қисықтығы немесе кем дегенде штангалық бағанның құрылысында осы факторлардың теріс әсерін азайтуға бағытталған шараларды әзірлеу және енгізу негізінде мүмкін болады.

Кеңістіктікте қисық ұңғымаларды пайдалану нәтижелері ШҰСҚ-ның ең әлсіз буыны сорғы құбырлары екенін көрсетті [1,2,3,4,5]. Теориялық және эксперименттік зерттеулер қолданыстағы жүктемелердің штанганың жұмысына айтарлықтай әсерін анықтап көрсеткен. Сондықтан штангалар бағанының ұзындығы бойымен жүктемелердің таралуының жалпы заңдылығын анықтау және олардың абсолютті мәндерін анықтау үлкен практикалық қызығушылық тудырады.

Қазіргі уақытта штангаларды ілу нүктесінде экстремалды жүктемелерді есептеу үшін көптеген формулалар ұсынылған. Бірақ олардың барлығы практикалық қолдануды таба алмады, өйткені олар өте қиын болып шықты және белгілі жағдайларда ғана қанағаттанарлық нәтиже берді.

"Статикалық режим" үшін сипатталатын коэффициент мәні  $\epsilon < 0,35 + 0,45$ .

А.Н.Адонин [6] бізге төмендегі формуланы ұсынды:

$$P_{max} = P_{ж} + P_{шт} + (P_{ж}k + P'_{шт}) \frac{rn^2}{900} m_1 + 250S_0, \quad (1.1)$$

мұндағы  $\epsilon$  - теңгергіштің тербеліс жиілігінің штангалар бағанының меншікті тербеліс жиілігіне қатынасы болып табылатын және формула бойынша анықталатын өлшемсіз көрсеткіш:

$$\epsilon = \frac{wL}{a}, \quad (1.2)$$

мұндағы  $w$  - иінді айналдырудың бұрыштық жылдамдығы, 1/с;  
 $a$  - 5100 м/с-қа тең болат үшін қабылданатын штангалардағы дыбыс жылдамдығы;

$L$  - штангалар бағанының ұзындығы, м;

$P_{ж}$  - плунжердің үстіндегі сұйықтық бағанының салмағы, Н;

$P_{шт}$  - ауадағы штангалардың салмағы, Н;

$P'_{шт}$  - сұйықтықтағы штангалардың салмағы, Н;

$S$  - жылтыратылған өзектің жүрісінің ұзындығы, м;

$n$  – бір минуттағы тербелістер саны.

"Динамикалық режим" үшін, яғни  $\xi > 0,45$  болған кезде бағанның ілулі нүктесінде максималды жүктемені анықтау формуласы төменде келтірілген

$$P_{max} = P_{ж} + P_{шт} + (P_{ж}k + P'_{шт}) \frac{rn^{2,24-0,33L}}{900} m_1 + 250S_0 \quad (1.3)$$

Одан да дәл формуланы А. С. Вирновский ұсынған:

$$P_{max} = P_{шт} + P_{ж} - P'_{ж} + \frac{1}{3} a \sqrt{\frac{S_0 w^2}{g}} \cdot \frac{D}{d_{шт}} (P_{шт} + 0,3kP_{ж}) \sqrt{a\Psi - \frac{\lambda}{S}} + a^2 \frac{S_0 w^2}{2g} \cdot P_{шт} (1 - \frac{\Psi}{2}) (a_1 - 2 \frac{\lambda}{\Psi S_0}) \quad (1.4)$$

(1.4) формула бойынша есептеулердің нәтижелерін эксперименттерінің нәтижелерімен салыстыру олардың жақсы сандық және сапалық сәйкестігін көрсетті. А.С.Вирновскийдің үлкен еңбегі - ол есептеу нәтижелерін формула бойынша және К.Н.Миллс, Дж.Сп.Слоннеджер және Б.Ф.Леджер, соның арқасында соңғылардың дәл еместігі анықталды. Оклахома-Ситиде толығымен су басқан ұңғымада жүргізілген эксперименттердің нәтижелерін қолдана отырып, А.С.Вирновский оның формуласы Б.Ф.Леджердің формуласына қарағанда дәлірек екенін, тіпті осы жағдай үшін нақты екенін көрсетті, дегенмен Б.Ф.Леджердің формуласындағы тұрақтылар дәл осы тәжірибені қанағаттандыру үшін түзетілді.

Жоғарыда айтылғандардан көрініп тұрғандай, штангалық бағаналардың жұмысы өте мұқият зерттелген, бірақ бұл зерттеулер тік ұңғымаларды пайдаланатын терең сорғы қондырғыларының штангаларына арналған. Сонымен қатар, соңғы жылдары қоры тез өсіп келе жатқан кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы штангалық бағандардың кернеулі-деформацияланған жағдайы толық зерттелмеген, бұл соңғысының құрылысын қиындатады.

Қисық ұңғымалардағы ШҰСҚ жұмысындағы негізгі асқынулар үйкеліс күштерінің күрт өсуіне байланысты. Үйкеліске жұмсалған жұмыс негізінен сыртқы кедергілерді жеңуге бағытталған [7,8,9,10]. Сыртқы кедергілерге мыналар жатады: құбыр штангалары мен плунжердің цилиндрге үйкелісі, сұйықтық бағанының сорғы-компрессорлық құбырларға үйкелісі және өзек бағанының сұйықтыққа үйкелісі. Үйкелістің соңғы екі түрі гидравликалық үйкеліске жатады, плунжер жүрісінің ортасынан алыс емес жерде өзінің жоғарғы шегіне жетеді. Үйкеліс күштерінің жалпы тепе-теңдігінде гидравликалық үйкеліс, әдетте, жоғары тұтқыр сұйықтықты терең сорғымен айдау жағдайларын қоспағанда, аз мөлшерде болады. Құбырлардың қабырғаларына және цилиндрге поршеньдердің үйкелісі сұйық ортада жүреді, бірақ майлау жетілмегендігіне және құбырлар мен штангалар мен штангалардың беттерінің кедір-бұдырлығына байланысты үйкеліс жартылай құрғақ үйкеліс заңына бағынады. Жартылай құрғақ үйкеліс, егер майлау қабаты жеткілікті қалың болмаса немесе ысқылайтын беттер қатты өрескел

болса, майлау қабаттарының ығысу кедергісінен басқа, үйкеліс беттерінің шығыңқы жерлерінің өзара жанасуынан қарсылық күші пайда болады.

Сұйықтықтың құбырға, штангаға және цилиндрге үйкеліс күшінің шамасы тік бұралған ұңғымалар үшін бірдей екені анық. Тік ұңғымалардағы құбырларға ШҰСҚ статикалық жұмыс режимінде үйкеліс аз [7], сондықтан ол әдетте ескерілмейді. Динамикалық режимде құбырдағы штангалардың үйкеліс күштері белгілі бір мәндерге жетеді және оларды ескеру қажет [11,13]. Сонымен қатар, қисық ұңғымаларда, тіпті статикалық жұмыс режимінде де, үйкеліс күштері соншалықты маңызды, сондықтан оларды елемей мүмкін емес [12].

Иілген ұңғымаларды штангалық сорғылармен пайдалану кезінде штангалардың, штангалық муфталардың және сорғы компрессорлық құбырлардың қарқынды тозуы байқалады. Нәтижесінде тік ұңғымалардағы қызмет мерзімімен салыстырғанда штангалардың, муфталардың және әсіресе түтіктердің қызмет ету мерзімі күрт төмендейді. Сонымен қатар, бұралған ұңғымаларда жоғары көтерілу кезінде аспалы нүктеде штангалар бағанына осьтік жүктемелер күрт артады. Төмен жүктеме кезінде, керісінше, бірдей тік ұңғымаларға қарағанда төмен. Нәтижесінде баған штангаларын ілу нүктесінде жүктемелердің экстремалды мәндерін анықтауға арналған формула, жоғарыда айтылғандарды бұралған ұңғымалар үшін пайдалануға болмайды [12, 14].

Қисық ұңғымалар үшін үйкеліс күшін аналитикалық түрде білдірудің алғашқы әрекетін А.С.Вирновский жасады [15]. Ұңғыманың осі R радиус шеңберінің доғасы деп есептей отырып, ол құбырдағы штангалардың үйкеліс күші үшін келесі өрнекті алды:

$$P_{mp} = \frac{1}{2} C_{mp} \cdot \alpha \cdot P_{шт}, \quad (1.5)$$

мұндағы  $C_{mp}$  - құбырдағы штангалардың үйкеліс коэффициенті;

$\alpha$  - радиандағы ұңғыманың қисықтығы (ұңғыма осінің вертикальдан ауытқу бұрышы);

$P_{шт}$  - штангалардың салмағы, Н.

Осы формула бойынша есептеу нәтижелерін бағананың төменгі бөлігіндегі штангалардың сынуы бар ұңғымалар үшін алынған практикалық динамограммалар арқылы анықталған үйкеліс күштерінің мәндерімен салыстыра отырып, автор бұл күштер іс жүзінде бір-біріне сәйкес келеді және шамалы болады деп тұжырымдайды. Алайда, нәтижені, соңғы формуланы және динамограммадағы үйкеліс күшін анықтау әдісін қарастырған кезде, барлық осы жағдайларда құбырдағы штангалардың толық үйкеліс күші анықталмады, бірақ штангалардың нақты салмағына байланысты оның бір бөлігі ғана анықталды. Құбырдағы штангалардың толық үйкеліс күші әлдеқайда көп болатыны анық, өйткені жоғары қарай жүру кезінде штангалардың салмағынан үйкелістен басқа, сұйықтық бағанының салмағынан үйкеліс болады. (1.5) формуласының кемшілігі-бұл ұңғыманың кеңістіктік қисықтығын ескермейді.

Бұл кемшіліктер А. М. Пирвердян формуласында жоқ

$$N = \frac{l}{l_0} P \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + 2\delta_1\delta_2 \cdot \cos\beta} \cdot \left[1 + \frac{gl(\delta_1^2 - \delta_2^2)}{2P(\delta_1^2 + \delta_2^2 + 2\delta_1\delta_2 \cdot \cos\beta)}\right] \quad (1.6)$$

мұндағы N-штанганың құбырмен жанасу нүктесінде әрекет ететін қалыпты күш, Н;

g-штанганың салмағы, Н/м;

P-аралықтың ортасынан төмен орналасқан штангалар салмағының және плунжерге әсер ететін сұйықтық бағанының салмағына тең қарнақтың қаралатын қимасындағы күш, Н;

$l_0$  – штанга ұзындығы, м;

$l$  - қисық оқпан осі бойымен өлшенген аралық ұзындығы, м;

$\beta$  - аралықтың басталуы мен соңындағы азимуттардың айырмашылығы, градус;

$\delta_1 \delta_2$ - аралықтың басында және соңындағы қисықтық, градус.

Табылған мәндерге және N қысым күштеріне сәйкес құбырдағы штангалардың жалпы үйкеліс күші болады:

$$\sum F_{mp} = C_{mp} \sum N \quad (1.7)$$

В.Ф.Троицкий [16] формуланың (1.7) квадрат жақшаларындағы өрнектерін айтарлықтай қателіксіз бірлікке тең қабылдануы мүмкін, соның нәтижесінде формула біршама жеңілдетілді:

$$N = \frac{l}{l_0} P \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 + 2\delta_1\delta_2 \cdot \cos\beta} \quad (1.8)$$

Алайда формуланың жоғарыда аталған кемшіліктері жойылмаған болып шықты. В.Ф.Троицкий жалпы қысым күшін анықтау үшін өзінің формулаларын жасады, бірақ олар да қолданыс таппады, қазіргі уақытта ол қарастырған профильдердің ұңғымаларын салу мүмкін емес.

Жұмыста бірнеше жүз ұңғыманы талдау негізінде N қысым күшін анықтау кезінде азимуттың өзгеруін ескеру қажеттілігі туралы қорытынды жасалған. Үйкеліс күші әсіресе ұңғыманың азимутының өзгеру аралығы қисық аймаққа сәйкес келген кезде үлкен болады. Соңғы жағдайда, әр ілінісу үшін қалыпты күш кеңістіктік қисықтық болмаған кезде қысу күшінен бірнеше есе көп болуы мүмкін.

В.Ф.Троцкий сорылатын сұйықтықтың кинематикалық тұтқырлығы ұңғымалар үшін 0,01; 0,1; 0,3 см<sup>2</sup>/с тең үйкеліс коэффициенті тиісінше 0,25; 0,2; 0,159-ға тең екенін анықтады [16].

Бұл зерттеулер барлық ұңғымалар үшін үйкеліс коэффициентінің белгілі бір мәнін алуға болмайтынын көрсетеді. Жеке ұңғымалар үшін үйкеліс коэффициентінің мәндерін эмпирикалық жолмен анықтау керек, ал оның



көмегімен үйкеліс күші немесе керісінше, үйкеліс күшін біле отырып, үйкеліс коэффициентін табу керек. Бір санаттағы бірнеше ұңғымалардағы коэффициенттің мәндерін тапқаннан кейін, қалған бөлімдерде осы табылған мәнді қолдануға болады. Бірақ тиісті құралдарды қолдана отырып, ұңғыма жағдайында өлшеу арқылы үйкеліс күштерін дәл анықтауға болады.

## **1.2 Кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы штангалық ұңғымалық сорғыларды пайдалану ерекшеліктері туралы жұмыстарға шолу**

Бірқатар жұмыстар ұңғымалық штангалық сорғы қондырғыларының сенімділігін арттыру мәселелерін шешуге арналған. Көптеген жұмыстарда ұңғыма оқпанының қисықтығы өскен сайын жөндеу аралық кезеңнің айтарлықтай төмендеуі көрсетілген. Кеңістіктегі қисық ұңғымаларда сорғы қондырғысының сенімділігі мен өнімділігін шектейтін негізгі элемент ол штангалық баған болып есептеледі. Штангалық бағаналардың сенімділігін арттыру ұңғыманың қисықтығының негізгі факторына теріс әсерін азайтуға бағытталған шараларды әзірлеу және енгізу негізінде мүмкін болады.

Авторлар ұңғыманың кеңістіктік қисықтығын ескере отырып, штангалардың құбырға үйкелісі бағандағы жүктемелердің амплитудалық мәндерін арттырады, осылайша олардың үзілістерінің жиілігін арттырады деген қорытындыға келген. Бағандағы жүктемелердің мәні бұралған ұңғымалардағы құбырларға штангалардың жартылай құрғақ үйкеліс күштерінің қатысуымен айтарлықтай артады. Сондықтан да көптеген сұрақтарға нақты жауап беру үшін зерттеу жұмыстарын жүргізу қажет.

Штангалық қондырғылардың едәуір бөлігі коэффициентті төмен беру арқылы жұмыс істейді [17,18,19]. Беру коэффициенті 0,2-ден төмен және сорғымен сұйықтық берудің уақытша бұзылуы сорғы температурасының күрт жоғарылауына әкеледі. Осы режимде 8 сағат жұмыс істегенде сорғының температурасы бастапқы температурадан 55-60°С көтеріледі. Сорғының жұмысына әсер етуден басқа температураның едәуір жоғарылауы [2] цилиндрдегі плунжердің термиялық кептелуіне әкеледі. Өзен кен орынында орналасқан ұңғымалардағы көрсетілген әсер сорғының жұмыс аймағында бөшкенің кеңістіктік қисықтығынан туындаған қисық күйдегі сорғылардың жұмысымен күшейтіледі. Сорғының берілу коэффициентінің төмендеуімен электр энергиясының нақты ағынының өсуі гиперболалық тәуелділікте жүреді. Беру коэффициенті 1,0-ден 0,6-ға дейін төмендеген кезде электр энергиясының үлестік шығысының өсуі шамалы - 4,0 пен 12,0 аралығында. Осы аралықта жабдықтау коэффициентінің өзгеруі шағын, орта және үлкен диаметрлі сорғылар үшін электр энергиясының нақты шығыны бірдей. Беру коэффициенті 0,5 - тен одан әрі төмендеген кезде электр энергиясының нақты шығыны күрт артады.



1.1 Сурет – Қысық ұңғымаларда мұнай өндіруді қиындататын факторлар

Кеңістіктіктегі қысық ұңғымаларда штангалық сорғымен мұнай өндіруді қиындататын негізгі факторларға мыналар жатады: ұңғымалардың үлкен тереңдігі, түбіндегі мұнай температурасының жоғары мәні және газ факторы, механикалық қоспаларды резервуардан шығарылуы, өнімді суландыру және көпжылдық қатып қалған тау жыныстарының болуы [21].

Жер асты жөндеулері кезінде жер бетінен келуден бөлек қабат жынысының әлсіз цементтелуінен механикалық қоспаларды шығару олардың жинақталуына және сорғылардың жұмыс тораптарының бітелуіне, ұңғымаларды игеру кезіндегі асқынуларға, жер асты жабдықтарының тозуына және істен шығуына әкеледі [22,23].

Көп жағдайда муфталар мен штангалардың үзілуі құмның шөгуіне байланысты цилиндрде плунжердің жиналуынан болады. Өндірістік тәжірибе көрсеткендей, плунжердің кептелуінің басым бөлігі ұңғымалар тоқтаған кезде, тіпті салыстырмалы түрде қысқа болса да, 10-20 минутқа созылады, өйткені құмның тұнбасы сорғы тоқтағаннан кейін бірден басталады.

Шетелдік авторлардың штангалық сорғылары бар ұңғыманың қисықтығы және оның штангалардың апатына әсері туралы зерттеулері қол жетімді әдебиеттерде табылған жоқ. Сонымен қатар, ақпарат көздері қондырғылардың жер асты бөлігінде үйкеліс күштерін азайтудың көптеген құрылымдық шешімдеріне ие [24]. Негізінен, мәселені шешу муфталарсыз штангалардың үздіксіз бағанасын қолдану арқылы азаяды деп болжам жасауға болады.

Қысық ұңғымалардағы сорғыларды пайдалану кезінде штангалардың, штангалық муфталардың және сорғы-компрессорлық құбырлардың қарқынды тозуы байқалады [25]. Осыған байланысты көлбеу ұңғымалардың жөндеу аралық уақыт көрсеткіші айдаудың бірдей режимдерінде тік ұңғымалармен салыстырғанда едәуір аз. Сонымен қатар, штангалық бағанға жүктемелердің артуына байланысты энергия шығындары артады. Қосымша осьтік жүктемелердің едәуір бөлігі штангалар мен сорғы құбырларының ішкі қабырғасы арасында пайда болатын үйкеліс күштері болып табылады.

Авторлар ұңғымалардың терең сорғы қорының техникалық-экономикалық көрсеткіштерін екінші топтағы объектілердің санын азайту арқылы едәуір жақсартуға болады деп мәлімдейді. Алайда, қарапайым

есептеулер көрсеткендей, сорғы суспензиясының бірдей тереңдігімен ұңғыманың көлбеу бұрышының жоғарылауымен тепе-теңдіктің басына жүктеме артады және сәйкесінше техникалық-экономикалық көрсеткіштер нашарлайды. Мүмкін авторлар талдаған топқа кеңістіктік қисықтықты ескерместен баррель профилінің әртүрлі сипаттамалары бар ұңғымалар кірді, ал оңтайлы оқпан профилі бар ұңғымалар  $20^{\circ}$  -  $34^{\circ}$  көлбеу бұрышы бар топқа енгізілді. Нәтижесінде ұңғымалардың осы тобының көрсеткіштері ең жақсы болды. Осыған ұқсас тұжырым жұмыста жасалған [24]. Көлбеу ұңғыманың профилін оңтайландырудың алғашқы әрекеттерінің қатарына зерттеулер жұмысы кіреді, онда ол шығарған формула негізінде құбырларға штангалардың жалпы қысым күші анықталды. Алайда, ұсынылған типтік профильдер оларды өткізудің күрделілігіне байланысты қолданыс таппаған.

Мысалы, [25] көлбеу ұңғыманың оқпан профилі ұсынылады, онда штангалық муфталар мен сорғы құбырларының ішкі қабырғасы арасындағы үйкеліс күштері азайтылады. Алайда, ұңғыманың бүкіл ұзындығы бойымен біркелкі өсіп келе жатқан қисықтықпен бұрғылау процесінде негізсіз үлкен шығындармен байланысты, сондықтан да ол тиімсіз болып табылады.

Осылайша, аталған авторлардың зерттеу нәтижелері көлбеу ұңғыманың оқпан профилінің сипаты штангалық сорғы қондырғыларының сенімділігі көрсеткіштеріне белгілі бір әсер ететіндігін көрсетеді. Сонымен қатар, бұрғылау және одан әрі пайдалану тұрғысынан қолайлы терең сорғы қондырғылары үшін көлбеу ұңғыманың бірыңғай оңтайлы типтік профилі іс жүзінде жоқ болып саналады.

Мұнай өндіру тәжірибесінде, көлбеу бұрғылаудың үдемелі дамуы және жасанды суландыру әдісімен кен орындарын игеру аясында көрсетілген факторлардың жөндеу жұмысына, яғни ұңғыма оқпанының қисықтығына және айдалатын флюидтің жоғары тұтқырлығына бірлескен әсері орын алады. Бұл бағытта отандық және шетелдік тәжірибеде тиісті зерттеулер жеткіліксіз жүргізілген.

Бірқатар жұмыстарда [18] өндіруші ұңғымалардағы сорғы бағандарының үзілуі туралы мәселелер қамтылған. Бұл жұмыстардың жалпы кемшілігі қарастырылған факторлардың шектеулі түрдегі ауқымды қамтуы болып табылады. Кейбір жұмыстарда үзілістердің негізгі себептері сұйықтықтың тұтқырлығының жоғарылауы, басқаларында сору жылдамдығы, ал кейбіреуінде сорғының диаметрі секілді факторлар әсер еткен.

Сонымен қатар, төтенше жағдайдың пайда болуы жұмыс параметрлерінің бүкіл кешенінің әсерінің салдары деп болжауға болады, олардың арасында кейбіреулері басым рөл атқарады, ал басқалары әлсіз және қайталануы мүмкін. Жабдықты дұрыс таңдау үшін төмендегі факторларды басты назарда ұстаған жөн: ұңғыманың қисықтығы, алынған мұнайдың тұтқырлығы және рұқсат етілген мәннен асатын инерциялық жүктемелер. Сондықтан терең сорғы бағандарының үзілу себептерін іздеген кезде кеңістіктегі қисық ұңғымалардағы резервуардағы сұйықтықты сору процесін сипаттайтын параметрлердің толық кешенін қарастыру қажет. Аталған әсер

етуші факторларды ескере отырып жұмыс процесін ары қарай кешенді түрде жалғастыруға болады.

Қазіргі уақытта штангалар бағанындағы жүктемелердің ұңғымалардың кеңістіктік қисықтығына тәуелділігі жеткілікті зерттелмеген және толыққанды мәліметтер саны өте аз болып саналады. Ұңғымалық сорғыларды түсіру және пайдалану жағдайларына қатысты қисықтық шектеулері ғана белгілі, статистикалық әдісті қолдану олардың жұмысының тиімділігін арттыру үшін кеңістіктегі қисық ұңғымаларды пайдалану ерекшеліктерін анықтайды деп қана болжауға болады.

Әр түрлі тереңдіктегі ұңғыманың қисықтығы пайдалану коэффициентіне әр түрлі әсер етеді. Сонымен, 0,45-600 м аралығындағы қисықтықтың  $0,45^\circ$ -дан  $31^\circ$ -қа дейін жоғарылауы сорғы жеткізілімінің төмендеуіне әкеліп соқтырады. 600-1200 м аралықта қисықтықтың  $0^\circ$ -тан  $26^\circ$ -қа дейін артуымен ШҰСҚ өнімділігінің өсуі байқалады. Алайда, 1200-1500 м аралығында қисықтықтың әсерінің әлсірегенін байқауға болады.

### **1.3 Штангалық бағандардың жұмысын жақсарту мақсатында кеңістікте қисайған ұңғымаларды пайдалану техникасы мен технологиясын жетілдіру жолдары**

Қазіргі уақытта ірі мұнай кен орындарының өндіруші ұңғымаларының көпшілігі бір жыл және одан да көп уақыт бойы жөндеусіз жұмыс істейді. Дегенмен де мұнай кен орындарында штангалы ұңғымалы сораптарға жөндеу аралық жұмыстары жиі жасалатын орындары бар. Негізінен, бұл күрделі жағдайларда жұмыс істейтін ұңғымалар, қисықтық жиынтығының жоғары қарқындылығымен, өнімнің едәуір сулануымен кеңістіктік қисық оқпан профилдерінің болуымен сипатталады. Осы факторлардың болуы штангалар мен құбырлардың қарқынды тозуына бірден бір себеп болып табылады. Ұңғыма өнімдерінің физикалық химиялық қасиеттерінің жер асты жабдықтарының тозу қарқынына әсерінің негізгі заңдылықтарын анықтау мақсатында штангалық сорғы қондырғыларының жұмысы туралы ақпарат жиналды және статистикалық талдау жүргізілді (1.2-кесте) [19].

Терең талдаулар Өзен, Тенгиз және Қарашығанақ мұнай кен орындарының мәліметтері бойынша жүргізілді. Ұңғымаларды пайдалануды сипаттайтын негізгі критерий ретінде жұмыс уақытының ұзақтығы таңдалды. Қисықтық пен тозуға бейім аймақтардың орналасуын визуалды бағалау негізінде ұңғымалардың екі тобы бөлінді. Бірінші топқа оқпанның максималды қисаю аймағында тозу аймағы бар он ұңғыма, екінші топқа үлкен тереңдікте орналасқан шамалы қисықтық аумағында тозу аймағы бар 5 ұңғыма кірді. Екінші топтағы ұңғымалар ұңғыманың тігінен ауытқуының кішкене бұрышымен және сорғының үлкен диаметрімен сипатталады. Осы топтың ұңғымаларындағы тозу, бағанның төменгі бөлігінің бойлық иілуінен болады. Бірінші топтағы ұңғымалар келесі параметрлермен сипатталады: ұңғыманың қисықтық радиусымен  $R = 50 - 370$  м (қисықтық жиынтығының



қарқындылығымен - 1,5 - 11,5 град/10 м); сору жылдамдығымен = 0,5 - 0,9 м/с; өнімнің сулануы  $V=10-100\%$ .

Осылайша нақты деректерді талдау ұңғымалардың техникалық және технологиялық параметрлерінің өзгеру аралықтарын және штангалардың, муфталар мен құбырлардың қарқынды тозуына ұшыраған аудандарды анықтауға мүмкіндік беретінін байқаймыз.

Бағандағы жүктемені азайту, тозу мен құбырлардың жылдамдығын азайту көптеген жағдайларда ұңғыманың қатты қисық бөліктерінде жұмыс істейтін штангалық бағанға қосымша орталық муфталарды орнату арқылы қысым жүктемесін азайтуға болатындығы осыған дейінгі зерттеулерден белгілі.

### 1.1 Кесте – Терең сорғы ұңғымаларындағы тозу салдарынан жерасты жабдығының істен шығуы

Мұнай-газ өндіру басқармасы	Істен шығу саны	Тозу нәтижесі			Үздіксіз жұмыс ұзақтығы, тәулік
		Штангалық бағандағы ақаулар	СКҚ-ның үзілуі	Сораппен болған мәселелер	
Өзен	41	39	2	1	108
Тенгиз	24	10	-	-	73
Қарашығанақ	13	6	1	-	142
Жетібай	7	4	-	1	251
Жаңажол	3	1	-	1	67
Кенқияқ	7	6	1	-	392
Қаражанбас	48	32	-	-	211
Құмкөл	2	1	-	-	217
Барлығы	145	39	4	3	1461

"Өзен" мұнай газ кен орындарында әр түрлі қорғаныс құрылғыларына өнеркәсіптік сынақтар жүргізілді [19]. Ұсынылған құрылғыларды жұмыс принципі бойынша үш топқа бөлуге болады:

1) металл емес материалдарды қолдану арқылы сырғу үйкелісінің коэффициентін және тозуын төмендетуге мүмкіндік беретін құрылғылар;

2) жылжымалы үйкелісті жылжымалы үйкеліске ауыстыру арқылы үйкеліс коэффициенті мен тозуын төмендетуге мүмкіндік беретін құрылғылар;

3) жүктемені бірнеше тірек элементтері бойынша бөлу арқылы қысу күштерін азайту арқылы тозу мен үйкелісті азайтуға мүмкіндік беретін құрылғылар.

Сынақ нәтижелерін талдау (кесте 1.2) келесі тұжырымдаманы жасауға мүмкіндік береді. Орталықтандырғыштардың барлық түрлерін орнату сорғылар мен штангалардың тозуын азайтады және қорытындылай келгенде ұңғымалардың аралық жөндеу кезеңін барынша арттырады.

Полиэтилен центраторлары бір немес үш ай жұмыс істейді және деформацияланып, балқып кетеді. Жер асты жөндеу кезінде екі ,көп дегенде үш айдан кейін олар жарамсыз болып қалады. Шарлармен жабдықталған орталықтандырғыштардың сенімділігі басқа түрлерімен салыстырғанда тым төмен болды. Роликті орталықтандырғыштар оң нәтиже берді , бірақ салыстырмалы күрделілік оларды оқпанның шамадан тыс қисықтығы бар ұңғымаларда ғана қолдануға кеңес береді. Үшінші класты орталықтандырғыштар, орталықтандыратын функциясы бар қысқартылған бағандар ең сенімді және практикада көп қолданылатын болып шықты.

Механикалық тозуды азайтудың тиімді әдісі - штангалық муфталардың құбыр қабырғаларымен байланысын болдырмау үшін металл құбырға қарағанда аз тозуға төзімді материалдан жасалған штангалық рельстерді қолдану. Сондай-ақ, штангаларды бұрғыштар муфталар мен бағыттағыштардың біркелкі тозуына байланысты штангалық бағыттағыштар мен муфталардың қызмет ету мерзімін ұзарта алады.

Жаксы майлау әсері муфта мен түтік қабырғасы арасындағы май пленкасымен қамтамасыз етіледі, бұл соңғы тозуды азайтады. Өнімнің жоғары сулануы бар ұңғымаларда тозуды азайту үшін әртүрлі коррозия баялатқыштары қолданылады.

Муфталардың бетіне карбидті бүрку олардың механикалық тозу қарқынын төмендетеді, бірақ жұмыста келтірілген фактілер [20] мұндай муфталардың құбырлардың тозуын едәуір тездететінін көрсететіні байқалады.

Жабдықты пайдаланудағы бұзылулар мен ақаулар ұңғымаларды жүйелі және мұқият зерттеу қажеттілігін тудырды. Ұңғыманың үлкен диаметрі терең құрылғыларды түсіруді қажет ететін зерттеулерді біршама жеңілдетеді, бірақ жүктемені азайту және бұралған ұңғымалардағы штангалардың сенімділігін арттыру тұрғысынан сорғының диаметрін ұлғайту мүлдем мүмкін емес.

Тұтқырлығы жоғары мұнайды терең соратын өндіру тәжірибесінде жер асты жабдықтарындағы гидродинамикалық үйкеліс күштерінің орнын толтыруды немесе ішінара азайтуды қамтамасыз ететін кейбір техникалық шешімдер белгілі.

"Өзен" бірлестігінің кәсіпшіліктерінде тұтқырлығы жоғары эмульсияларды айдау үшін құбыр сыртындағы кеңістік бойынша сұйықтықты көтеру тәсілі қолданылған. Бұл жағдайда сорғы-компрессорлық құбырлардың қуысы қолайлы жағдайларда штангалардың жүруін қамтамасыз ету үшін аз тұтқыр маймен толтырылған. Белгілі бір қасиетіне қарамастан бұл әдіс оның кең қолданылуын тежейтін бірқатар кемшіліктерге ие. Қаптаманы орнату қажеттілігі, корпустың сапасына қойылатын талаптардың жоғарылауы және оны агрессивті ортада жою мүмкіндігі, ұңғыманы зерттеу және оның төменгі бөлігін өндеудің мүмкін еместігі - бұл әдісті кеңінен қолдануға қарсы көрсетілетін сипаттамалары болып табылады.

Осыған ұқсас жағдай гидроауырлатқыштармен жабдықталған сорғыларда да орын алады [21]. Әр түрлі диаметрлі екі қатарлы байланысқан цилиндрлерден тұратын бұл сорғылар тұтқыр ортада гидравликалық ауырлықты жасауға мүмкіндік береді. Плунжер аймағындағы төменгі және

жоғарғы плунжерлердің диаметрлерінің айырмашылығына байланысты қысымның төмендеуі байқалады, сору клапаны ашылады, сұйықтық аймақты толтырады, ал жоғарғы плунжердегі айдау клапаны жабылады, ал құбырлардағы сұйықтықтың салмағы штангалардың бағанына өтіп, олардың созылуына әкеледі. Штангалар жоғары қарай көтерілгенде, жоғарғы плунжерде орналасқан айдау клапаны ашылады және сұйықтық құбырларға енеді.

Бұл әдістің атап айтып кететін басты кемшілігі - жоғарғы плунжердің диаметрінің ұлғаюына байланысты тепе-теңдікке максималды жүктемені арттыру. Сорғының сенімділігі оның құрылымдық күрделілігіне байланысты төмендейді. Кейбір кәсіпшіліктерде эмульсиялардың түзілуін болдырмау немесе олардың тұтқырлығын төмендету мақсатында реагентті құбыр сыртындағы кеңістікке айдау әдісі қолданылады, осының есебінен оң нәтижеге қол жеткізуге болады. Алайда, сорғы реагенті бар сыйымдылық, сондай-ақ оларды қыста жылыту қажеттілігі кіретін шаруашылықтың барлық дерлік ұңғымаларында ұйымдастырудың күрделілігі осы әдістің таралуын шектеп қояды.

Штангалар мен СКҚ арасындағы саңылаудағы сұйықтық қозғалысының пульсациялық сипатынан туындаған сорғы жабдығының жұмысының асқынуын азайту мақсатында сорғының берілу коэффициентін арттыру және штангалық бағанға жүктемені азайту үшін техникалық құралдар әзірленіп енгізілуі керек. Сорғы құбырлары бағанының ұзындығы бойынша белгілі бір аралықтар арқылы пневмокомпенсаторлар орнатылады, олар сорғы құбырларының қуысымен байланысқан тұйық коаксиалды камералар болып табылады. Бұл құрылғылар ілеспе газдың қоймасы болып табылады. Олар қысымның төмендеуін азайтуға және құбырлардағы сұйықтық ағынының жылдамдығын теңестіруге арналған. Әр 100-300 метр сайын сорғы құбырларының бағанына ұқсас құрылғыларды орнатудың ұтымдылығы төменде келтірілген талдаудан туындайды.

Олардың әрекеті келесідей сипатта жүзеге асады. Егер сұйықтық тұтқырлығы төмен болса, онда ұсынылған құрылғылар сұйықтықтың инерция күштерінің сөнуіне байланысты штангаларды жоғары және төмен жылжытудың басында динамикалық жүктемелерді азайтады. Сұйықтық пульсациясының төмендеуі байқалады, ол динамикалық жүктемелердің импульстарын тегістеу немесе тіпті жоғалту арқылы динамограммаларда көрінеді. Бұл әсерді поршеньді сорғылардың ауа қақпағының әрекетімен салыстыруға болады.

Сорғыны іске қосудың бастапқы сәтінде құрылымдық сұйықтық бағанасы бағанның бүкіл ұзындығы бойымен емес, ығысу кернеуінің едәуір мөлшеріне ие болып қалады, бірақ кезекпен-кезек аймақтарға, интерактивті түрде өтеді. Сұйықтық камерасының көлемін ішінара толтырады және ондағы газды қысады. Камерадағы белгілі бір қысымға қол жеткізгеннен кейін екінші бөлім бұл жабдыққа түсетін жүктемелердің азаюына қол жеткізеді және штангалар бағанының соққы жүктемелерінен үзілуіне жол бермейді.

Штангалар жүрісінің ортаңғы бөлігінде, олардың жылдамдығы максималды болған кезде, жоғары тұтқыр сұйықтықта өзек бағанымен дамиды гидродинамикалық қысым да үлкен мәнге жетеді. Бұл қажет емес, өйткені бұл арқан суспензиясының әлсіреуіне әкелуі мүмкін. Бірақ егер біз ұсынған құрылғы орнатылса, онда қысым жоғарылаған сайын сұйықтықтың бір бөлігі камераға кіріп, газды қысады. Егер құбыр қуысындағы сұйықтық мөлшері азайса, онда қысым оның жоғары мәніне жетпейді. Содан кейін, жартылай сығылған газ сұйықтықтың бір бөлігін құбырларға қайтарады, жүйеде қысым артады, бірақ бұл қауіпті емес, өйткені штангаларды төмен түсірудің ортасында жоғары қысым болмайды.

Осылайша, пневмокомпенсаторлар жиілікте де, амплитудада да құбырлардағы сұйықтық қысымының пульсациясын азайтуға мүмкіндік береді, сондықтан штангалар бағанындағы ауыспалы жүктемелерді едәуір төмендетеді және плунжердегі гидродинамикалық жүктемелерді азайту және осылайша сұйықтықтың ағып кетуін азайту арқылы сорғының берілу коэффициентін арттырады, сондай-ақ штангалардың серпімді созылуын қамтамасыз етеді.

Зерттеу барысында сорапты компрессорлық құбырлардың тозуының басым себебі ұңғыма өнімдеріндегі механикалық қоспалардың жоғарылауы екендігі анықталғандықтан, біз тозу процесінің келесі көрінісін аламыз.

СКҚ ішіндегі штангалар бағанының қозғалысы кезінде центратор пышағы мен құбырдың ішкі қабырғасы арасында абразивті рөл атқаратын механикалық қоспалардың бөлшектері түседі. Орталық қырғыштың жотасы дөңгелектенгендіктен, механикалық қоспалардың байланыс аймағына түсу ықтималдығы артады. Сондықтан байланыс аймағына абразивті, яғни механикалық қоспалардың енуіне жол бермеу керек. Осыған байланысты штангалық сорғыны қабылдауды механикалық қоспалардан қорғауға арналған құрылғы әзірленді [19].

Ұсынылған құрылғыны пайдалану сорғыны ұңғымаға түсіру кезінде шайырлы-парафинді шөгінділер мен механикалық қоспалардың түсуінен қорғау арқылы сорғы қондырғысының сенімділігі мен тиімділігін арттырады, сонымен қатар келесі жерасты жөндеу кезінде ұңғымадан соңғысын жинайды және шығарады және оны пайдалану бағанының қабырғасындағы сүзгі саңылауларының жабылуын болдырмайды. Бұған ұңғыманың штангалық сорғысының қабылдауында оның астына орнатылған цилиндрлік сыйымдылығы бар тесілген цилиндр түрінде жасалған және тесілген цилиндрдің соңғы бөліктерінде орнатылған центраторлармен жабдықталған сүзгі орнатылады. Цилиндрлік сыйымдылықтың қуысы гидравликалық түрде оның жоғарғы бөлігінде жасалған тесіктер арқылы құбырмен байланысады. Цилиндрлік контейнердің төменгі ұшында кесілген конус түрінде жасалған қалдықтарды қабылдағышы орнатылған, ал конустың үлкен негізі центраторлардың диаметріне сәйкес келеді, ал кішірек негіз цилиндрлік контейнермен байланысты.

Сорғыны ұңғымаға түсіру кезінде қоқыстарды қабылдағышы пайдалану бағанының ішкі бетін шайыр-парафинді шөгінділерден тазартып, қырғыш



қызметін атқарады. Сүзгі астында орнатылған цилиндрлік ыдыстың жоғарғы бөлігінде жасалған тесіктердің болуы оның ішіндегі шайырлы-парафинді шөгінділердің еркін өтуін қамтамасыз етуге мүмкіндік береді, олар цилиндрлік резервуардың ішкі қуысында орналасқан сұйықтықты ұңғыманың құбыр кеңістігіне шығарады.

Тесілген цилиндрде орнатылған центраторлардың болуы сүзгінің пайдалану бағанасымен тығыз жанасуына мүмкіндік бермейді, сол арқылы перфорациялық саңылаулардың жабылуына жол бермейді, бұл олардың өткізу қабілетін сақтайды.

Ұсынылған қондырғыны пайдалану кезінде оң әсер шайыр-парафинді қоспалар мен механикалық қоспалардың лифтке түсуін болдырмау және сүзгі саңылауларының пайдалану бағанының қабырғасымен жабылуын болдырмау есебінен жасалады.

Сорғыны қабылдау кезінде сүзгіні қолдану құбырлардың абразивті тозуы мәселесін толығымен шешпейді, өйткені сұйықтықтан механикалық қоспаларды толығымен алып тастау мүмкін емес.

Центратордың пышақтарында дөңгелектеу бөлшектердің байланыс аймағына енуін жеңілдетеді. Мұндай центраторларды пайдалану механикалық қоспалардың жоғарылауы жағдайында мүмкін емес екені анық. Үлкен қысым күштерімен бөлшектер центратор пышағының ішіне еніп, механикалық перфоратордағы кескішке ұқсас жұмыс атқарып отырады.

Қисық ұңғымалардағы штангалардың алдын алу үшін бірқатар авторлар топсалы қосылыстардың әртүрлі конструкцияларын ұсынды [14,20]. Сонымен қатар, мақалада В.Н.Барыкин мен А.Г.Газаров өндірістік жағдайында топсалы қосылыстарды қолданудан жөндеу аралық кезенді ұлғайту түрінде оң нәтиже алу туралы болатыны туралы мәлімдейді.

Жұмыста авторлар қисық ұңғымалардың тиімділігін арттыруға келесі ұйымдастырушылық-техникалық шаралар кешені арқылы қол жеткізуге болады деп санайды:

- 1) жабдықтарды есепке алуды жақсарту;
- 2) сорапты орнатудың оңтайлы орындарын анықтау үшін ең апаттық ұңғымалар бойынша қисықтық көрсеткіштерін есептеуді жүргізуді ұйымдастыру;
- 3) неғұрлым берік маркалы болаттан жасалған штангаларды пайдалану және сериялық муфталардың орнына жоғары тиімділікті көрсететін топсалы конструкцияларды қолдану қажет және қисайған ұңғымалар оқпанының аса қауіпті аралықтарын анықтау;
- 4) нормативтік қызмет мерзімін өтеген жабдықты жоспарлы ауыстыру және қалпына келтіру;
- 5) үлкен диаметрлі сорғылары бар кеңістікте қисық ұңғымаларда штангалардың ауырлық түсіретін аймағын қалыптастыру;
- 6) жер асты жөндеу жұмыстары кезінде штангаларды қайта орау практикасын қарқындату және шығарылған жылдары бойынша және мүмкіндігінше дайындаушы зауыттар бойынша құрастыруларды жүргізу шарт;

7) жаңа штангалардың істен шығуын мұқият талдау және оларды сапалы өндіретін зауыттардан талдау нәтижелері негізінде сатып алу.

### **Бөлім бойынша қорытынды**

Қисық ұңғымаларды пайдалану кезінде штангалы ұңғымалы сорапты қондырғының тиімді жұмысын төмендететін себептер:

1) Штангалар мен құбырлар арасында айтарлықтай үйкеліс күштерінің пайда болуы, штангалық муфталардың және ішкі беттің тез тозуына әкеледі, бұл құбырлар мен муфталардың шығынын арттырады және жөндеу аралық кезеңдерді азайтады;

2) Кеңістіктік қисық ұңғымалардағы штангалық қондырғыларды пайдалану байланыстырушы штангалық муфталардың айтарлықтай жүктелуіне және штангалық сорғыны орнатуға жүктеменің жоғарылауымен күшейетін иілу және айналдыру кернеулерінің пайда болуына әкеледі.

Профильдің қисықтығы құбырдағы штангалардың айтарлықтай үйкеліс күштерінің пайда болуына, үйкелетін беттердің қарқынды тозуына, сорғы бағандарыны мен жер үсті жабдықтарына жүктемелердің көбеюіне әкеледі. Сонымен қатар, барлық жағдайларда ұңғыманың қисықтығы, яғни ұңғыманың бағытын өзгерту зенитте де, азимутта да жүреді. Осының салдарынан ШҰСҚ-ның жұмыс қабілеттілігі мен сенімділігі күрт төмендейді, штангалық бағанада иілу және айналдыру моменттерінің болуына байланысты өндіруші ұңғымалар бейіндерінің кеңістіктік сипаты сорғы қондырғысының жұмысына елеулі асқынулар енгізеді. Кеңістіктік қисықтығы бар магистральдың жекелеген бөліктерінде жергілікті иілу және бұралу моменттері пайда болады, бұл штангалар бағанының құлауына немесе жалпы кернеудің жоғарылауына байланысты үзілуге әкеледі. Момент, созылу, қысу және иілу жүктемелерінен басқа, сорғы компрессорлық құбырлардың ішкі қабырғаларына үйкеліс күштері де бар. Бұл күштердің қарқындылығы магистральдың кеңістіктік қисықтық дәрежесіне байланысты. Айналдыру және иілу моменттерінің штангалық бағанның деформацияланған кернеулі күйіне әсер ету сипаты толығымен зерттелмеген.

Штангалық қондырғылардың сенімділігін арттыру міндеті бағанға айналу және иілу моменттерінің әсерін азайту проблемасымен байланысты, бұл оның сыртқы күштермен жүктелуіне тікелей байланысты.

## **2 Оқпанның қисайған кеңістікте ұңғымаларды пайдалану барысында штангалық бағанадағы үйкеліс күштерін, иілу және айналдыру моменттеріне аналитикалық зерттеу**

Мұнай кен орындарындағы қисық ұңғымалар санының өсуі өндіріс техникасы мен технологиясы саласындағы бірқатар мәселелерді шешуді талап етеді, олардың ішінде ең маңыздысы - ұңғыманың қисықтығының жабдықтың жұмысына және сенімділігіне әсерін анықтау.

### **2.1 Ұңғыма оқпанының қисаю жағдайын талдау**

Көптеген ұңғымалар оқпанының бейіні ұңғыманы салу жобасының талаптарымен, бұрғылау техникасының деңгейімен және бұрғылау маманының біліктілігімен айқындалады. Алайда, нәтижесінде алынған ұңғыма профилі ұңғыманы сорғы әдісімен одан әрі пайдалану үшін қолайлы емес [13,15,16,22,23,]. Кейбір жағдайларда зениттік бұрыш бойынша 68° дейін және қисықтық қарқындылығы бойынша 10 м-ге 4,5°-қа дейін жететін ұңғымалар оқпандарының қисықтығы сорғылардың сыналануын және штангалардың үзілуін тудырады. Бұрғылау тәжірибесінде кең таралған (100-ден аз...200 м тереңдік) қисықтық жиынтығы, бұл заманауи бақылау техникасында бұрғылау құралының күйін басқаруға және берілген рұқсат шеңберіне еруге мүмкіндік береді. Алайда, ұңғыманың жоғарғы бөлігіндегі қисықтықтың штангаға жоғары жүктемемен үйлесуі құбырлардың тозуы немесе штангалық муфталардың тозуына байланысты жүктеме қабілетінің толық жоғалуына байланысты сорғы жабдықтарының күрделі апаттарының себебі болып табылады.

Сонымен қатар, ұңғыма профилінің қисық сипаты күнделікті мұнай өндіру көлеміне айтарлықтай әсер етеді. Сорғы ұңғымаларындағы резервуардағы депрессия сорғыны тігінен іліп қою тереңдігімен анықталатыны анық. Кеңістіктегі қисық ұңғымалар үшін сорғының тік және ұңғыманың тереңдігі жүздеген метрді құрайды. Алайда мұнай өндіруші кәсіпорындардың есепке алу-бақылау құжаттамасында сорғыны түсіру тереңдігі бағанының астында ұңғыма оқпаны бойынша тереңдік, яғни көтеру бағанасының ұзындығы тіркеледі. Жедел есептік құжаттама, мысалы, мұнай ұңғымалары қорының технологиялық жұмыс режимі инклинометриялық деректермен бірге жүрмейді, сондықтан сорғылардың тігінен нақты орналасуы белгісіз болып қалады. Бұл дегеніміз, егер құжаттама бойынша сорғының суспензиясының тереңдігі, мысалы, 1200 метр болса, онда шын мәнінде сорғы тігінен 795 -967 м тереңдікте орналасуы мүмкін, бұл жағдайда ұңғымалардан сұйықтықтың жетіспеушілігі 25 -55% дейін жетуі мүмкін [19].

Ұңғыма оқпанының координаттық параметрлері ұңғыманың геофизикалық зерттеулерімен анықталады және қисықтық туралы мәліметтерде келтіріледі. Осы мәліметтерге сәйкес ұңғымалардың профильдерін салу қисықтық жиынтығының аралығында ұңғыманың айқын кеңістіктік формасы болатындығын көрсетті, ал қисықтың фрагменттері

ұңғыманың түбінің ортасынан өтетін осьтің айналасында бұралу арқылы бұрандалы сызық түрінде болады.

Ұңғыма кенжарының ортасынан өтетін тік оське қатысты ұңғыма оқпанының кеңістіктік орналасуын салу арқылы бағанның беріктік қорын есептеу кезінде ең үлкен қисықтық аралықтарын таңдауды жеңілдететін кеңістіктегі жекелеген аймақтардың бағдарлануының көрнекілігіне қол жеткізуге болады. Ұңғыманың көлденең жазықтыққа проекциясы, мысалы, азимуттың ең үлкен өзгеруінің аралықтарын көрсетеді, бұл оның кеңістіктік жағдайында осы аймақтың қисықтығын тексеруге мүмкіндік береді.

Тұрқының қаттылығына, сондай-ақ басқа аралық бағандарға байланысты магистральдың қисықтығы кейбір өзгерістерге ұшырайды. Техникалық мәселелерді шешу кезінде, мысалы ұңғымалық сорғыларды түсіру аралығын таңдау кезінде бағана аймақтарының қисықтық қарқындылығы туралы сенімді мәліметтер болуы керек. Бұл ұңғымаға жұмыс кезінде түсетін әр бағанның, ұңғыманың кеңістіктік қисықтығын білу керек дегенді білдіреді. Мәселе теориялық тұрғыдан қарастырылып отырған ұңғыма аралығындағы кеңістікте орналасқан үш нүктенің координаталық параметрлері әдісін қолдана отырып шешіледі. Біз ұсынған кеңістіктік бұралған ұңғымалардағы аралық бағандардың қисықтығын анықтау әдісі ұңғымадағы бағанның жаңа позициясымен алынған тірек нүктелерінің координаталық параметрлерін қолдануға негізделген.

## **2.2 Пайдалану процесінде құбырға сорғы штангаларының үйкеліс күштерінің әсер ету заңдылықтары**

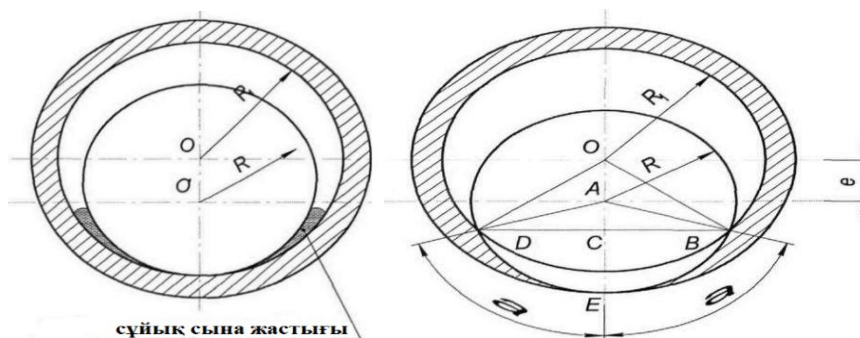
Өзек бағанының диаметрінің үйкеліс коэффициентінің мәніне әсерін қарастыратын болсақонда, бұл ретте екі фактор ескерілетіні анық. Біріншіден, бағананың қисықтығына байланысты муфтаның сорғы компрессорлық құбырға қысылу күшінің артуынан, ал екіншіден штангалардың жалғағыш муфталары кері үдемелі қозғалыс жасайтын пайдалану процесінде тозуына байланысты сорапты компрессорлық құбырдың ішкі бетіндегі ұңғымалар бейіндерінің қисаю аумақтарында науа пішіндес фигуралардың пайда болуы.

Шұңқырдың қисықтық радиусы штанганың немесе муфтаның диаметріне сәйкес өзгереді. Бұл жағдайда үйкеліс режимі сұйықтықтан шекаралық үйкеліске ауысады және үйкеліс коэффициенті артады. Нақты өндірістік пайдалану режиміне сәйкес келетін салыстырмалы жылдамдықтарда құмсыз немесе мұнаймен майлау кезінде үйкелетін беттер шамамен сегіз сағаттан кейін пысықталатыны тәжірибе жүзінде анықталған. Осы кезеңде үйкеліс коэффициенті келесі түсірілімнен кейін ұңғымадағы өзек бағанының ұзақтығына байланысты емес, тек сорылатын сұйықтықтың физикалық химиялық қасиеттеріне байланысты болады.

Өндірістік практикадан ұңғымалар профилінің қисаю аймақтарында сорапты компрессорлық құбырларды пайдалану процесінде қарқынды

тозатыны белгілі. Нәтижесінде құбырдың ішкі бетінде ілініс немесе штангаға бағыттаушы рөл атқаратын ойық пайда болады. Шұңқырдың қисықтық радиусы сәйкесінше штанганың немесе муфтаның көлденең қимасының радиусына сәйкес келеді. Бұл жағдайда шұңқырдың тереңдігі айнымалы мән болып табылады, оның шекті мәні көтеру бағанының қабырғасының қалыңдығы деп санауға болады.

Зубаиров С.Г. [18] үйкеліс күшін есептеуге болатын аналитикалық тәуелділік сұлбасын ұсынған. Муфтаның сорапты компрессорлық құбырмен түйісу аймағында фистуланың пайда болу сәтіне сәйкес келетін есептік схема 2.1-суретте көрсетілген.



а) тозбаған СКҚ

б) тозған СКҚ

## 2.1 Сурет – Үйкеліс бұрышы үшін есептеу схемасы

Есептеулерде байланыс бетіндегі радиалды қысым біркелкі бөлінеді деп қабылданады. Бұл жағдайда үйкеліс күшін есептеу формуласы алынады:

$$F_{mp} = N \cdot f' \cdot C_{mp}, \quad (2.1)$$

мұндағы  $f'$  - құбырға штангалық бағанның келтірілген үйкеліс коэффициенті, оның қатынасы мынаған тең:

$$f' = \frac{\alpha}{\sin \alpha}. \quad (2.2)$$

Бағдарламаны қолдана отырып, азайту коэффициентінің өзек немесе муфтаның диаметріне тәуелділігі формула бойынша анықталды:

$$f' = 0.0003d^2 - 0.0228d + 1.67025, \quad (2.3)$$

мұндағы  $d$ -ішкі бағанның немесе муфтаның диаметрі.

Ұңғыманың иілу орындарында құбырлар мен өзектер арасында пайда болатын  $N$  қалыпты күшін В.Ф.Троицкийдің жеңілдетілген формуласымен анықтауға болады

$$N = \frac{l_0}{l} P \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 - 2\delta_1 \cdot \delta_2 \cos \beta}, \quad (2.4)$$

мұндағы N-аралықтағы сорғы құбырларымен штангалық муфталардың жанасу нүктелерінде әрекет ететін қалыпты күш, Н;

$l_0$ -штанганың ұзындығы, м;

P-өзектердің салмағынан және сұйықтық бағанының салмағынан аралықтың ортасында өзектер бағанына әсер ететін күш, Н;

$\delta_1 \delta_2$ - аралықтың басында және соңында қисықтық, рад;

$\beta$ -аралықтың басталуы мен соңындағы азимуттардың айырмашылығы, рад.

Штангтың механикалық үйкеліс күшін есептеу кезінде Ю.А.Песляктың келесі тәуелділігі қолданылды [25]:

$$F_{mp} = f \sum_{i=1}^k \Delta l_i \sqrt{(P_i \frac{\delta_i}{\Delta l_i})^2 + ((P_{i-1} \frac{\alpha_i}{\Delta l_i} \sin \delta_i)^2}, \quad (2.5)$$

мұндағы  $\Delta l_i - \delta_i$  тік ауытқуының  $i$ -аймағынан ұзындығы, м;

$P_{i-1} - i$  аймағының төменгі қимасына қолданылатын сұйықтық салмағынан, штангалар мен үйкеліс күштерінің салмағынан ағымдағы жиынтық жүктеме, Н;

$\delta_i, \alpha_i$  - ұңғыма оқпанының  $i$  аймағының тігінен және азимут бойынша ауытқу бұрыштары, рад.

Штангалар мен құбырлар арасында қисық ұңғымаларды пайдалану кезінде айтарлықтай үйкеліс күштері пайда болады, бұл штангалық муфталардың және құбырлардың ішкі бетінің тез тозуына әкеліп соқтыратын бірден-бір фактор. Бұл құбылысты есепке алу, әсіресе үлкен үйкеліс орын алатын едәуір ауытқулары бар қисық ұңғымалар үшін өте маңызды болып табылады.

Құбырдағы штангалар мен штангалық муфталардың шекаралық үйкеліс режимі, ұңғыманың қисықтық дәрежесімен және штангаға созылатын жүктемелермен анықталады, құбырлар, штангалар мен муфталар материалының тозуына және штангаларды ілу нүктесінде жүктеме амплитудасының жоғарылауына байланысты сорап жабдықтарының жұмысын төмендетуде маңызды рөл атқарып тұрады.

Қысым жүктемесінің төмендеуіне созылу күшін азайту арқылы, СКҚ-дағы нақты жүктемені өзгерту арқылы қол жеткізуге болады, бұл плунжердің диаметрін азайту, қабылдау қысымын арттыру және төменгі штангалардың салмағын азайту арқылы қол жеткізілетін процесс.



### **2.3 Қисық ұңғымалардағы сорапты компрессорлық құбырлардың бағанында пайда болатын моментті есептеу**

Ұңғымаға түсіру кезінде және сорап қондырғысының жұмысы кезінде штангалар мен құбырлардың бағаналары созылу, иілу кернеулері мен бұралу кернеулерін сынақтан өткізеді. Созылу және иілу кернеулерінің пайда болуы күмән тудырмайды, олар айқын. Моменттерді анықтау өте қиын. Құбыр бағанасында пайда болатын моменттер айтарлықтай, өйткені штангалардың үзілуі мен кеңістіктегі бұралған ұңғымалардағы құбырлардың сырқа атқылауы сирек емес. Сондықтан құбырлар мен штангалардағы моменттің мәнін бағалауды басты назарда ұстау қажет болады. Бұл оларды жою үшін практикалық шаралар қабылдауға мүмкіндік береді.

Жұмыста [22] ұңғымадағы құбыр бағанының бұралуы туралы түсінік енгізілді, ол кез-келген шоғырланған моменттерді қолданбай алынады. Айналдырудың пайда болуына негіздеме берілген; бұралған ұңғымада пайда болатын құбырлар бағанындағы моментке де сипаттама берілді. Бағандағы, бұрғылау құбырларындағы айналу моментнің пайда болу фактісі бұрғылаушыларға бұрыннан белгілі болды, өйткені құбырларды ұңғымаға түсіру кезінде олардың кейбірінде баған ілулі тұрған элеватордың айналуы байқалады. Бұл жағдайда таратылған айналу кедергісі моменті құбыр бағанының айналуына қарсы болады. Ұштарында шоғырланған моменттерді қолданбай бұралу әсері қисық ұңғымада орналасқан құбыр бағанасының беріктігін есептеу кезінде ескерілуі керек.

Ю. А. Песляк [24,25] өздігінен моменттердің пайда болу мүмкіндігін үзілді-кесілді жоққа шығарады. Оның тұжырымының қорытындысы - иілу кезінде бірдей негізгі қаттылыққа ие өзектің бұралуы өзектің ұзындығы бойымен тұрақты мәнге ие, ол оның ұштарына қолданылатын моменттермен анықталады. Сондықтан мұндай бағанның бұралуы өзек осінің бұралуына байланысты емес. Дөңгелек құбырлардың бағанасы иілу кезінде негізгі қаттылыққа ие болғандықтан, оның бұралған ұңғымадағы айналуы тек сыртқы момент арқылы туындауы мүмкін. Айналу бағыты, демек, ұңғыма қабырғасының реактивті таратылған моментінің бағыты сыртқы моменттің бағытымен анықталады, бұл жұмыста әдеттегідей осьтің бұралу белгісімен емес [24]. Ю.А.Песляк жасаған қорытынды біржақты болып саналады. Егер құбыр басында моменттер қолданылмаса дөңгелек құбырлар бағанының бұралуы мүлдем болмайды.

Үйкеліс күштері болмаған кезде бұралудың таралу аралығы бағанның бүкіл ұзындығына таралады. Алайда, бағанды ұңғымаға түсіру кезінде өз салмағы әрекет етеді, ал сорап қондырғысы жұмыс істеген кезде бағанның бұралуына жол бермейтін сұйықтық пен үйкеліс күшінен созылу күші де әрекет етеді. Сондықтан бұралу бұрышының таралуы ұзындықпен шектеледі. Оны ұңғыманың пішінін алу мен созылу күштерінен бағанада пайда болатын моменттерді теңестіру арқылы табуға болады. Бұралу моменті ұңғыманың пішінін алудан және созылу күштерінен бағанада пайда болатын бұралу және бұралу моменттерінің жалпы мәніне тең болады.

2.1 Кесте – Қисықтық жиынтық аймағында пайда болатын сорғы штангаларының бағанындағы айналу моменттері және тангенциалдық кернеулері

L,м	M <sub>кр</sub> , Н·м	C', МПа	L,м	M <sub>i</sub> , Н·м	C', МПа	L,м	M <sub>i</sub> , Н·м	C', МПа
330	1.8	1.2	450	2.2	1.4	560	8.9	5.7
340	-0.7	-0.5	460	7.0	4.4	570	8.0	5.1
350	-1.8	-1.2	470	3.7	2.3	580	3.7	2.4
360	-7.2	-4.6	480	6.7	4.3	590	7.1	4.5
370	0	0	490	2.6	1.7	600	6.2	4.0
380	-3.6	-2.3	500	6.8	4.3	610	1.9	1.2
390	-0.4	-0.3	510	2.7	1.7	620	1.6	1.0
400	-0.1	-0.1	520	6.7	4.2	630	5.3	3.3
410	-0.4	-0.3	530	3.0		640	1.6	1.0
420	-0.4	-0.3	540	6.9	4.4	650	0.8	0.5
430	0.1	0.1	550	8.1	5.1	660	0.4	0.3
440	0.7	0.5						

Айналу моментін қорытындылау үшін біз 2.1 – кестеде мағұлматтарды келтірдік, онда ең жоғары зениттік және азимуттық ауытқуы бар ұңғыманың аралығындағы сорғы штангаларының бағанындағы моменттеріне есептеу жүргізілді.

Осылайша, кеңістіктегі қисық ұңғымаларда сорғы бағандары мен сорапты компрессорлық құбырлардың бағандары моменттерді қабылдайды, ал ең үлкен моменттер ұңғыманың қисықтық аймағында пайда болады. Айта кету керек, штангалар мен құбырлардың бағанасында пайда болатын моменттер қалыпты бұралу кезінде үзілуге тікелей себеп бола алмайды. Алайда, бұл болашақта моменттердің ұзақ циклдік әсері бұрандалы қосылыстардың үзілуін тудырмайды дегенді білдірмейді.

Ұңғымаға түсіру кезінде және сорғы қондырғысының жұмысы кезінде штангалар мен құбырлардың бағаналары созылу, иілу және айналу кернеулерін қабылдайды. Созылу және иілу кернеулерінің пайда болуы күмән тудырмайды, олардың болатыны анық. Құбырлар мен штангалардағы моменттің мәнін бағалау назар аудару қажет. Бұл оларды жою үшін практикалық шаралар қабылдауға мүмкіндік береді.

## 2.4 Математикалық модельдеудің блок-схемасы

Деректерді енгізу $\delta_i, \alpha_i, d, \Delta l, f_{пл}, C_{мп}, S, n, P_{шт}, P_{ж}, K_{арх}, L, l, E$	
1 Қисықтық бұрышын есептеу $\cos\delta_1 \cdot \cos\delta_2 + \sin\delta_1 \cdot \sin\delta_2 \cdot \cos(\Delta\alpha) = R$	
$\beta = \arctg \sqrt{\frac{1 - R^2}{R^2}}$	
$l = \beta \frac{10}{\Delta l} = \left( \frac{1 - R^2}{R^2} \right) \left( \frac{10}{\Delta l} \right)$	
2 Созылу жүктемесінен бағандағы кернеуді есептеу	
$P_{ж} = p_{жg}(L - l)f_{пл}$	
$P_{шт} = \pi \frac{d^2}{4} p_{штg}(L - l)$	
$P_{мп.мех} = C_{мп}\beta(P_{ж} + K_{арх}P_{шт})$	
$P_{max}^{pac} = P_{шт} \left( K_{арх} + \frac{Sn^2}{1440} \right) + P_{ж} + P_{мп.мех}$	$P_{min}^{pac} = P_{шт} \left( K_{арх} - \frac{Sn^2}{1790} \right) - P_{мп.мех}$
$\delta_{max}^{pac} = \frac{p_{max}^{pac}}{a_{шт}}$	$\sigma_{max}^{pac} = \frac{p_{max}^{pac}}{a_{шт}}$
$\sigma_{max}^{эқв} = \sqrt{(\sigma_{max}^{pac} + \sigma_{max}^{изг})^2 + 3\tau_{max}^2}, \quad \sigma_{min}^{эқв} = \sqrt{(\sigma_{min}^{pac} + \sigma_{min}^{изг})^2 + 3\tau_{max}^2}$	
$\sigma_{min}^{pac} = \frac{P_{min}}{f_{шт}} = \frac{P_{min}}{\pi \frac{d^2}{4}}$	
3 Иілу жүктемесінен кернеуді есептеу	
$R_{изг} = l \frac{\pi}{180} \beta$	
$\sigma_{изг} = \frac{E \cdot d}{2R_{изг}}$	
4 Тангенциалды кернеулерді есептеу	
$\sin\varphi_i = \sin(\delta_i)\sin(\delta_{i+1}) \cdot \sin(\alpha_{i+1} - \alpha_i)$	
$M_{закр} = G \cdot J_p \frac{\varphi}{l}, \quad M_i = P_i \frac{d}{2} \sin\varphi_i, \quad \sum M_{кр} = M_{закр} + M_i$	
$W = \pi \frac{d^3}{16}$	
$\tau_i = \frac{M_{кр}}{W}; \quad \tau_{max} = \frac{M_{max}}{W}; \quad \tau_{min} = \frac{M_{min}}{W};$	
5 Баламалы кернеулерді есептеу	
$\sigma_{max} = \sqrt{(\sigma_{max}^{pac} + \sigma_{min}^{pac})^2 + 3\tau_{max}^2} \leq [\sigma_{пр}]$	

Мұндағы:  $\delta_i$ -зениттік ауытқу бұрышы;

$\alpha_i$ -азимуттық бұрыштың ауытқуы;

$\beta$ -қисықтық бұрышы;

$l$ -ұңғыма оқпанының қисаю қарқындылығы;

$d$  - сорғы штангаларының диаметрі;  
 $\Delta l$  - ұнғыма оқпаны бойынша бұрыштарды өлшеу арасындағы қашықтық;  
 $P_{ж}$  - сұйықтық бағанының жүктемесі;  
 $P_{шт}$  - өзек бағанының салмағынан жүктеме;  
 $P_{тр.мех}$  - құбыр туралы баған бағанының үйкеліс күшінен жүктеме;  
 $f_{пл}$  - плунжер қимасы;  
 $C_{тр}$  - құбыр туралы штангалардың үйкеліс коэффициенті;  
 $S$  - жылтыратылған штанганың жүріс ұзындығы;  
 $n$  - плунжердің қос қозғалыстарының саны;  
 $r_{шт}$  - штангалық материалдың тығыздығы;  
 $r_{ж}$  - құбыр ішіндегі сұйықтықтың орташа тығыздығы;  
 $K_{арх}$  - жүзгіштік коэффициенті;  
 $L$  - ұнғымалық сорғыны түсіру тереңдігі;  
 $l_i$  - сағадан қарастырылатын қимаға дейінгі қашықтық;  
 $E$  - болатқа арналған серпімділік модулі;  
 $P_{max}^{рас}$  - қарастырылып отырған қимадағы созылу жүктемесінен максималды жүктеме;  
 $P_{min}^{рас}$  - қарастырылып отырған қимадағы созылу жүктемесінен ең аз жүктеме;  
 $\delta_{max}^{рас}$  - штангалардағы максималды кернеу;  
 $\delta_{min}^{рас}$  - штангалардағы минималды кернеу;  
 $R_{изг}$  - кеңістіктіктегі қисықтық радиусы;  
 $\delta_{изг}$  - штангалардың иілу кернеуі;  
 $\delta_{max}^{изг}$  - максималды иілу кернеуі;  
 $\delta_{min}^{изг}$  - минималды иілу кернеуі;  
 $\sin\varphi_i$  - қарастырылып отырған қимадағы бұралу бұрышының синусы;  
 $M_i$  - осы бөлімде пайда болатын момент;  
 $P_i$  - бұл бөлімдегі созылу жүктемесі;  
 $W$  - штанганың көлденең қимасының қарсылық моменті;  
 $\tau_{max}, \tau_{min}$  - қаралып отырған қимадағы жоғары және төмен өту кезіндегі бұралу кернеулері;  
 $\sigma_{max}, \sigma_{min}$  - созылу және иілу кернеулерінің әсерінен штангалар бағанындағы максималды және минималды кернеулер;  
 $\sigma_{max}^{эқв}$  және  $\sigma_{min}^{эқв}$  - штангалардың қарастырылып отырған қимасындағы максималды және минималды эквивалентті кернеуі;  
 $\sigma_a, \sigma_{пр}$  - штангалардың қаралатын қимасындағы амплитудалық және келтірілген кернеуі;  
 $[\sigma_{прив}]$  - штанга материалының рұқсат етілген кернеуі.

## Бөлім бойынша қорытынды

1) Нүктелердің координаталық параметрлері бойынша кеңістіктегі ұңғыманың қисықтық бұрышын анықтаудың жеңілдетілген әдісі ұсынылған, дәлдігі практикалық есептеулер үшін өте қолайлы. Қисық ұңғымалардағы ішкі бағандардың қисықтығы іс жүзінде өңделмеген ұңғыманың бастапқы қисықтығына қатысты өзгермейді.

2) Ұңғымадағы сорғы орналасуы, зениттік бұрыштың тұрақтылығына қарамастан, аралықтың қисықтығына сәйкес бүгіліп, қисық бөлікке жатады.

3) Сорап штангаларының құбырдағы үйкеліс күштерінің өзгеруі және қисық ұңғымалардағы шекаралық үйкеліс режимі туралы зерттеу жүргізілді, штангалар мен құбырлар арасындағы үйкеліс күшін анықтау әдісі ұсынылып қарастырылды. Өзек бағанының диаметрінің үйкеліс коэффициентінің мәніне әсері қарастырылады. Шұңқырдың қисықтық радиусы штанганың немесе муфтаның диаметріне сәйкес өзгереді. Бұл жағдайда үйкеліс режимі сұйықтықтан шекаралық үйкеліске ауысады және үйкеліс коэффициенті артады.

4) Бағананы түсіру кезінде және сорғы қондырғысының жұмысы кезінде пайда болатын кеңістіктегі бұралған ұңғымалардағы құбырлар мен штангалардың моментін анықтау әдістемесі нақтыланды. Ұңғыма оқпанының жобалық бағыттан сағат тілімен ауытқуы (оң жақ бұранда) жұмыс барысында сорғы штангалары мен сорапты компрессорлық құбырлардың бұрандалы қосылыстарының неғұрлым күшті бұралуына және ұңғымаға түсу кезінде оларды бұрап алуға ықпал ететіні анықталды. Сондықтан мұндай ұңғымалардағы бағанның түсу жылдамдығын шектеу керек. Сонымен қатар, ең үлкен момент штангалық бағандағы максималды жүктемеге байланысты мәнге жетеді.

### **3 Қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның сенімділігін арттыру жолдары**

#### **3.1 Ұңғымадағы сорап қондырғысының штангалық бағанадағы күш шамасына әсері**

Жоғарыда айтылғандай, штангалық бағаналардың жұмысына тік ұңғымалардағы үйкеліс күштерімен салыстырғанда оқпанның кеңістіктік профилі бар ұңғымалардағы басқа мәндерге ие штангалық баған мен сорғы-компрессорлық құбырлар арасындағы үйкеліс күштері айтарлықтай әсер етеді. Сондықтан кеңістіктік қисық ұңғыманың оқпан профилінің оңтайлы түрін іздеу қажет

Осы фактілерді егжей-тегжейлі қарастыру [13,24] тозудың себебі қандай да бір аймақтағы құбырға штангаларды басатын айтарлықтай радиалды күш екенін анықтады. Абразия құбырда да, муфтаның шетінде де бір жақты болып табылады, бұл муфталардың көлденең қимасы бойынша үзілуіне әкеледі, ал құбырлар абразияға аз бейімделген. Бұл факт құбырлардың үлкен беріктігімен түсіндіріледі.

Осыған байланысты ұңғыманың кеңістіктік қисықтығын оның жекелеген аумақтарында, атап айтқанда сораптардың өту және орнату орындарында зерттеу мәселесі туындайды.

Ұңғымалардың сипаттамаларында келтірілген әдеттегі инклинограмма бізді қызықтыратын жергілікті аймақтардағы ұңғыманың қисықтығы туралы нақты және толық ақпарат бермейді. Пайдаланудағы инклинометрлер ұңғыма оқпанының қисықтығын өлшеудің қажетті дәлдігін қамтамасыз етпейді, әсіресе ол азимут бойынша қисайған кезде (азимутты өлшеу дәлдігі  $\pm 4^\circ$ ). Өзекті мәселе, оны шешуде азимут пен вертикаль бойымен оқпанның қисықтық факторының рөлі мен мәнін анықтау қажет болғанда, бұл штангалардың суспензия нүктесіндегі жүктемелерді анықтайды.

Көптеген жұмыстарда ұңғыманың қисықтығы штангалық баған мен сорғы құбырлары арасындағы үйкеліс күштерін арттырады деген қорытынды жасалған. Ал ұңғыманың аузына неғұрлым жақын және қисықтық жиынтығының радиусы аз болса, соғұрлым үйкеліс күші көп болады. Бөшкенің қисықтығы, тіпті бір жазықтықта, штангаларды іліп қою нүктесінде максималды жүктемені арттырады. Егер ұңғымада кеңістіктік қисықтықтың бірнеше бөлімі болса, бұл көбінесе іс жүзінде орын алады, содан кейін штангалардың суспензия нүктесіндегі жүктеме өте үлкен мәндерге жетуі мүмкін.

Штангалық бағандағы күштерді төмендету үшін жоғарыда айтылғандардың негізінде көлбеу ұңғымалар оқпанының бейінінің сипатына мынадай талаптар қоюға болады

- қисықтық жиынтығының аумағы ұңғыманың сағасынан ең жоғары қашықтықта, мүмкіндігінше жұмыс аймағынан төмен орналасуы тиіс;



- қисықтық жиынтығының аймағы жұмыс аймағында орналасқан жағдайда қисықтық радиусының мүмкін болатын максималды шамасына төтеп беру керек.

Мұндай талаптардың орындалуы бұрғылау кезіндегі қосымша шығындармен байланысты екені анық, бірақ бұл жұмыс жабдықтарының жоғары сенімділігін қамтамасыз ететін қисық ұңғыманың профилін алуға мүмкіндік береді.

Жабдықтың жұмысындағы асқынуларды диагностикалаудың негізгі мақсаты - берілген технологиялық режимдер мен пайдалану жағдайларында шығыс параметрлерін, оның ішінде жүктемелерді, нақты өнімділікті, деформацияларды және тағы басқаларын есептеу, сондай-ақ осы параметрлерді олардың рұқсат етілген шамаларымен салыстыру. ШҰСҚ-ға қатысты диагностикалау технологиялық режим кезінде, штангалар металындағы жүктемелерді немесе кернеулерді айқындаған олардың рұқсат етілген мәндерімен салыстыру кезінде берілген бастапқы параметрлер, ұңғыма оқпанының қисықтығы, газ факторы, ортаның тұтқырлығы, мұнайдағы парафин құрамы кезінде жабдыққа экстремалды жүктемелерді есептеуді қамтиды.

### **3.2 Қисық ұңғымалардағы штангалық бағандардың сенімділігін арттыру жолдары**

Қисық ұңғымаларда сорғы қондырғысының сенімділігі мен өнімділігін шектейтін негізгі элемент - штангалық баған. Өзек бағандарының сенімділігін арттыру негізгі фактордың - ұңғыманың қисықтығының теріс әсерін азайтуға бағытталған шараларды әзірлеу және енгізу негізінде мүмкін болады.

Өзен мұнай-газ өндіру басқармасында штангалық бағанның сенімділігі бойынша статистика жүргізілді. Штангалық бағаналардың сенімділігін жеңілдетілген түрде бағалау үшін ШҰСҚ пайдалану практикасында пайдаланылатын, бағаналардың үзілуі мен бұралуы санының қолданыстағы ұңғымалар қорына қатынасымен анықталатын істен шығу коэффициенті қабылданды. Әр жылдардағы сәтсіздік коэффициентінің мәндерінің таралуын бағалайтын аралықтардың теңдігі қазіргі факторлардың тұрақтылығы туралы айтуға мүмкіндік береді.

Кеңістіктегі қисық ұңғымаларда жұмыс істейтін штангалық бағандардың ең көп таралған профилі үш бөлімнен тұрады. Олар - тік, қисықтық жиынтықтар аймағы және қисықтықты азайту аймағынан тұрады.

Ұңғымадағы бағаналы бағандардың профилін талдау көрсеткендей, ұңғыманың тік бөлігінің орташа мәні орташа есеппен жиырма метрді құрайды. Бұдан кейін қисықтық жиынтығының аймағы және ол орта есеппен үш жүз жиырма метр тереңдікке дейін жалғасады. Бұл кезде зениттік бұрыш орташа есеппен  $23^\circ$  және азимуттық ауытқу бұрышы  $190^\circ$  құрайды. Содан кейін тоғыз жүз алпыс м тереңдікке дейін орташа зениттік бұрышы  $23^\circ$  және азимуттық

180-200° қисықтыққа дейін төмендейді. Қисықтық жиынтығы мен қисықтықтың төмендеу аймақтарында ауысуы қайталанады.

### 3.1 Кесте – Штангалық бағаналардың істен шығуының бөлінуі

Ай	Жылдар бойынша қолданыстағы ұңғымалар қоры		Жылдар бойынша үзілулер мен бұралулар саны		Жылдар бойынша істен шығу коэффициенті	
	2016	2018	2016	2018	2016	2018
Қаңтар	757	911	13	36	0,02	0,04
Ақпан	816	879	17	39	0,02	0,04
Наурыз	712	867	23	51	0,03	0,06
Сәуір	849	981	21	69	0,03	0,07
Мамыр	746	991	28	40	0,04	0,04
Маусым	821	919	27	42	0,03	0,05
Шілде	726	945	24	33	0,03	0,04
Тамыз	798	986	27	41	0,03	0,04
Қыркүйек	687	909	31	24	0,04	0,03
Қазан	898	937	32	32	0,04	0,03
Қараша	792	903	33	29	0,04	0,03
Желтоқсан	819	955	23	26	0,03	0,03
Қорытынды					0,38	0,45

Аймақтар бойынша штангалардың үзілуін бөлу нәтижелері [14] келтірілген, сол жерден қисықтық жиынтығы аумағында штангалық бағаналардың үзілуінің орташа 80,3% -ы және бұрыштың төмендеу аймағында бағаналардың барлық істен шығуының 19,7%-ы байқалады. Статистикалық мәліметтерге сүйенетін болсақ, сәтсіздіктердің ең көп саны қисықтық жиынтығының аймағына тән.

Сорғы штангаларын қолдану тәжірибесі және олардың жұмысын талдау штангалық бағаналардың істен шығуының шамамен 70%-ы штангалар бойында үзілуін, 10%-ы олардың бұралуынан және муфтадағы қалған үзілістерді құрайтындығын көрсетеді. Штангалық бағандардың әртүрлі ақауларының пайыздық қатынасы 3.2-кестеде келтірілген.

### 3.2 Кесте - Штангалық бағаналардың әртүрлі істен шығулары

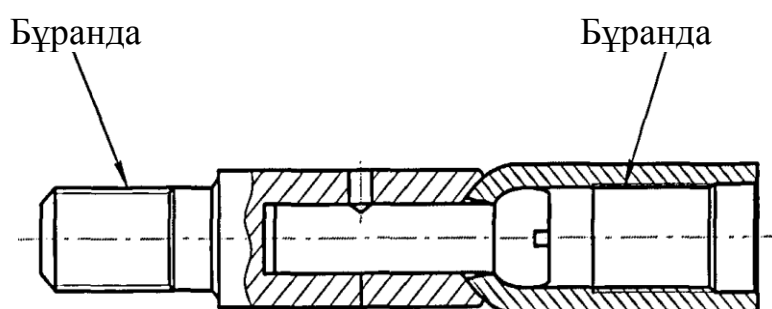
Істен шығуының түрлері	Саны/пайызы	
	2016 ж.	2018 ж.
Құбырлар бойында сынуы	283/72,8	459/86,3
Құбырлардың үзілуі	59/15,1	9/1,7
Муфта бойынша құбырлардың үзілуі	42/ 10,6	48/9,0
Бұранда бойынша құбырлардың үзілуі	4/1,1	11/2,1

Штангалық бағаналардың ең көп істен шығуы құбырлардың үзілуінен болады. Металдың ішкі ақаулары жарықшақтың пайда болуына себеп болмайтынын байқауға болады. Сондықтан үзілістердің себептерін құбырлардығы максималды және минималды жүктемелерді және рұқсат етілген кернеулерді бағалау тұрғысынан штангалық бағандарды таңдау әдістемесінен іздеу керек.

Штангалық бағананың істен шығуы бойынша екінші орынды құбырлардың бірден үзілуі алады. Құбырлардың үзілуі өндіруші бригаданың штангалар мен муфталардың жеткіліксіз бұралуынан туындаған операциялық сәтсіздік болып саналады. Алайда, штангаларды бұрау үшін момент болуы керек. Мұндай фактор, мүмкін, ұңғыманың кеңістіктік профиліне байланысты штангалық бағандағы моменттер болуы мүмкін. Зениттік және азимуттық бұрыштардың белгілі бір аралықта өзгеруі штангалық қосылыстардың бұралуына ықпал ететін иілу және жергілікті моменттердің пайда болуына әкеледі.

Құбырлардың үзілуінің алдын алу үшін бірқатар авторлар зертханалық және коммерциялық сынақтардан өткен топсалы қосылыстардың әртүрлі конструкцияларын ұсынды [14,20]. Мысалы, "БашНИПИнефть" мұнай өндіру зертханасында "КогалымНИПИнефть" құрастырған және дайындаған (өнертабыс патенті №2211909). Келесі техникалық сипаттамалары бар сорғы штангаларына арналған топсалы қосылыстың тәжірибелік үлгісі сыналған (Сурет 3.1). Сипаттамалары:

- айналу бұрышы-3 градус;
- габариттік өлшемдері, мм: диаметрі - 54 мм, ұзындығы - 220 мм;
- салмағы - 2,8 кг.



3.1 Сурет – Штангалық топсалы қосылыс

В.Н.Балыкин және Газаров А.Г.өндірістік жағдайда топсалы қосылыстарды қолданудан жөндей аралық кезенді ұлғайту түрінде оң нәтиже алу туралы мәлімдейді. Алайда, топсалы қосылыстардың жұмысын теориялық тұрғыдан көрсету басқа тұжырымдарға әкеледі. Топсалы қосылысты қолдану, екінші тарауда көрсетілгендей, штангалық бағананың механикалық үйкелісінің жоғарылауына әкеледі, бұл штангалық бағанға жүктеме қосады. Бұдан шығатыны, топсалы қосылыстарды қолдану іс жүзінде біздің жағдайымызда мәселенің шешімі болып табылмайды. Бұл әдіс құбырлардың иілуін және

олардың бұралуын алдын алуға әкелмейді, керісінше топсалы қосылыстарды пайдалану сорапты компрессорлы құбырлардағы үйкеліс күшін арттырады.

Топсалы қосылысты қолдану штангалық бағанның механикалық үйкелісінің жоғарылауына әкеледі және бұл штангалық бағанға жүктеме қосады.

Штангалық бағанамен сыналатын максималды статикалық жүктеме мына формула бойынша анықталады

$$P_{cm} = (P_{ж} + P_{шт})g + P_{mp}, \quad (3.1)$$

мұндағы  $P_{ж}$  – плунжердің үстіндегі сұйықтықтың салмағы, Н;

$P_{шт}$  – сұйықтықтағы штангалардың массасы, Н;

$g$  – еркін құлау үдеуі;

$P_{mp}$  – цилиндр қабырғасына құбыр мен плунжерге штангалардың үйкеліс күші, Н.

(3.1) формуласындағы үйкеліс күшін толығырақ қарастырамыз. Үйкеліс күші келесі формула бойынша есептелетіні белгілі [19]:

$$P_{mp} = f \cdot \beta (P_{ж} + K_{арх} P_{шт}), \quad (3.2)$$

мұндағы  $f$  - құбырға штангалардың үйкеліс коэффициенті;

$\beta$  – қисаю бұрышы, рад;

$K_{арх}$  – жүзгіштік коэффициенті.

(3.1) формуладан тік ұңғымалар үшін цилиндр қабырғасындағы құбыр мен плунжердің үйкеліс күштерін елемей, статикалық жүктемені мына формула бойынша анықтауға болады

$$P_{cm1} = (P_{ж} + P_{шт})g. \quad (3.3)$$

Қисық және тік ұңғымадағы  $P_{max}$  максималды жүктемелерінің айырмашылығы (динамометрия нәтижелері бойынша) компенсацияланған үйкеліс күшіне сандық түрінде сәйкес келеді:

$$P_{cm} - P_{cm1} = P_{mp}. \quad (3.4)$$

Бұл үйкеліс күші негізінен ұңғыманың қисықтығынан туындағанын білдіреді. Бұл мән күрделі қисық ұңғыма өлшемдерімен салыстырғанда едәуір үлкен мән болып маналады.

Диаметрі 54 мм-ге тең топсалы қосылысты қолдану диаметрі 38 мм-ге тең сериялық жалғағыш муфтаны қолданудан үйкеліс күшінен 1,33 есе асатын 1,33 үйкеліс күшіне ие мәнге жуықтайды. Түсіру коэффициентінің мәндерінің арасындағы айырмашылық ойықтың тереңдігі артқан сайын арта береді. Ойықтың бекітілген тереңдігінде тарту коэффициенті штанганың диаметрінің

ұлғаюымен азаяды және муфтаның диаметрінің ұлғаюымен артады, сонымен қатар сорғы мөлшерінің ұлғаюымен тікелей байланысты.

Топсалы қосылыстарды қолдану штангалық бағанның сенімділігін арттырмайды, керісінше оны төмендетеді, сонымен қатар иілу мен бұралу моменттерді түпкілікті жоймайды, ал сорапты компрессорлық құбырда үйкеліс күшін арттырады.

Үйкеліс күші мен штангалық бағананың сенімділігінің негізгі факторы сорғының диаметрімен және сұйықтықтың динамикалық деңгейімен тікелей байланысты жүктемелер болып табылады, олардың қисық ұңғымалардағы әсері тең деп бағаланады.

Сұйықтықтың салмағы мен штангалық бағанның салмағы I сорғының түсу тереңдігінің, k динамикалық деңгейінің және Y сорғысының диаметрінің функциясы екені белгілі. Яғни, штангалық сорғы қондырғысының жетек бөлігіне жүктеме, демек, штангалардың кернеуі сорғының диаметріне және сорғының динамикалық деңгейге түсу тереңдігіне тікелей байланысты, яғни.

Сұйықтықтың салмағы мен штангалық бағанның салмағы H сорғының түсу тереңдігін, h динамикалық деңгейіүт және d сорғысының диаметріне тәуелді екендігі белгілі. Яғни штангалық сорғы қондырғысының жетек бөлігіне түсетін жүктеме штангалық кернеулер сорғысының диаметріне және сорғының динамикалық деңгейге түсу тереңдігіне тікелей байланысты.

$$P_{ж} = f'(d, H, h),$$

$$P'_{ш} = f''(d, H, h), \quad (3.5)$$

мұндағы H – сорғыны түсіру тереңдігі, м;

h – динамикалық деңгей, м;

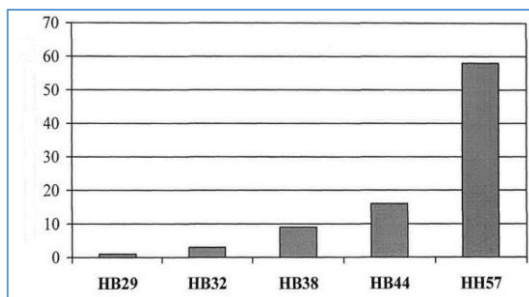
d – сорғының диаметрі, мм.

Дегенмен де жүктеменің төмендеуі факторларға мүлдем тән емес жұмыстар да бар. Мысалы, жұмыста тербелмелі станогының теңгергіш басына максималды жүктеменің 4109-дан 2510 кгс-қа дейін төмендегені, яғни 39% - ға төмендегені, жүктеме амплитудасы 1923-тен 1130 кгс-қа дейін, яғни штангалардың топсалы қосылыстарын қолданған кезде 30% - ға төмендегені туралы кәсіпшілік мәліметтер келтірілген. Іс-шараны қолданғанға дейін және одан кейін динамикалық деңгейлер қандай болды, ақпарат жоқ. Қондырғы іске қосылғаннан кейін бірден орын алуы мүмкін құбыр сыртындағы сұйықтықтың жоғары деңгейлерінде динамограмма ұңғыманың жартылай монтаждалған жұмыс режиміне байланысты сұйықтықтан түсетін жүктеменің болмауын көрсетуі мүмкін. Сондықтан, жүктеме туралы сөз болғанда, динамикалық деңгейдің мәнін көрсету керек. Кәсіпшілік деректер сорғы диаметрінің азаюы кезінде және динамикалық деңгейдің ұлғаюы кезінде штангалардың тозуы мен үзілуінің төмендегенін айғақтайды.

3.3 Кесте – Штангалардың үзілуі сорғылардың типтік өлшемдеріне тәуелділігі және белгілі диаметрлі сорғылардың санына салыстырмалы үзілуі статистикасы

Сорғының үлгі өлшемі	Сорғы саны	Үзілулер саны	Үлгі өлшемі бойынша үзілу	Салыстырмалы үзілу, %
НВ-29	698	9	3	1
НВ-32	1047	34	12	3
НВ-38	554	52	19	9
НВ-44	908	149	53	16
НВ-57	60	35	13	58
Қорытынды	3294	279	100	-

Жоғарыда келтірілген теориялық жағдайды жүзеге асыру үшін "екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысы" жасалды, оны қолдану мұнай өндіруді төмендетпестен сорғы қондырғысының жетек бөлігіне жүктемені азайтуға мүмкіндік береді.



3.2 Сурет – Сорғылардың типтік өлшемдеріне штангалардың салыстырмалы үзілуінің тәуелділігі

### Бөлім бойынша қорытынды

1) Топсалы қосылыстарды қолдану бұралған ұңғымалар үшін штангалық бағанның сенімділігін арттырмайды, керісінше төмендетеді, өйткені осыдан бұрау және иілу моменттері түпкілікті тоқтамайды, ал сорапты компрессорлық құбырларда үйкеліс күші артады.

2) Қисық ұңғымалардағы штангалық бағанның сенімділігін арттыру ұңғымалық сорғының диаметрін азайту және динамикалық деңгейді арттыру арқылы алынуы мүмкін.



## 4 Қисық ұңғымаларды пайдалану технологиясын жетілдіру

### 4.1 Қисық ұңғыманың профилін оңтайландыру

Ғылыми - техникалық, патенттік лицензиялық отандық және шетелдік әдебиеттерге жасалған талдау мұнай мен газ ұңғымаларын жобалаудың қолданыстағы әдістерінің негізгі кемшіліктерін анықтады және бұл бұрғылау ұңғымасының көлемді ұңғысы сияқты күрделі геометриялық құрылымды жеңілдетуге байланысты болады. Жобаланған оқпанның көпшілігі іс жүзінде көлемді қуыстар ретінде емес, бір өлшемді сызықтар ретінде қарастырылады, тіпті бұл тәсілде де оқпанның математикалық қисықтар ретіндегі қасиеттері қолданылатын математикалық элементар функциялар мен қарапайым ұғымдардың өте аз ауқымымен шектеледі. Ұңғымалардың жобаланған траекториялары, әдетте, әртүрлі диаметрлі доғалармен тегіс қиылысқан шеңберлердің түзу сызықтарының сегменттерінің әртүрлі комбинациясы болып табылады. Мұның салдары жобаланған профильдің тегіс сипатының болуымен айқындалады. Патенттелген ұңғымалардың көптеген профильдері бір - бірінен тек сызықтық және доғалық бөліктердің кезектесуімен ерекшеленеді. Сегменттер мен доғалардың нүктесінде жалпы тангенс болуы тұрғысынан үздіксіз және тегіс жүзеге асырылатындығы маңызды.

Жоғарыда аталған талдау барысында осы жобалардың барлығына ортақ бір қайшылық табылған. Оның қайнар көзі бұрғылау бағанының қозғалысына қарсылықты есептеу кезінде заманауи дизайн ұңғыманың ондағы құбыр бағанымен толық сәйкес келуін білдіреді.

Жобаланған профильдердің геометриялық сипаттамаларын жақсартудың алғашқы әрекеттері ХХ ғасырдың ортасына жатады. Сонымен, М.П.Гулизаде [21] шеңберлерді қуат парабодаларымен ішінара алмастырады.

Шетелдік жұмыстарда қарсыласу күштерін азайту мақсатында қисық сызықтары жоқ тізбек сызығының теңдеуіне сәйкес оқпан профилін таңдау ұсынылған [18]. Ұзын серпімді өзектің иілу теңдеуі асимптотикалық түрде тізбек сызығының теңдеуіне бағытталған. Бағанның нақты профильдің қабырғаларымен өзара әрекеттесу нүктелерінде бағанның серпімді қасиеттерін елемеуге болмайды, сондықтан нақты профильді жобаланатын оқпан бойымен жүргізудегі ең аз қателіктер профиль таңдалған тізбек сызығының гипотезасына қайшы келеді.

Дао мен Ширин-заде "брахистохрондар" деп аталатын уақыт бойынша оңтайлы жылдамдық қисығы бойынша қисық сызықты профильді жүргізу ұсынысы неғұрлым тартымды болып көрінеді. Бұл жағдайда [15] жобаланған профильде қисықтық ауытқулар болмайды, ал бағанның серпімді қасиеттері мүлдем қарастырылмайды. Тізбекті қолданатын жобалардан айырмашылығы, Тао теориясының эксперименталды сынағы Ширинзаденің сынақтары оң нәтиже берді және экономикалық нәтиже алынды.

Нәтижесінде бағандағы иілу кернеулерінің аймақтары күрт төмендейді, бұл бағандағы үйкеліс күштерін азайтады, бағанның тозуын төмендетіп жұмыс процессінде оң нәтиже береді.

Бұдан басқа кенжарға осьтік жүктемені беру және оның басқарылуын жеңілдетеді, бұл кенжары қашық орналасқан ұңғымалардың рұқсат ету шеңберіне түсу үшін қажет болады.

Эксперименттік мәліметтер арқылы (зенит, азимут және өлшенген тереңдік) түзілетін профильдің қисықтығы мен бұралуын білдіру мүмкіндігі, дұрыс пішінді оқпанның қалыптасуын жедел басқарудың жаңа принциптерін іске асыруды қамтамасыз ету және тиісті жоғары тиімді тірек-центрлік құрылғыларды және оларды орнату орындарын, оның ішінде ұңғымалардың өздігінен қисаюымен күресу үшін ғылыми негіз жасайды.

Қисық оқпан профилін және ұңғыманы оңтайландыру бойынша алғашқы зерттеулердің қатарына В.Ф.Троицкийдің [16] жұмысын жатқызуға болады, онда алынған формула негізінде құбырларға штангалардың жалпы қысым күшінің әсер етуі анықталған. Алайда, ұсынылған типтік профильдер оларды өткізудің күрделілігіне байланысты қолданыс таппаған.

Ю.А.Песляк штангалық баған мен сорғы құбырларының ішкі қабырғасы арасындағы үйкеліс күштері азайтылған қисық ұңғыманың профилін ұсынды. Алайда, ұңғыманың бүкіл ұзындығы бойымен біркелкі әсер етіп келе жатқан қисықтығы бұрғылау процесінде негізсіз үлкен шығындармен байланысты деп түсіндіріледі.

Ұңғыма ішіндегі жабдықтың сорғы компрессорларымен немесе корпус құбырларымен өзара әрекеттесуі кезінде қысу күштерін есептеу өте қиын болып табылады. Ең қарапайым қысым күші зениттік бұрыштың өзгеруінің бір аралығымен жазық қисық профиль үшін сорапты компрессорлық құбырларын немесе бұрғылау бағанасын орналастыру элементтерінің гравитациялық компоненті ретінде есептеледі. Бірақ бұл өте жақсы жағдай және әдетте нақты жағдайларға сәйкес келмейді, іс жүзінде әрдайым кеңістікте бұралған ұңғыманың зениттік және азимуттық бұрыштарында қайталанатын әр түрлі өзгерістер болады.

Механикаландырылған жұмыс үшін кеңістіктегі қисық ұңғыманың идеалды профилінде терең сорғы жабдықтарының орналасқан жерінде тік сызықты аймақ бар, бірақ ол үлкен тереңдікте бұрғылау кезінде бұралған ұңғыманың оқпанының бағытын басқару өте қиын.

Бүгінгі кен орындарының жағдайлары үшін, мұнайдың механикаландырылған әдісімен жабдықтың сенімді жұмысын қамтамасыз ететін, кеңістіктіктегі қисық ұңғымалардың оңтайлы профильдері орнатылған. Бұл сорғы жабдықтарының жұмыс интервалында зениттік бұрышты 20 °-қа дейін шектеуді ұсынады және оның төмен қарқындылық жиынтығын қамтамасыз етуді талап етеді.

Білік пен сорғы қондырғысының тұрқының рұқсат етілген иілу жағдайынан ұңғыманың қисықтық бұрышының максималды өсуі төмендегі формула бойынша анықталады

$$\alpha_n = \frac{3.6 \cdot 10^6 [\sigma_n]}{\pi E d_n}, \quad (4.1)$$

мұндағы  $\alpha_H$  - 10 метр аралығындағы ұңғыма оқпанының көлбеу бұрышының ұзындығы, град;

$b_H$  - статистикалық жүктемелер кезінде иілуге рұқсат етілген кернеу, Н/см<sup>2</sup>;

E - серпімділік модулі, Н/см<sup>2</sup>;

$d_H$  - корпусстың немесе біліктің сыртқы диаметрі, см.

Еркін орнатудың сәйкестігі орындалатын шарт осылай болады, егер

$$\alpha_H = \frac{45.86 \cdot 10^6 \delta}{L_x^2}, \quad (4.2)$$

мұндағы  $\delta$  - қондырғы тұрқы мен шегендеу құбырлардың ішкі қабырғасы арасындағы саңылау, см;

$L_x$  - орнату ұзындығы, см.

Мұнай кен орындарында көлбеу бағытталған ұңғымалардың құрылысы кеңінен таралған, олардың ұңғысы өнімді қабатты 50 - 70° бұрышпен немесе көлденеңінен ұзындығы 500 м немесе одан да көп. Олардың көпшілігі бір жазықтықта жобаланған, бұрғылау кезінде кеңістікте бүгілген, ал оқпанның қисаю қарқындылығы айтарлықтай мөлшерге жетеді.

Ұңғымалардың техникалық құрылым ретінде сенімділігі мен оларды пайдалану тиімділігі талаптарына жауап беретін кеңістіктік типтегі оңтайлы профильді жобалау мәселелерін шешу практикалық қызығушылық тудырады.

Кеңістіктіктегі типтің профилін есептеу кезінде бұрын бұрғыланған ұңғымалар оқпандарының табиғи зениттік және азимуттық қисаюын талдау деректері кеңістіктегі қисайған ұңғымалар оқпанының жобалық бастапқы және соңғы азимуттық бағыты, оларды салуға жобаға тапсырыс беруші ұсынатын ұңғыма бейіні мен конструкциясына қойылатын талаптар пайдаланылады. Мысалы, ұңғыманың қабылданған бес интервалдық профилі тік аймақпен, қисықтық жиынтығының екі аймақта және қисықтықты тұрақтандырудың екі аймағымен сипатталады [12].

$\alpha$  зениттік бұрышы және R қисықтық радиусы бұрғылау жағдайларына, ұңғыма конструкциясына, сондай-ақ тереңдік - сорғы жабдығының сенімді пайдалану талаптарына байланысты қабылданады.

Есептеулерде зениттік бұрыштан басқа қамту бұрышын анықтау қажет, ол мынадай формула бойынша есептеледі:

$$\gamma = \arccos(\cos\alpha_1 \cdot \cos\alpha_2 + \sin\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2 \cos\Delta\varphi), \quad (4.3)$$

мұндағы  $\alpha_1$  - аралықтың басындағы зениттік бұрыш, град;

$\alpha_2$  - аралықтың соңындағы зениттік бұрыш, град;

$\Delta\varphi$  - интервал үшін бұрыштың азимутальды өзгеруі, рад.

Оқпанның кеңістіктік қисықтығы декарттық координаттар жүйесіне жатпайтын және бастапқы қисықтық жазықтығына  $\beta$  бұрышында орналасқан жазықтықта өтеді, ол осы формула бойынша анықталады:

$$\beta = 90 - \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg}(90 - \alpha_1)}{\sin \Delta \varphi}. \quad (4.4)$$

Есептеу үшін бастапқы деректер ретінде  $\Delta \varphi$  –дің әрбір аралығы үшін азимуттық бұрыштың өзгеру мәндері де анықталуы тиіс. Егер бұрыштың өзгеруі болмаса, онда ол нөлге тең болады және профильді есептеу жазықтық түріне дейін азаяды.

Кеңістіктіктегі профильді есептеудің негізгі элементі шеңбер мен төзімділік еденіне қатысты бұрғылауды бастамас бұрын профильді түзету үшін қажетті түзетудің азимуттық бұрышын анықтау болып табылады, ол төмендегі формула бойынша есептеледі:

$$\Delta \varphi_n = \operatorname{arcsin} \frac{b_2 + b_3 + b_4 + b_5}{A_{\text{мвн}}}, \quad (4.5)$$

мұндағы  $\Delta \varphi_i$  - I интервал үшін азимуттың қисаюы, градус;

$A_{\text{мвн}}$  - тігінен қабатқа оқпанның кіру нүктесіне дейінгі қашықтық, м.

$$\Delta \varphi_n = \varphi \pm \Delta \varphi_{\text{п}}, \quad (4.6)$$

мұндағы  $\varphi_{\text{п}}$  - азимуттық бұрышты түзету, градус;

$\varphi$  - бастапқы азимутальды бұрыш, градус.

$$\gamma_4 = \arccos(\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 + \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 \cos \Delta \varphi_4), \quad (4.7)$$

$$\beta_3 = 90 - \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg}(90 - \alpha_1)}{\sin \Delta \varphi_3}, \quad (4.8)$$

$$\beta_4 = 90 - \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg}(90 - \alpha_2)}{\sin \Delta \varphi_4}, \quad (4.9)$$

$$\beta_5 = 90 - \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg}(90 - \alpha_2)}{\sin \Delta \varphi_5}, \quad (4.10)$$

мұндағы  $\beta_3$ ,  $\beta_4$ ,  $\beta_5$  - тиісті аралықтар үшін соңғы қисықтық жазықтығының көлбеу бұрыштары.

Ұңғыма ішіндегі жабдықты орнату аралықтарында (тангенциалдық аумақта) оқпанның қисықтығы, әдетте  $0,25^\circ/10$  м шамасымен шектеледі.

## 4.2 Қисық ұңғымаларда штангалық сорғы цилиндрінің бойлық иілуінің алдын алу үшін техникалық құралдарды дайындау

Ұңғыма оқпанының қисық немесе көлбеу аумағындағы штангалық сорғы аумағының қисаюының, қисық компрессорлық құбырлардың және өз салмағының әсерінен бүгіледі. Сорғы корпусының қисықтығы нәтижесінде

поршеньнің өзара қозғалысы кезінде үйкелісті жеңуге қосымша күш жұмсалады, поршень мен сорғы цилиндрінің тозуы артады. Штангалық сорғының поршеньдік жұбындағы үйкеліс күштері  $2^\circ$  қарқындылығы 10 м-ге иілу кезінде 2-3 есе артып отырады.

ШҰСҚ кеңістіктегі қисық ұңғымаларын пайдалану тәжірибесі көрсеткендей, нөлдік сорғыларды және 70 мкм-ге дейінгі бу саңылаулары бар бірінші орналасу топтарын қолдану терең сорғы жабдықтарының беріктігінің күрт төмендеуіне әкеледі, бұл бағандардың үзілістерінің көбеюіне және цилиндрлердегі плунжерлердің кептелуіне байланысты. Плунжер жұбындағы саңылауды азайтуға деген ұмтылыс негізінен саңылау арқылы ағып кетуді азайту арқылы сорғылардың жеткізілуін арттырумен байланысты, алайда олар қисық ұңғымаларда жұмыс істеген кезде істен шығудың салдарын жою үшін экономикалық тұрғыдан ескеру қажет. Осыған байланысты ШҰСҚ - мен жабдықталған кеңістікте қисайған ұңғымалардың негізгі қоры орналасудың екінші және одан төмен топтары бойынша дайындалған сорғылармен пайдаланылады. Бұл сорғылардың кептелу ықтималдығын және штангалардың үзілуін азайтады, дегенмен сорғылардың берілісі біршама азаяды. Сонымен қатар, ұңғымалардың ішінде ммеханикалық қоспалар бар. Олар: құм, саз, темір сульфидінің бөлшектері және тағы да басқалары.

Тік бұрышты сорғыда ұсақ абразивті немесе басқа бөлшектер ережелерге бағынбай плунжер мен цилиндр арасындағы саңылауды күшейтеді, тозу және үйкелісті осы саңлаудан өтетін абразивті бөлшектер асқындырады. Иілген сорғыда, плунжер мен цилиндр арасында ені үлкейтілген бір жақты алшақтық пайда болған кезде, абразивті бөлшектердің оған енуі анағұрлым қарқынды болады және олардың әрекеті қисық плунжерді бекітілген бөліктерге қатысты жылжытқанда үлкен тозуға әкеліп соқтырады.

Сорапты компрессорлық құбырлармен бірге штангалық сорапты технологиялық параметрлерге сәйкес белгілі бір тереңдікке ұңғыма оқпанының шегендеу бағанасына түсіреді. Сорап СКҚ-мен бірге ұзын икемді дене болып табылады. Мұндай құрылымды қисық ұңғымада тек ұзындығы бойымен қисықтармен орналастыруға болады. Сорғы мен СКҚ корпустың ішкі диаметрімен салыстырғанда кіші диаметрлерге ие және көлденең қозғалыс еркіндігіне ие болғандықтан, СКҚ иілу параметрлері мен геометриясы ұңғыманың иілуінен ерекшеленеді.

Жоғарыда айтылғандарға сәйкес сорғы денесінің иілуінің нақты түрлері әртүрлі болуы мүмкін. Сорғы денесінің икемділігін бағалау және оны ұңғыманың бар қисықтығымен салыстыру үшін, көптеген жағдайларда сорғының жоғарғы ұшы консольдің көлбеуімен бекітілген кезде, ең қарапайымын таңдаймыз. Ал өз салмағымен сорғының төменгі ұшының ауытқуы корпустың қабырғаларымен шектелмейді. Бұл жағдайда сорғының төменгі ұшының ауытқуы келесі формула бойынша есептеледі:

$$Y_H = \frac{q_H l_H \sin \alpha}{8EI_H}, \quad (4.11)$$

Мұндағы  $\alpha$  - ұңғыма оқпанының сорғы аспасының тереңдігінде тігінен ауытқу бұрышы, рад.;

$q_H$  - сорғы ұзындығы бірлігінің салмағы, Н;

$I_H$  - сорғының ұзындығы, м;

$E$  - болаттың серпімділік модулі;

$I_H$  - сорғы корпусының көлденең қимасының инерция моменті.

Сорғы ұзындығы бірлігінің салмағы мен инерция моменті төменде көрсетілген формулалармен анықталады

$$q_H = \frac{(D_H^2 - d_H^2)pg}{4}, \quad (4.12)$$

$$I_H = \frac{D_H^4 - d_H^4}{64}, \quad (4.13)$$

мұндағы  $D_H$  және  $d_H$  - тиісінше, сорғы корпусының сыртқы және ішкі диаметрі;

$p$  - болаттың тығыздығы, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – еркін түсу үдеуі, м /с<sup>2</sup>.

Сорғы мен ұңғыма аумағының иілу сипаттамаларын салыстыру көрсеткендей, ұзын сорғыларда иілу корпустың қабырғаларымен шектеледі. Сорғы денесінің иілуін азайтуға болады. Ол үшін ұңғыманың оқпанының шамалы қисайған, неғұрлым тік аймағында аспаның рұқсат етілген тереңдігі шегінде түсіріп, орнату қажет. Сонымен қатар, сорғы денесінің деформациясын азайту үшін қосымша арнайы орталықтандырғышты ұсынуға болады. Ұңғыма бөлігінің иілісі дөңес жоғарыға қараған кезде, орталықтандырғыш сорғының төменгі ұшына орнатылады. Бұл сорғының ілулі ұшының ауытқуын азайтады. Ұңғыма аймағының иілісі дөңес төмен қарай бағытталған кезде, орталықтандырғыш сорғының жоғарғы бөлігінде муфтаның аудармашысына орналастырылады. Бұл жағдайда сорғының жоғарғы бөлігі көтеріліп, оның деформациясы төмендейді.

Екі жағдайда да орталықтандырғыштың диаметрлері төменде көрсетілген формула бойынша есептеледі:

$$D_u = 2\sqrt{R^2 + l^2} - 2R + D_{M(H)}, \quad (4.14)$$

мұндағы,  $R$  - сорғы ілінген жердегі ұңғыма оқпаны аймағының қисықтық радиусы, м ;

$l$  - орталықтандырғыштан сорғылардың қарама-қарсы ұшына дейінгі қашықтық, м;

$D_{M(H)}$  - сорғының жоғарғы ұшындағы аудармашы муфтасының ең үлкен диаметрі, м.

Формула немесе номограмма бойынша есептелген орталықтандырғыштың диаметрі құбырлардың корпустық бағанының ішкі диаметрінен үлкен болуы мүмкін. Бұл жағдайда сіз сорғыны ұңғымаға

түсіруге мүмкіндік беретін орталықтандырғыштың кіші диаметрімен шектелуіңіз керек. Сондай-ақ, ұңғыманың бір бөлігі жоғары қарай қисайған жағдайда оны сорғының төменгі ұшынан үлкенін алып тастау арқылы орталықтандырғыштың диаметрін азайтуға болады.

Барлық жағдайларда орталықтандырғыш диаметрі корпус шаблонына қарағанда кішірек болуы керек. Сондай-ақ, орталықтандырғыш сорғының іліну орнынан бұрын орналасқан корпусстың ең қисық бөлігінде сорғының түсуіне кедергі жасамауы керек.

Екі жағдайда да орталықтандырғыштан сорғының қарама-қарсы ұшына дейінгі қашықтықты таңдау нақтылауды қажет етеді. Ұңғыма оқпанының жоғары қарай дөңестігі жағдайында плунжер цилиндрдің осы аймағында қозғалмауына байланысты орталықтандырғышты сорғының төменгі ұшынан кемінде 0,3 - 0,5 м қашықтықта орналастыру керек. Төмен қарай қисайған кезде, орталықтандырғыш сорғының жоғарғы жағына аудармашының ілінісіне жақын орналасуы керек, сондықтан құбырлардың салмағы сорғының жоғарғы жағына өтіп кетпеуі және оны майыстырмауы керек .

Муфтаньң екі тірегі мен орталықтандырғыш орнатқан аралықтың үлкен ұзындығында осы аралықтың ортасындағы максималды иілу айтарлықтай болуы мүмкін. Иілуді бағалау мына формула бойынша жүргізіледі

$$Y_H = \frac{5q_H l^4 \sin\alpha}{384EI_H}. \quad (4.15)$$

Есептеу нәтижелері көрсеткендей жалпы ауытқу дәрежесі шамалы (4 мм дейін). Бұл мәнді формула бойынша сорғының қисықтығын есептейміз

$$R_H = \frac{l^2}{8I_H} + \frac{I_H}{2}. \quad (4.16)$$

Қайта есептеу нәтижесінде сорғы денесінің қисықтық радиусы 10 м ұзындықта кемінде  $0,7^\circ$  болатындығын аламыз. Сорғының деформациясының мұндай мәндері поршеньдік жұпта үйкелісті аздап қосады. Сондықтан, сорғының ортасына қосымша генераторды орнату көлбеу қарқындылықта сорғы қондырғылары  $30^\circ$  дейін және ұзындығы кемінде 4,5 м болған кезде ұсынылмайды.

Сорғыны ұңғымадан түсіру немесе көтеру кезінде ұңғыма сұйықтығын еркін өткізу үшін оның ағып кетуіне және саңылау жасауға әсерін болдырмауға арналған орталық тесіктердің болуы қажет. Осы талаптарды орындау үшін бөшке тәрізді орталықтандырғыштармен жабдықталған сорғының дизайнын қолдануға болады. орталықтандырғыштар сорғы цилиндрінің ортаңғы бөлігіне оның сыртқы беті бойымен бойлық қозғалу мүмкіндігімен орнатылады, цилиндр бетіне қатаң бекітілген екі сақина түріндегі шектегіштермен жабдықталған. Жоғарғы шектеу сақинасы цилиндрдің ортаңғы бөлігінде орналасқан орталықтандырғыш оған бір ұшымен сүйенетін етіп орнатылады.

Ұңғыманың штангалық сорғысы – цилиндр болып табылады. Оның төменгі жағында сору клапаны орналасқан. Цилиндрде айдау клапаны бар плунжер орналасқан. Цилиндр корпусына бөшке тәрізді орталықтандырғыш пен шектеу сақиналары орнатылған. Сорғыны көлбеу бағытталған ұңғымаға түсірмес бұрын, төменгі шектеу сақинасы, содан кейін орталықтандырғыш және жоғарғы шектеу сақинасы орнатылады. Жоғарғы шектеу сақинасы орталықтандырғыш тоқтаған кезде оның қаңылтырының ортасы цилиндрдің ортасына сәйкес келетіндей етіп орналастырылады. Төменгі шектеу сақинасының орналасуы орталықтандырғыштың цилиндр осі бойымен еркін қозғалу мүмкіндігін қамтамасыз етуі керек.

Орталықтандырғыштың жұмыс принципі келесідей, ұңғыманың қисаю аумағында ұңғымалық штангалық сорғының цилиндрі төменге қарай шығыңқы орналасады, шегендеу бағанасының қабырғаларымен жанасу нүктелеріне ие бола отырып, өз салмағының әсерінен бүгіледі. Орталықтандырғыш жоғарғы позицияда, яғни цилиндрдің ортасында, қосымша, үшінші жанасу нүктесін жасайды, бұл сорғы цилиндрінің өз салмағының әсерінен ұңғыманың төменгі генератрицасына қарай иілуіне жол бермейді. Алайда, орталықтандырғыштың бұл позициясы ұңғыманың үлкен қисықтығына байланысты сорғы цилиндрін түзету үшін жеткіліксіз болуы мүмкін.

Оның әсерінің әсерін күшейту үшін оның цилиндр бетінде қозғалу мүмкіндігі қамтамасыз етілуі қажет.

Сорғы цилиндрін түзету қысымның жоғарылауымен айдау циклінде жүреді. Осыған байланысты корпус қабырғалары мен орталықтандырғыш арасында алшақтық пайда болады, соның арқасында орталықтандырғыш төмен қарай жылжиды және жаңа позицияға ие болады, бұл оның цилиндрінің сору циклінде одан әрі қисаюына жол бермейді (қысым төмендегеннен кейін). Цилиндр бетінде қозғалу мүмкіндігімен цилиндрдің ортаңғы бөлігіне орнатылған орталықтандырғыштың арқасында көлбеу бағытталған ұңғыманың қисық бөлігінде сорғы цилиндрінің қисықтығының алдын алу плунжер жұбындағы үйкеліс күштерінің төмендеуіне әкеледі.

Сорғының орталықтандырғыштарын қолдану оның бүгілуіне жол бермейтін жағдайларда, кірістіру түріндегі сорғыларды немесе жұмсақ құрылымдағы арнайы сорғыларды пайдалану ұсынылады. Оны пайдалану бірінші орналастыру тобының сорғысын жинауға және бұралған ұңғымаларда сенімді жұмысын қамтамасыз етуге мүмкіндік береді.

Бағанадағы тығындар серпімді резеңке сақиналарға орнатылады, сондықтан радиалды күш пайда болған кезде, тығындардың кез-келгені сақиналардың серпімді қысылуына байланысты осьтерді жылжыта алады. Поршеньді қозғалыс кезінде поршень әрқашан цилиндрдің ішкі бетіне сәйкес келеді. Бұл жағдайда плунжер жұбының саңылауы арқылы ағып кету, сондай-ақ плунжер мен цилиндрдің беткі қабатының өзара тозуына әкелетін радиалды күштерден байланыс кернеуі азаяды. Осылайша, плунжердің дамыған дизайны кеңістіктегі бұралған ұңғымаларда жұмыс істейтін сорғылардың қызмет ету мерзімін арттыруға мүмкіндік береді.



### 4.3 Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысын негіздеу және дамыту

Құрылғының дизайны, ең алдымен, тұтастай алғанда штангалық сорғы қондырғысының жоғары тиімділігін қамтамасыз ету шарттарынан туындайтын пайдалану талаптарына сәйкес келуі керек. Бұл дизайн берілген функционалды мақсатқа сәйкес келуі керек және өндірілетін өнімнің құрамы бойынша ауытқуларсыз тік ұңғымаларды пайдаланудан төмен емес негізгі параметрлерге ие болуы керек дегенді білдіреді.

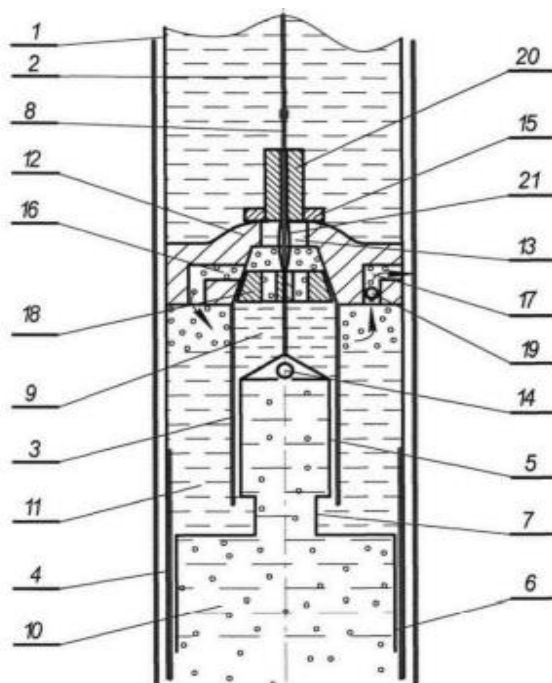
Пайдалану сипатының негізгі талаптарын штангалық сорғы қондырғыларының жұмысында істен шығуына әкелетін себептерге байланысты тұжырымдауға болады.

Құрылғының құрылымы келесі талаптарға сай болуы керек:

- штангалық муфталар мен көтеру бағандарының тозуына жол бермеу;
- штангалардың лапельдерінің алдын алыңыз;
- сорғы цилиндріндегі плунжердің кептелуін жою;
- қондырғының тиімді жұмысын қамтамасыз ету.

Бұл сорғы қондырғысының кемшілігі - сору және айдау клапандарының ашылуы мен жабылуы штангалар бағанының төменгі бөлігімен үйкеліс арқылы қозғалуымен байланысты, сондықтан плунжерлер төмен түскен кезде штангалар бағанының төменгі бөлігінің бойлық иілуінің болуымен. Плунжер әрекетінен жұмыс істейтін сорғы цилиндрі ретінде сақиналы камера газды айдауға бейімделмеген. Айдау клапанының конструкциясы құрамында құм бар сұйықтықты соруға бейімделмеген және орындықтың және клапанның түйіскен саңылауында құмды қысу қаупі бар және осыған байланысты сорғы қондырғысының сенімділігі төмендейді.

Қойылған мақсатқа СКҚ, екі сорғы цилиндрінен және екі плунжерден тұратын, бір-бірінің үстіне орналастырылған және бір-бірімен қуыс өзек арқылы байланысқан, жылтыратылған өзек арқылы өзек бағанына бекітілген және цилиндрге газды алдын-ала бөлу камерасын қалыптастыру үшін орнатылған ұңғымалық сорғы қондырғысында қол жеткізіледі. Айналымалы жұмыс камерасы, сондай-ақ орталық өту каналы бар бөлім, сору, айдау, кері және басқару клапандары, жұмыс цилиндрінен газды құбыр кеңістігіне шығару арқылы сорғының берілу коэффициентін арттыру және сорғы қондырғысының сенімділігі, сондай-ақ құбыр кеңістігіне газды айдаудың тиімділігін арттыру үшін сорғы цилиндрлері бөлімнің астына параллель ілініп, олардың арасында сору және айдау клапандарымен жабдықталған газ тарату арналарымен айдау камерасына қосылған сақиналы жұмыс камерасын құрайды.



1-сорапты компрессорлы құбыр;2-штангалы бағана;3-4-екі цилиндрлі сорғы;5-6-екі плунжер;7-шток;8-жылтыратылған шток;9-орталық жұмыс камерасы;10- газдыан алдын ала бөлу камерасы;11-камера сақинасы;12-қалқа;13- орталық өткізу арнасы;14-сору клапаны;15-айдау клапаны;16-17 -газды сақиналы камераға жіберу каналдары;18-басқарушы клапан;19-кері айдау клапаны;20-цилиндрлі төлке;21-икемді қосылыс

4.1 Сурет – Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысы

Айдау клапаны орындығының қону беті ағынды саңылауы бар жарты шар түрінде жасалады және тегіс қону беті бар айдау клапанымен жабылады, ал айдау клапаны өтпелі және сонымен бірге жылтыратылған өзектің саңылаулы тығыздалуын қамтамасыз ететін тығыздағыш цилиндр тығынымен жасалады. Ағын саңылаулары бар газ ағынын басқару клапаны үйкеліс бұрышынан сәл үлкенірек конустық бұрышы бар кесілген түзу конус түрінде жасалады. Газды сору тиімділігін арттыру үшін сорғылар арасындағы сақина камерасы резервуарға толы болуы керек.

Бұл жағдайда екі сорғы да, негізгі және көмекші де параллель жұмыс істейді. Негізгі жұмысты өнімнің сұйық бөлігін көтергіш бағанға жеткізетін орталық сорғы жүзеге асырады. Газ фракциясы құбыр сыртындағы кеңістікке айдалғанда оның қысымы аз болады. Сондықтан сорғының жетек бөлігіне жүктеме негізінен жоғарғы, кіші диаметрлі, қондырғының плунжерінің қимасымен анықталады.

Ұсынылған сорғы қондырғысының қолданыстағы құрылымдардан артықшылығы айқын. Олар келесідей:

1) төмен өту кезінде плунжерлер сұйықтықтың кедергісін сезбейді, сондықтан олардың жүру ұзындығы штангалар бағанының төменгі бөлігінің бойлық иілуімен қысқартылмайды;

2) штангалы бағана өзінің қозғалысын көбіне сұйықтықпен толтырылған көтеру бағанасына жасайды, демек, қисайған ұңғымалардағы құбырлар мен штангалардың үйкелуі барынша аз;

3) қондырғы жұмысы тоқтаған кезде құм плунжер жұбына қайта түспейді және плунжердің цилиндрде тозуын және сыналануын тудырмайды. Мұның бәрі сорғы қондырғының жұмысын жақсартады. Яғни, ұзақ уақыт жұмыс істеу қабілетімен ерекшеленеді.

### **Бөлім бойынша қорытынды**

1) Бұрғылау процесінде ұңғыманың профилін оңтайландыруға талдау және жабдықтағы үйкеліс күштерінің кедергісін азайтатын қисық ұңғыманың оңтайлы профилін есептеу әдісі жасалды.

2) Бұралған ұңғымаларда штангалық сорғы цилиндрінің бүгілуіне жол бермеу үшін шараларды қолдану қажеттілігі негізделген.

3) Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысының дизайны қарастырылды, оны пайдалану мұнай өндіруді төмендетпестен сорғы қондырғысының жетек бөлігіне жүктемені азайтуға мүмкіндік береді.

## ҚОРЫТЫНДЫ

1) ШҰСҚ штангалық бағанының қисық ұңғымалардағы кернеулі деформацияланған күйі мәселелерінің қазіргі жағдайын талдау оларды шешудің іс жүзінде қолайлы бағытын анықтауға мүмкіндік береді. Бұл сорғы қондырғысының жетек бөлігіне жүктемені төмендетуден тұрады.

2) Бұралған ұңғымалардағы штангалық бағандағы моментті анықтау үшін ғылыми-әдістемелік база негізделген және құрылған, ол штангалық бағанның иілуге дейінгі кернеулі деформацияланған күйінің аналогиясына негізделген. Штангалық бағанның бұралудан кернеулі деформацияланған күйі жергілікті сипатта болатындығы және ол сыртқы жүктеменің әсерінен күшейтілетіні анықталды.

3) Топсалы қосылыс штангалар бағанындағы иілу және бұралу моменттерін жою мәселесін шешпейтіні көрсетілген.

4) Екі цилиндрлі сорғысы бар штангалық сорғы қондырғысының дизайны қарастырылды, оны қолдану тек штангалық бағанмен ғана емес, сонымен бірге ШҰСҚ мұнай өндірісінің тиімділігін арттыру мәселесін шешуді қамтамасыз ететіні баяндалған.

## ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1 Балыкин В. Н., Салихов и.А., Зубаиров С. Г. штангалық бағаналардың беріктігін арттыру бойынша ұйымдастыру - Техникалық шаралар/материалдар/Уфа-2004ж. - Б. 130-135.

2 Валеев М.Д., Габдрахманов Н.Х., Уразаков К. Р. Жөндеу аралық кезеңді және штангалық қондырғыларды беру коэффициентін зерттеу./ Ғылыми еңбектер жинағы / БашНИПИнефть.- 2000, №104. - Б. 65 - 77.

3 Гадиев С.У. Ұңғымаларды пайдалану ерекшеліктері. -М.: Гостоптехиздат, 1963, - 122 б.

4 Газаров А.Г. Разработка методов снижения износа штангового насосного оборудования. Диссертация на кандидата технических наук: 05.02.13,-Уфа 2004.

5 Газаров А.Г. Эпштейн А. Р., Пчелинцев Ю. В. күрделі геологиялық - техникалық жағдайлары бар ұңғымаларда АҚШ қондырғыларын пайдалану ерекшеліктері. Мұнай өнеркәсібіндегі автоматтандыру, телемеханизация және байланыс, №11,2002 ж.

6 Адонин А.Н., Сердюк В. И. штангалық сорғының поршеньдік жұпындағы үйкеліс күшін зерттеу.Машиналар және мұнай жабдықтары / - 1972.-№7.С. 34-38.

7 Габдрахманов Ф.Х.,Латыпов А.М., Галеев Ф.Х., Абуталипов У.М., Назаров А.Г. қисық ұңғымалардағы үйкеліс жүктемелерін есептеу мәселесіне."БашНИПИнефть" ДББҰ. Күрделі жағдайларда мұнай өндіру, жинау және дайындау. Ғылыми еңбектер жинағы. Вып. 106, с. 51 - 53, Уфа қ. 2001ж.

8 Назаров А.Г., Рекин С.А., Абуталипов У.М. штангалардың құбырға үйкелуін зерттеу үшін Соммерфельдтің модификацияланған параметрі. "БашНИПИнефть" ДББҰ. Ғылыми еңбектер жинағы. 106, С. 59 - 61, Уфа 2001 ж.қиын жағдайларда мұнай өндіру, жинау және дайындау.

9 Зубаиров С.Г. күрделі жұмыс жағдайлары үшін штангалық сорғы қондырғыларын жобалау.-Уфа: УГНТУ баспасы, 1999.- 157 б.

10 Кадымова К.С., Мовламов Ш.С. терең сорғы қондырғысының жер асты бөлігіндегі үйкеліс түрлерін зерттеу/Әзірбайжан мұнай шаруашылығы/- 1973.-№3 .-41-43 бастап.

11 Габович В.П., Касьянов В.М. Упрощение балансира станка-качалки. РНТС Внииоэнг. Нефтепромысловое дело, 1966, №8,с.14-17

12 Песляк Ю. А., Уразаков К. Р. Үйкелісті штангалар қр көлбеу бағытталған ұңғыма.// Мұнай шаруашылығы. 1990. № 10, 60-63 беттер.

13 Кадымова К.С. сұйықтықпен толтырылған құбырлардағы штангалар бағанының қозғалысы кезінде жергілікті кедергілерден үйкеліс күштерін есептеу.Әзірбайжан мұнай шаруашылығы, 1972, №7, 29-30 бет.

14 Уразаков К.Р. көлбеу ұңғымадағы штангалар мен құбырлардың механикалық тозуының алдын алу.//Бұрғылау және мұнай кәсіпшілігі механикасының заманауи мәселелері: ғылыми жинақ.тр./ҮШ .Уфа, 1992. Б.56-61

15 Вирновский А.С. терең сорғы мұнай өндіру теориясы мен практикасы.-В сб. науч. тр. /Всесоюзн. нефтегазов. мұнай ин-ты. пром-сти. - М.: Недра, 1971, вып. 57. - 18-19с.

16 Троицкий В.Ф. Работа глубинонасосной установки - Баку: Азернешр.1962

17 Бунин-Барановский Н. В., Смирнов Н.Е. техникалық қосымшаларға арналған ықтималдық теориясы және математикалық статистика курсы. - М.: Ғылым, 1965,- 260 с

18 Уразаков К.Р. көлбеу бағытталған ұңғымалардағы терең поршеньді сорғылардың жұмыс ерекшеліктерін зерттеу.// Әзірбайжан мұнай шаруашылығы. 1985. Н 1. Б.26-30.

19 Уразаков К.П., Багаутдинов Н.Я., Атнабаев З.М. және басқа да Батыс Сібір кен орындарында мұнайды сораптық өндірудің ерекшеліктері.М.: ВНИИОЭНГ. 1997.-56с.

20 Уразаков К. Р. ұңғыманың көлбеу бұрышының сорғының жұмысына әсері. //Мұнай өндіру және ұңғымаларды бұрғылау технологиясы: СО.ғылыми.тр./ Башнишшефть.1980. вып.58. с. 65-68.

21 Лепехин Ю.Н., Желтовский Н.Г., Столбова в. п. штангалық бағандардың жұмысына әсер ететін пайдалану факторларын талдау. Запсибнигидің ғылыми еңбектері. Тюмень Арктикасының кен орындарын игеру ерекшеліктері.- Тюмень, 1985.-Е. 14-15.

22 И.Ю.Прок терең құмды Ұңғымаларды пайдалануды жақсарту жолдары. "Әзірбайжан мұнай шаруашылығы" №2,1960.

23 Уразаков К.Р. көлбеу бағытталған ұңғымалардағы сорғы штангаларының колонналарының жұмысын модельдеу.// Башнипинефть жас ғалымдары башқұрт мұнайының 50 жылдығы: Тез.докл.NGP.Уфа, 1981, Б.48-56.

24 Муравьев И.М., Мищенко И.Т. шетелде Ұңғымаларды сорғы арқылы пайдалану. - А., Жер Қойнауы, 1967. - 195 б.

25 Николаев г.И., Уразаков К. Р. мұнай өндірудің терең сорапты әдісі үшін көлбеу ұңғыманың профилін оңтайландыру. - - РФТС Вниоэнг, сер. Мұнай кәсіпшілігі ісі, 1982, № 6, 19-22 б.

**Университеттің жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаменті  
директорының ұқсастық есебіне талдау хаттамасы**

Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры көрсетілген еңбекке қатысты дайындалған Плагиаттың алдын алу және анықтау жүйесінің толық ұқсастық есебімен танысқанын мәлімдейді:

**Автор: Керімбай Қанағат Серікұлы**

**Тақырыбы: Күрделі пайдалану жағдайларында ШҮСҚ штанга тізбегінің жұмысының сенімділігіне ұңғымалардың қисаюының әсер ету ерекшеліктері**

**Жетекшісі: Иван Столповских**

**1-ұқсастық коэффициенті (30): 5.5**

**2-ұқсастық коэффициенті (5): 3.8**

**Дәйексөз (35): 0.1**

**Әріптерді ауыстыру: 10**

**Аралықтар: 0**

**Шағын кеңістіктер: 1**

**Ақ белгілер: 102**

**Ұқсастық есебін талдай отырып, Жүйе администраторы мен Академиялық мәселелер департаментінің директоры келесі шешімдерді мәлімдейді :**

Ғылыми еңбекте табылған ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді. Осыған байланысты жұмыс өз бетінше жазылған болып санала отырып, қорғауға жіберіледі.

Осы жұмыстағы ұқсастықтар плагиат болып есептелмейді, бірақ олардың шамадан тыс көптігі еңбектің құндылығына және автордың ғылыми жұмысты өзі жазғанына қатысты күмән тудырады. Осыған байланысты ұқсастықтарды шектеу мақсатында жұмыс қайта өңдеуге жіберілсін.

Еңбекте анықталған ұқсастықтар жосықсыз және плагиаттың белгілері болып саналады немесе мәтіндері қасақана бұрмаланып плагиат белгілері жасырылған. Осыған байланысты жұмыс қорғауға жіберілмейді.

**Негіздеме:**

Күні

06.06.22

Кафедра меңгерушісі





## Протокол

### о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

**Автор:** Керімбай Қанагат Серікұлы

**Соавтор (если имеется):**

**Тип работы:** Магистерская диссертация

**Название работы:** Күрделі пайдалану жағдайларында ШҰСҚ штанга тізбегінің жұмысының сенімділігіне ұңғымалардың қисаюының әсер ету ерекшеліктері

**Научный руководитель:** Иван Столповских

**Коэффициент Подобия 1:** 5.5

**Коэффициент Подобия 2:** 3.8

**Микропробелы:** 1

**Знаки из других алфавитов:** 10

**Интервалы:** 0

**Белые Знаки:** 102

**После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:**

Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование:

Дата

06.06.22

Заведующий кафедрой



## Протокол

### о проверке на наличие неавторизованных заимствований (плагиата)

**Автор:** Керімбай Қанағат Серікұлы

**Соавтор (если имеется):**

**Тип работы:** Магистерская диссертация

**Название работы:** Күрделі пайдалану жағдайларында ШҰСҚ штаңга тізбегінің жұмысының сенімділігіне ұңғымалардың қисаюының әсер ету ерекшеліктері

**Научный руководитель:** Иван Столповских

**Коэффициент Подобия 1:** 5.5

**Коэффициент Подобия 2:** 3.8

**Микропробелы:** 1

**Знаки из здругих алфавитов:** 10

**Интервалы:** 0

**Белые Знаки:** 102

**После проверки Отчета Подобия было сделано следующее заключение:**


Заимствования, выявленные в работе, является законным и не является плагиатом. Уровень подобия не превышает допустимого предела. Таким образом работа независима и принимается.

Заимствование не является плагиатом, но превышено пороговое значение уровня подобия. Таким образом работа возвращается на доработку.

Выявлены заимствования и плагиат или преднамеренные текстовые искажения (манипуляции), как предполагаемые попытки укрытия плагиата, которые делают работу противоречащей требованиям приложения 5 приказа 595 МОН РК, закону об авторских и смежных правах РК, а также кодексу этики и процедурам. Таким образом работа не принимается.

Обоснование:

Дата 02.08.2022  
Жүсімадишев АС

 проверяющий эксперт