

SATBAYEV UNIVERSITY

СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ



**МЕТАЛЛУРГИЯ ЖӘНЕ ӨНЕРКӘСІПТІК
ИНЖЕНЕРИЯ ИНСТИТУТЫ**

**ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ МАШИНАЛАР ЖӘНЕ
ЖАБДЫҚТАР КАФЕДРАСЫ**

ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі

техн.ғыл.канд.,

ассоц. профессор

К.К. Елемесов

«25» мамыр 2020ж

ДИПЛОМДЫҚ ЖОБА

Тақырыбы: «QF-1000 бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігін жобалау»

5B072400 – «Технологиялық машиналар және жабдықтар» мамандығы

Орындаған:

Латипов Айдарбек Ербулатович

Ғылыми жетекші

лектор: Балгаев Досжан Ергенович

Алматы 2020

Satbayev University

Металлургия және өнеркәсіптік инженерия институты

Технологиялық машиналар және жабдықтары кафедрасы

5B072400 – «Технологиялық машиналар және жабдықтар»

БЕКІТЕМІН

Кафедра меңгерушісі

техн. ғыл канд.,

ассоц. профессор

К.К. Елемесов

«25» қаңтар 2020 ж.

**Дипломдық жоба орындауға
ТАПСЫРМА**

Білім алушы Латипов Айдарбек Ербулатович

Тақырыбы QF-1000 бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігін жобалау

Университет басшысының "27" қаңтар 2020 ж. № 762-б бұйрығымен
бекітілген

Аяқталған жобаны тапсыру мерзімі «25» мамыр 2020ж.

Дипломдық жобаның бастапқы берілістері: Ұңғыманы бұрғылауға
арналған QF-1000 сериялы бұрғылау сорабы

Дипломдық жобада қарастырылатын мәселелер тізімі:

а) Техникалық бөлімі: Үш поршеньді сораптарға шолу, оның
гидравликалық бөлігіне талдау жасау; гидравликалық бөліктің кемшіліктерін
анықтау

б) Есептеу бөлімі және арнайы бөлім: сораптың гидравликалық бөлігінің
негізгі элементтерінің параметрлері есептелінді;

в) Арнайы бөлім: патенттік ізденістер жүргізілді, модернизация
ұсынылды

г) Экономикалық бөлімі: енгізілген жаңартудың экономикалық,
пайдалану тиімділіктерін салыстыру

д) Еңбек қорғау бөлімі: қауіпсіздік шаралары және еңбек қорғау
мәселелерін қарастыру;

Сызба материалдар тізімі (6 парақ сызбалар көрсетілген)

1. QF-1000 сорабының жалпы көрінісі; 2. Жинақ сызбасы; 3.Бөлшек
сызбасы; 4.Техникалық ізденіс. 5. Бөлшек сызбасы;

Ұсынылатын негізгі әдебиет 15 атау.

АНДАТПА

Бұл жобада QF-1000 бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігін жетілдіру сұрақтары қарастырылған.

Бұрғылау сорабының цилиндрлі-поршендік бөлігінің қазіргі таңдағы конструкцияларына жасалған шолудың негізінде жобаланатын сорапқа прототип таңадалды, конструкциялық кемшіліктер анықталды және патенттік ізденістердің нәтижесінде бөліктің тозуға төзімділігін арттыруда жаңа әдіс ұсынылды.

Машинаның конструкциясы жасалынған. Барлық қажетті дәлелдер мен есептеулер келтірілген. Салыстыру нәтижесінде жетілдірілетін сорап конструкциясы пайдаланушылық шығындарды біршама төмендететінін көрсетті.

АННОТАЦИЯ

В данном проекте рассматриваются вопросы связанные с усовершенствованием и с разработкой гидравлической части бурового насоса QF-1000.

На основе проведенного обзора существующих конструкций цилиндро-поршневых частей буровых насосов выбран прототип проектируемого насоса, определены конструктивные недостатки и на основе патентных исследований предложен новый способ их устранения и увеличения износостойкости узла.

Проработана конструкция машины. Приведены все необходимые обоснования и расчеты. Сравнение показало, что внедрение разработанной конструкции насоса обеспечит гораздо более низкие эксплуатационные затраты.

ANNOTATION

This project addresses issues related to the improvement and development of the hydraulic part of the QF-1000 drilling pump.

Based on our review of existing designs cylinder-piston mud pump parts selected prototype designed pump, identified design flaws and on the basis of patent research proposed a new way to address them and increase the wear resistance of the node.

Elaborated design of the machine. Given all the necessary studies and calculations. The comparison showed that the introduction of the developed design of the pump will provide a much lower operating costs.

МАЗМҰНЫ

	Кіріспе	5
1	Бұрғылау сораптарының құрылымы және олардың гидравликалық бөлігі	6
1.1	Бұрғылау сораптары туралы жалпы мәліметтер	6
1.2	Поршенді сораптардың құрылымы және жұмыс істеу принципі	7
1.3	Бұрғылау сорабы поршенінің сипаттамасы	11
1.4	Поршеньді пайдалану шарттары	12
1.5	Бұрғылау сорабының тез тозатын тораптары	14
1.6	Пайдалану кезінде сорап поршенінің зақымдалуының түрлері	15
2	Есептеу бөлімі	17
2.1	Бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігін есептеу үшін бастапқы мәліметтер	17
2.2	Жобаланған сораптың негізгі параметрлерін есептеу	18
2.3	Айдау қысымының тұрақсыз дәрежесін есептеу	19
2.4	Клапан жүрісінің есебі	20
2.5	Бұрғылау сораптарының гидравликалық қуатын анықтау	21
2.6	Цилиндрлік жұптың поршенін және төлкесін есептеу	21
2.7	Цилиндрлік төлкені беріктікке есептеу	23
2.8	Штокты нұрақтылық пен төзімділікке есептеу	24
3	Арнайы бөлім	27
3.1	Гидравликалық бөлік бөлшектерінің ұзақ мерзімділігінің жеткіліксіз себептерін талдау	27
3.2	Қолданыстағы поршендерге талдау жасау	30
3.3	Поршень сенімділігін арттыру мақсатында жаңғырту	32
4	Тіршілік қауіпсіздігі және еңбекті қорғау	35
4.1	Сорап жұмысының қоршаған ортаға әсері	35
4.2	Сорапты пайдалану кезіндегі қауіпсіздік шаралары	35
	Қорытынды	38
	Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	39

КІРІСПЕ

Бұрғылау сорабының ұзақ уақыт жұмыс істеуі көбінесе оның гидравликалық бөлігі – бұрғылау ерітіндісімен өзара әрекеттесетін "поршень – цилиндрлік төлке" және калапандар жұбы арқылы анықталды.

Ұзақ мерзімді ресурстарды, үйкеліс күшінің әсерінен жоғары гидроабразивті тозу жағдайында жұмыс істейтін машиналардың сенімді жұмысын қамтамасыз ету жөніндегі міндеттер бүгінгі күні өзекті болып табылады. Бұрғылау сорабының істен шығуы, оның тиімді жұмысының төмендеуі (бұрғылау ерітіндісін ұңғы түбіне айдау), бұрғылау сорабының резеңкелі элементтерінің тозуына байланысты, бұрғылау қашауларының тозуын және бұзылуын, барлық қымбат тұратын, ұңғымалық жабдықтардың бітелуін тудырады. Соның салдарынан бұрғылау жұмыстарының шығыс нормалары жоғарылайды және күрделі жөндеу жағдайының саны артады. Мұның бәрі мұнай немесе газ өндіру процесінің өзіндік құнының ұлғаюын тудырады.

Осы жұмыстың мақсаты – жаңа технологияларды қолдана отырып бұрғылау сорабындағы резеңкелі элементтер қолданылатын "поршень – цилиндрлік төлке" және калапандар жұбының жұмысын зерттеу болып табылады.

Поршеньдің беріктігін арттыру үшін әртүрлі әдістер қолданылады, бірақ жұмыс бетінің тозуы әлі де төмендетілмейтін сыни көрсеткіш болып қалады. Бұл туралы оның сораптағы жұмысының аз сағат саны көрсетеді. Осыған байланысты зерттеу пәні бұрғылау сорабының жұмысы барысында поршень жұмыс бетінің тозу механизмі болып табылады. Бұл өз кезегінде пайдалану ресурсын ұлғайтуды қамтамасыз ететін поршеньдерді дайындау технологиясын әзірлеуге мүмкіндік береді.

1 Бұрғылау сораптарының құрылымы және олардың гидравликалық бөлігі

1.1 Бұрғылау сораптары туралы жалпы мәліметтер

Бұрғылау қондырғысы (сондай – ақ кешен немесе машина деп аталуы мүмкін) - бұл арнайы қондырғы, оның басты мақсаты мұнай-газ индустриясы үшін ұңғымаларды бұрғылау болып табылады. Машинаның негізгі бөліктері:

- 1) бұрғылау мұнарасы;
- 2) көтеріп-түсіру жабдығы;
- 3) күштік жабдықтары (қозғалтқыштар);
- 4) бұрғылау бағанасының жетектері және бұрғылау құбырлары;
- 5) бұрғылау ерітінділерін қолдануға арналған сорап және тазарту жабдығы.

Бұрғылау сораптары ұңғыманы бұрғыланған жыныстан (шламнан) тазарту, бұрғылау құралы мен жетекті гидравликалық түптік механизмдерін іске қосу үшін ұңғымаға жуу сұйықтығын беру үшін қолданылады.

Егер бұрғылау сорабы келесі талаптарға сай болса, онда ұңғымаларды бұрғылаудың технологиялық процесі сәтті жүргізілетін болады:

- 1) айдау желісіндегі қысымның тербелісіне қарамастан жуу сұйықтығының тұрақты берілуін қамтамасыз етеді;
- 2) бұрғылаудың технологиялық процесінің параметрлерімен анықталған шектерде сұйықтықтың берілуін өзгертеді;
- 3) құрамында абразивті бөлшектер мен химиялық белсенді реагенттер бар сұйықтықты айдау процесінде тоқтаусыз және сенімді жұмысты қамтамасыз ету;
- 4) берудің талап етілетін біркелкілігін қамтамасыз ету;
- 5) пайдалану және жөндеу кезінде кезінде қауіпсіз, ыңғайлы және оңай қызмет көрсету;
- 6) шағын салмақты және габаритті өлшемді болуы тиіс [1].

Бұл талаптардың бәрінен жақсы поршеньді сорғылар жауап береді. Цилиндрлер саны және олардың орналасуы бойынша бұрғылау сорғылары цилиндрлер көлденең немесе тік орналасқан бір, екі және үш цилиндрлі болып бөлінеді

Бұрғылау сораптарының негізгі сипаттамалары жетекті және гидравликалық қуат, шығын (берілетін сұйықтықтың мөлшері), сұйықтықты айдау қысымы, сондай-ақ цилиндрлер саны болып табылады. Сонымен қатар, сипаттамаға поршень жүрісінің ұзындығы, цилиндрлік диаметрі, уақыт бірлігіндегі поршеннің қос жүрісінің саны, габариттік өлшемдері және салмағы кіруі мүмкін.

1.2 Поршеньді сораптардың құрылымы және жұмыс істеу принципі

Поршеньді сораптың жұмысын жақсы түсіну үшін оның құрылымын қарастыру қажет. Бұл дипломдық жұмыста мен прототип ретінде, қазіргі кезде бұрғылауда өбінен қолданылып жүрген F1000 бұрғылау сорабын таңдап алдым.

F-сериялы бұрғылау сораптарын өндіруді қытайдың мұнай машина жасау ірі зауыттары бұрыннан жолға қойған. Қытай өндірісіндегі F-1000 бұрғылау сораптары бүкіләлемдік танымал өндірушілердің EMSCO, Gardner DENVER, iDeco, NATIONAL, OILWEL сияқты бұрғылау сораптарының дәл көшірмелері болып табылады.



1.1 Сурет – QF-1000 бұрғылау сорабының жалпы көрінісі

F санатты сораптар бұрғылау ерітіндісін жоғары қысымда қабатқа айдау үшін, ұңғымаларды бұрғылау, цементтеу кезінде немесе ұңғымаларда жөндеу жұмыстарын жүргізу кезінде қолданылады.

F-1000 сорап-триплекс бір жақты әрекет ететін көлденең поршеньді сорап болып табылады, бұл сорап американдық технологиялар бойынша дайындалған және API стандарттарына толық сәйкес келеді. F сериялы сораптарда барлық бөлшектер өзара алмастырылады.

1.1 Кесте – QF-1000 3 поршеньді бұрғылау сорабының негізгі техникалық параметрлері

Модель	QF-1000 бұрғылау сорабы
Тип	Үш поршеньді біржақты әсерлі сорап
Максималды диаметр/жүріс ұзындығы, мм	170/254
Жүріс/минут, ж/мин	140
Номиналды қуаты	746 кВт
Қуаты	1000 ат күші
Беріліс түрі	Шевронды
Беріліс саны:	4,207:1
Сору желісі, мм	304,8

Шығару каналы, мм	127
Білік-тістегершіктің сыртқы диаметрі, мм	196,85
Массасы, кг	18790

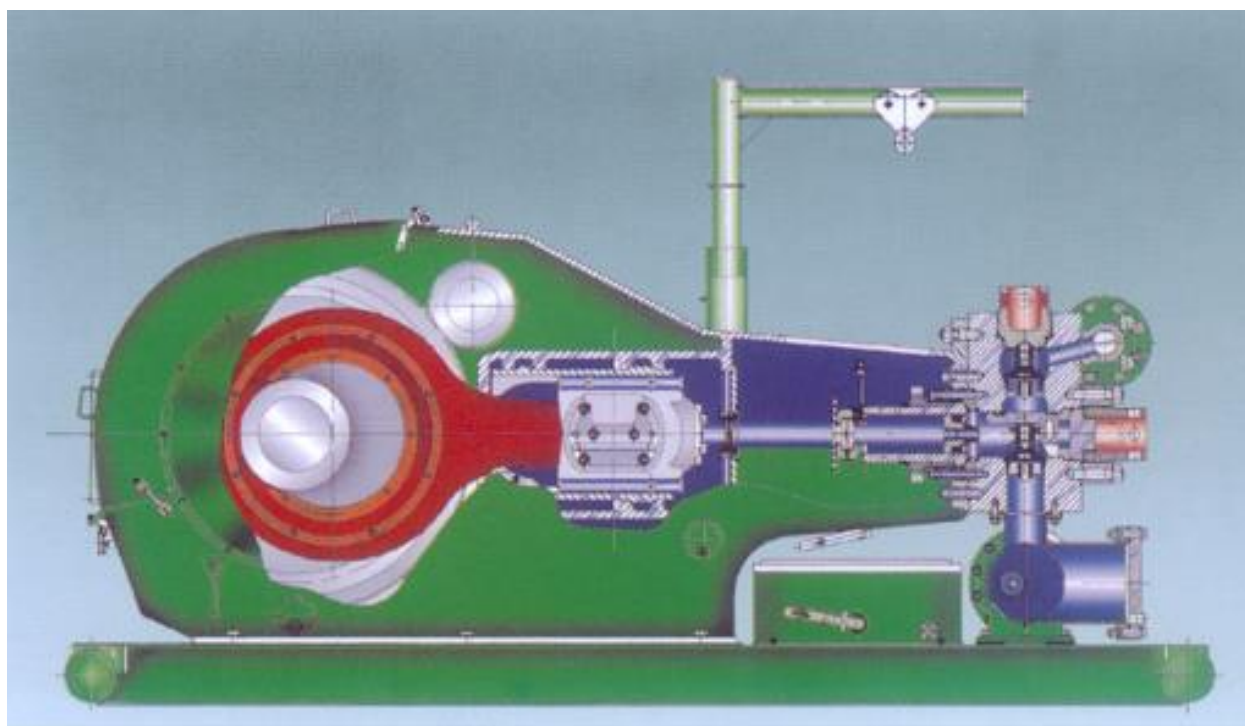
F-1000 бұрғылау сорабы поршень жүрісінің ұзындығын ұлғайтады, бұл аз жылдамдықпен жұмыстарды орындауға және сол арқылы сораптың гидравликалық бөлігіндегі элементтердің тозуын азайтуды қамтамасыз етуге мүмкіндік береді.

Сорап жетегінің бөлігінде екі құрылым бар: майлау және суландыру жүйесі.

Қазіргі заманғы бұрғылау сораптарын өндіру технологиясы алға қарай қадам басты және бүгінгі күні бұл қондырғылар тозуға төзімділігі жоғары, бұл олардың жұмысын тұрақты, ұзақ және үздіксіз етеді.

Гидравликалық цилиндрдің негізгі компоненттері, айдау және сору клапандары, арынды жүйенің бөліктері – өзара алмасымды болып келеді. Бұл дегеніміз, арынды жүйенің тозуына төзімділікті арттыру есебінен үш цилиндрлі сорғының ресурсы едәуір өсті [2].

Автономды құрылғының арқасында бүгінгі таңда бұрғылау сорғысына техникалық қызмет көрсету және алдын алу жұмыстарын жүргізу оңайырақ болды.

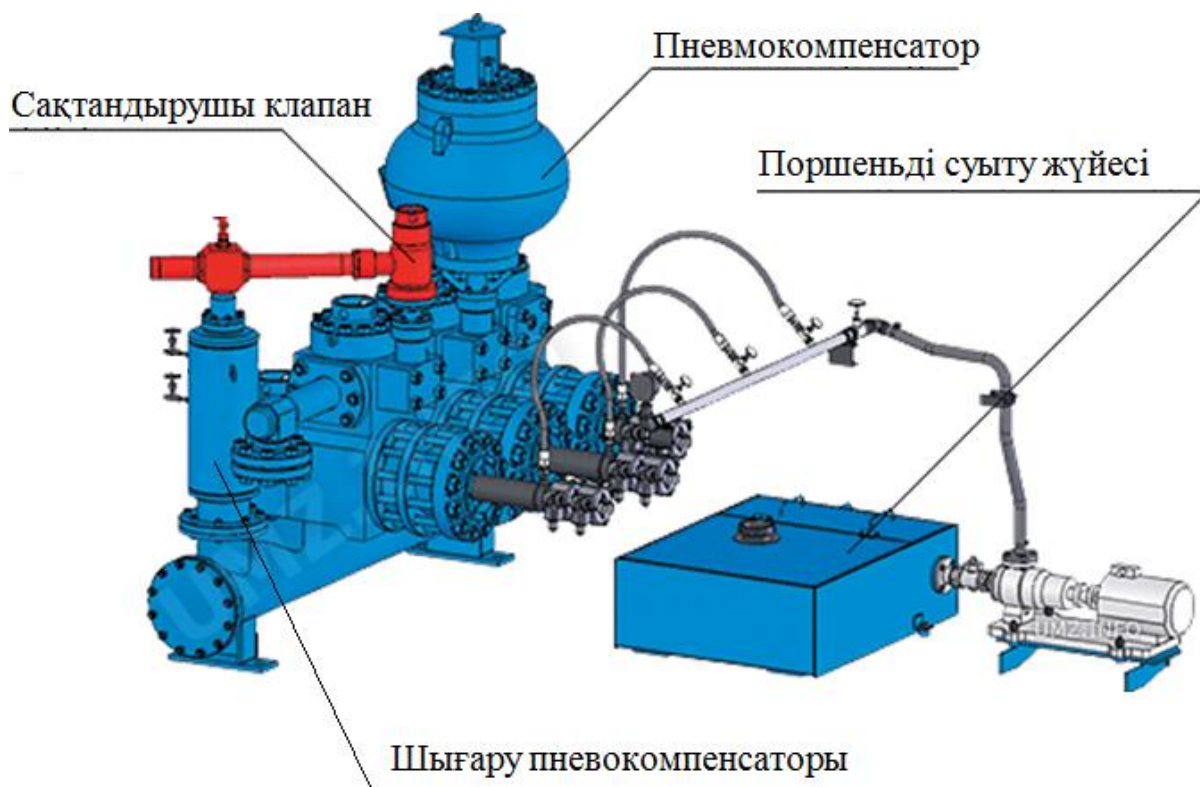


1.2 Сурет - QF-1000 үш поршенді бұрғылау сорабының ішкі құрылымы көрсетілген

Абразивті тозу салдарынан бұрғылау сорғысының белгілі бір тораптары тозуға төзімділігі жеткілікті емес. Бұл әсіресе гидравликалық бөлігінің бөлшектеріне жатады. Бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігінің негізгі тораптары – гидравликалық қорап, кіріс шығыс коллекторлар, цилиндрлік төлкелер, поршеньдер, штоктер мен клапандар.

Цилиндрлер саны және олардың орналасуы бойынша бұрғылау сорғылары цилиндрлер көлденең немесе тік орналасқан бір, екі және үш цилиндрлі болып бөлінеді. Көп цилиндрлі сорғылар екі және үш цилиндрлік алдында елеулі артықшылықтарға ие емес, бірақ оларды дайындау кезінде де, пайдалану кезінде де қымбат.

Бұрғылау сорғыларының негізгі сипаттамалары жетекті және гидравликалық қуат, шығын (берілетін сұйықтықтың мөлшері), сұйықтықты айдау қысымы, сондай-ақ цилиндрлер саны болып табылады. Сонымен қатар сипаттамаға поршень жүрісінің ұзындығы, цилиндрлік төлкенің диаметрі, уақыт бірлігіндегі поршеньдің Қос жүрісінің саны, габариттік өлшемдері кіруі мүмкін.



1.3 Сурет – Біржақты әрекет ететін үшпоршеньді сораптың гидравликалық бөлігінің жалпы көрінісі

Салқындату жүйесі майлау-салқындату сұйықтығын гидроблоктардың төлке-поршениінің үйкеліс аймағына беруді қамтамасыз етеді. Майлау-салқындатқыш сұйықтық, үйкеліс аймағына түсіп, тұйық жүйе бойынша айналады, және келесі функцияларды орындайды:

- төлке-поршень жұбының үйкелісенен болатын жылуды болдырмау;

- төлке-поршень жұбының үйкелісі болмауы үшін майлап тұрады;
- ерітіндідегі бар абразивті бөлшектерді жылтыр айналарынан шайады;
- гидроблоктың цилиндріне ауаның түсуін болдырмайды.

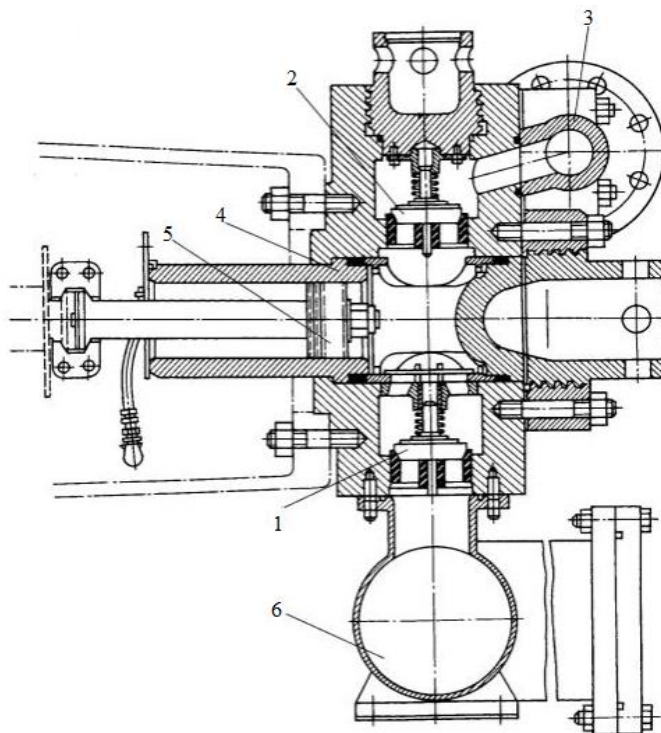
Бір жақты әрекет ететін цилиндр-поршеньді жұптың суыту жүйесін пайдаланбай іс жүзінде жұмыс істей алмайды. Суыту жүйесі мыналарды қамтиды: электр жетегі бар сорғы, манометрі және вентилдері бар айдау құбыры, ауа сүзгілері бар бак және ағызу құбыры.

Төлкеге поршень орнатылады, ол жұмыс процесінде ілгері-кейінді қозғалыстарды жасайды. Поршень-конустық шөгіндісі бар болат өзекше және оған вулканизацияланған екі арнайы резеңкеден жасалған резеңке, жоғары қысым және температура кезінде жұмыс істеуге бейімделген. Поршень манжеті резеңкеден немесе полиуретаннан жасалады.

Поршень жүрісінің номиналды жиілігін минутына 125 деп есептеуге болады:

1) төлкені жоспарлы іске қосу кезінде 800 сағат, төлкенің жұмыс беті бойынша поршень жолының саны 6000000 құрайды;

2) іс жүзінде алынған жұмыс кезінде 100 сағат, төлкенің жұмыс беті бойынша поршень жүрісінің саны 750000 құрайды.



1,2- сору және айдау клапаны;3-айдағыш коллектор;4-цилиндрлі төлке;5-поршень;6-қабылдағыш коллектор

1.4 Сурет – Біржақты әрекет ететін сораптың гидравликалық бөлігі

Поршеньді сораптардың артықшылықтарына ең алдымен жоғары айдау қысымын жатқызуға болады. Кемшілігі – салыстырмалы үлкен масса мен габариттер, сондай-ақ поршеньді және цилиндрлік төлкені ауыстырудың күрделі рәсімі, сонымен қатар поршеньді тығыздаудың жай-күйіне тікелей

бақылаудың болмауы болып табылады. Құбырлардағы, олардың қосылыстарындағы, сондай-ақ колонкалық жиынтықтағы (қашау), ұңғыма қабырғалары мен бұрғылау құбырларының арасындағы сақиналы саңылаудағы, айдау шлангасындағы, байламдағы және тығыздамадағы сұйықтықтар.

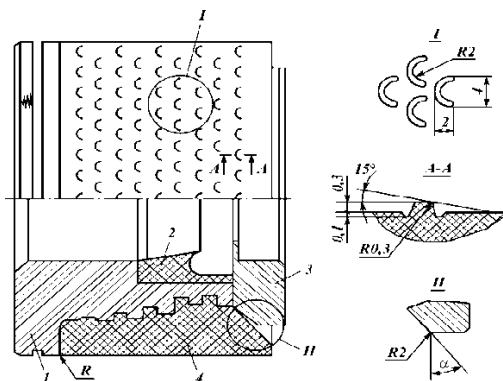
1.3 Бұрғылау сорабы поршенінің сипаттамасы

Бұрғылау сорабында маңызды тораптардың бірі гидропоршенді топ болып табылады. Бұл торап сұйықтықты айдау үшін қысымды қамтамасыз етеді. Поршень және цилиндрлік төлке әлсіз агрессивті және жоғары абразивті сұйықтықтың ортасында жұмыс істейді.

Жұмыс аймағындағы Температура 85 °C жетеді. Поршень манжеті кедір-бұдырлығы R_a 0,16-дан 0,32 мкм дейін бар төлкенің беті бар жұпта жұмыс істейді. Төлкелер осьтік орын ауыстырулардан оны бекіту үшін тіректі бұрғымен цилиндрлік пішінді дайындалады. Төлке арнайы бекіту құрылғыларымен бекітіледі. Сорғының конструктивтік ерекшеліктерін ескере отырып, төлкенің ұзындығы бойынша әр түрлі бөліктердегі тіректік бұрғы дайындалады. Төлкенің ішкі жұмыс беті технология бойынша тегістейді және хонингтейді. Поршеньді сорғылардың артықшылықтарына бірінші кезекте үлкен дамитын айдау қысымын жатқызуға болады. Кемшілігі салыстырмалы үлкен масса мен габариттер, сондай-ақ поршеньді және цилиндрлік төлкені ауыстырудың күрделі рәсімі болып табылады.

Төлкелерді жасау кезінде жоғары дәлдік қажет. Төлкенің ішкі жұмыс беті төмен кедір-бұдырлығы және цилиндр өлшеміндегі ең аз ауытқулары бар тік сызықты цилиндр ретінде болуы тиіс.

Төлкелерді дайындау үшін қолданылатын материалдардың саны географиялық орналасқан жеріне, бұрғылау тереңдігіне және ұңғымаларда кездесетін жатқан жыныстардың түріне байланысты қолданылатын бұрғылау ерітіндісінің құрамы мен талап етілетін қысымының айырмашылығы болып табылады [3]

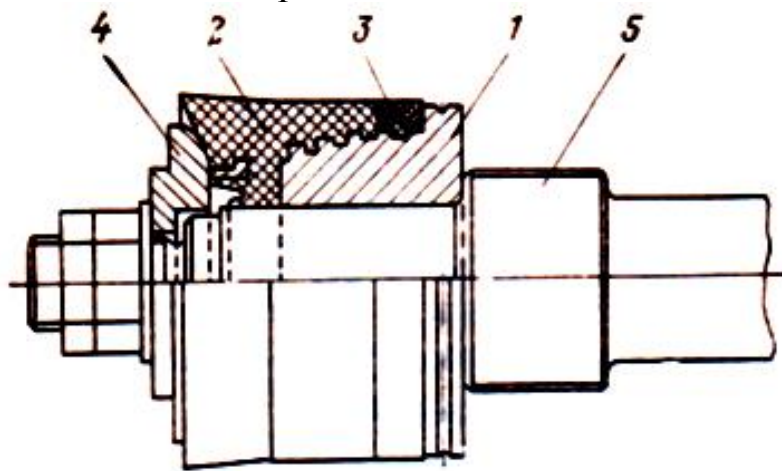


1 – болат өзекше; 2 – резеңкелі өздігінен нығыздалушы манжета; 3 – пластмассалық төсеме; 4 – темір шайбалар; 5 – серіппелі сақиналар

1.5 Сурет – Тримплекс бұрғылау сорабы поршенінің конструкциясы

Осылайша, цилиндрлік төлкені дайындауға арналған материалдардың кең номенклатурасының болуы әрбір жағдайда техникалық жағынан да, экономикалық жағынан да барынша оңтайлы материалды қолдануға мүмкіндік береді.

Төлкені өндіру үшін келесі материал-биметалл (корпус екі бөліктен және қосымша бөліктен тұрады). Сыртқы бөлігі дөңгелек болат дайындамадан жасалған (болат 20, 40, 45, 40Х), созылу беріктігі жоғары, соққы тұтқырлығы бар. Жапсырма материалы – құрамында 26-28% хром бар шойын. Номиналды пайдалану жағдайларында биметалды төлке жуу сұйықтығының жоғары қысымына төзуге және жұмыс істеу мерзімін 800 сағаттан астам қамтамасыз етуге қабілетті. Қазіргі уақытта қолданыстағы сораптар бұрғылау ерітіндісінің қысымы 20 МПа астам қысымда жұмыс істейді.



1 – болат өзекше; 2 – резеңкелі өздігінен нығыздалушы манжета; 3 – пластмассалық төсе; 4 – темір шайбалар; 5 – серіппелі сақиналар

1.6 Сурет – Цилиндрлік бетте поршеньді штоктың жанасуы

1.4 Поршеньді пайдалану шарттары

Бұрғылау сораптарында поршень ауыспалы бөлік болып табылады. Бұрғылау ерітіндісінің қысымы мен айдау көлемін реттеу үшін әртүрлі ішкі диаметрлі поршень қолданылады. Сондықтан іс жүзінде ұңғыма түбін әзірлеу процесінде поршеньдердің бірнеше түрлі типтерін қолданады.

Осы ақпаратты ескере отырып, бұрғылау сорабының жұмыс жағдайына және оларға қойылатын талаптарға талдау жүргізген жөн.

Бұрғылау сораптары, әдетте, ұңғымадан 70-тен 100 метрге дейінгі қашықтықта орналасады. Қоршаған ортаның жұмыс температурасы минус 55-тен плюс 45 °С дейін, айдалатын ерітіндінің температурасы минус 1-ден плюс 85 °С дейін өзгереді.

Бұрғылау сорабы пайдалану процесінде ерітіндіні айдау көлемін 2-3 есеге арттырады. Бұл ретте ол құбырдан тыс кеңістікте, құбырларда немесе бұрғылауды тоқтату кезінде тығыздамалар пайда болған кезде бұрғыланған

жыныстың бөлшектерін басу үшін қажетті қысымды қысқа мерзімде дамытуы тиіс.

Сораптың жұмыс ұзақтығы 25 минуттан және 180 сағаттан артық кезеңдермен өзгереді.

Пайдаланушы ұйымдардың талаптары бойынша бұрғылау сорабы тез тозатын бөлшектерді ауыстыру мүмкіндігі болуы үшін пайдалануға оңай болуы тиіс. Сораптың жұмыс ресурсы 9000 сағаттан кем болмауы тиіс.

Бұрғылау сорабы ұңғымада бұрғылау ерітіндісінің айналымын қамтамасыз ету мақсатында бұрғылау қондырғыларында қолданылады. Бұрғылау сорабының негізгі мақсаты — бұрғылау сұйықтығының айналуын қамтамасыз ету және бұрғылау процесінде оның отыруын болдырмау, сондай-ақ бұрғыланған жынысты жер бетіне көтеру.

Демек, сорап поршенінің ішкі бетіне тұрақты және мерзімді әсер ететін ең агрессивті орта айдау ортасы болып табылады.

35 МПа дейін бұрғылау сорабымен жасалатын айдау ерітіндісінің қысымы. Бұрғылау ерітіндісінің параметрлері: көлемі бойынша 20% - дан аспайтын мұнай қоспасы бар, температурасы 0-ден 80 °С-қа дейінгі, тығыздығы 2200 кг/м³ дейінгі химиялық реагенттер, ауырлатқыштары бар су негізіндегі сазды ерітінді.

Ауырлатылған бұрғылау ерітіндісінде қаттылығы 38 HRC жоғары бөлшектердің жалпы құрамы 40% - ға дейін, рН 6-10-ға дейін жетуі мүмкін. Қатты бөлшектердің өлшемі - 5x10⁻⁶ мм-ден (үлкен молекуланың өлшемі) 0,1 мм-ге дейін.

Шартты тұтқырлығы – 20-дан 100 секундқа дейін. Минералдану-15 % дейін. Ерітілген газдың құрамы - 2 % дейін. Сорапты қабылдауға түсетін бұрғылау ерітіндісінің температурасы 35-тен 45° С дейін.

Бұрғылау сорабының жұмыс шарттарын, айдалатын ерітіндінің параметрлерін, материалдар мен гидравликалық бөліктің құрылымын талдау – бұрғылау ерітіндісімен өзара әрекеттесетін "поршень-цилиндрлік төлке" жұбы поршень жұмысының келесі шарттарын қалыптастыруға мүмкіндік береді.

Біріншісі, поршень мен төлке арасындағы ерітіндіні жинау процесінде пайда болатын үйкеліс күші төлкені поршень қозғалысының жағына итереді. Цилиндрдің ішінде осы процесс кезінде төлке денесінің қимасына осы қысымның шығарылуына тең күшпен кері бағытта төлке итеретін сұйықтықтың қысымы артады. Бұл ретте поршеньді манжетаның резеңкені цилиндрлік төлкенің ішкі бетіне күшті қысылады.

Екіншіден, ішкі диаметрдің беті бұрғы ерітіндісін поршеньмен оның қайтарымды-үдемелі қозғалысы кезінде айдалудан тұрақты да, мерзімді де әсер етеді.

Айдау процесінде 35 МПа дейінгі қысыммен бұрғылау ерітіндісінің қатты бөлшектері (қаттылығы 38 HRC жоғары) цилиндрлік төлкенің ішкі диаметрімен жанасады. Келесі контактілер болуы мүмкін:

Байланыс қатты бөлшектердің еркін оралуы кезінде, төлкенің ішкі көлемін бұрғылау ерітіндісімен толтыру және босату кезінде хаотикалық соғумен жүреді.

Байланыс қатты бөлшектердің (қатты бөлшектердің өлшемі – 5×10^{-6} мм-ден (үлкен молекуланың өлшемі) 0,1 мм-ге дейін, олардың поршень манжетасы мен цилиндрлік төлкенің ішкі беті арасында түсуі нәтижесінде пайда болады.

Сондай-ақ ерітіндіде 0,000005 мм-ден 0,1 мм-ге дейінгі өлшемдегі қатты абразивті бөлшектердің болуына байланысты поршень манжетасы мен төлкенің айналары арасындағы саңылауға олардың жұмыс беттерін тоздырмай бірден жарылуы мүмкін. Жаңа төлкенің ішкі айналы бетінің кедір – бұдырлығы R_a , 0,25-тен 0,4 мкм (0,00025-0,0004 мм) дейін.

1.5 Бұрғылау сорабының тез тозатын тораптары

Қазіргі заманғы конструкциялардың гидравликалық бөлігі шетелдік бұрғылау поршеньді сорғылардың құрамына гидравликалық қораптар, клапанды жұптар, цилиндрлі поршеньді топтар, поршеньдердің штоктарын және клапанды жұптардың қақпақтарын тығыздау, цилиндрлі тығындар мен цилиндрлік топтың клапанды жұптардың қақпақтары кіреді. Поршеньді сораптардың гидравликалық бөлігінің конструкциясының және оларды дайындау технологиясының жетілдірілуіне қарамастан, оның сенімділік көрсеткіштері қойылатын талаптарға толық көлемде сәйкес келмейді, бірінші кезекте істен шығу үшін жұмыс істеу бойынша. 2-кестеде поршеньді бұрғылау сораптарын зерттеу бойынша бұрын орындалған жұмыстардан алынған бұрғылау сораптарының гидравликалық бөлігі бөлшектерінің жұмысы туралы ақпаратты статистикалық өңдеу нәтижелері келтірілген [4].

Бұрғылау сораптарының поршеньдері мен клапандарының істен шығуына жұмыстың орташа квадраттық ауытқуының мәндерінің кең диапазоны, сондай-ақ бұл бөлшектердің ұзақ мерзімді және тозуға төзімділігі әртүрлі факторлардың үлкен санының ықпалына байланысты екенін көрсетеді.

Мысалы, жұмыста екі есе дерлік қысқарту белгіленді.

Ұңғыманы аралықпен бұрғылаумен салыстырғанда 4000 – 5000 м аралықта бұрғылау кезінде бұрғылау сораптарының гидравликалық бөлігі бөлшектерінің істен шығуына жол берілмейді.

1000 - 2000 м. Салдарынан – істен шығатын поршеньді сораптардың жұмыс қабілеттілігін қалпына келтіру үшін қолданылатын қосалқы бөлшектер мен жинақтардың, соның ішінде клапан жұптарының артуы. Келтірілген мәліметтерге сәйкес, клапан жұптары балшық поршенді сорғының гидравликалық бөлігінің басқа бөліктеріне қарағанда тез тозады.

Деректер бойынша, клапанды жұптар поршеньді бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігінің қалған бөлшектеріне қарағанда тезірек тозатынын байқауға болады.

Жоғарыда айтылғандардан гидравликалық бөлшектердің сенімділігі поршеньді бұрғылау сорабының бөліктері едәуір дәрежеде поршень мен

клапанды жұптың өзара байланысатын беттерінің және тығыздағыш элементтерінің тозуға төзімділігіне байланысты болады. Мысалы, 16-18 МПа қысыммен жуу сұйықтығын айдайтын поршеньді бұрғылау сораптарының клапандарының істен шығуының орташа атқарымы 100 сағаттан аспайды.]

1.6 Пайдалану кезінде сорап поршенінің зақымдалуының түрлері

Бұрғылау сорғыларының істен шығу жағдайларының 33%-да атап өтілгендей, жұптың тозуынан цилиндрлік төлке – поршень манжеті болады. Манжеттер кордтан резеңкеден жасалады; сондай-ақ манжеттің орнына пластмасса сақиналар қолданылады. Бұл жұпты қорғау және пайдалану мерзімін ұлғайту маңызды инженерлік міндеттер болып табылады.

Қазіргі уақытта тозудың және зақымданудың бірыңғай жіктемесі жоқ, өйткені әлі күнге дейін тозуды жіктеуге жататын себептер анықталған жоқ. Тозудың сыртқы белгілері бойынша жіктеуде майлау материалымен және онсыз үйкеліс кезінде, сондай-ақ абразивті ұнтақ қабатымен тозуды ажыратады. Үйкеліс кезінде беттердің өзара әрекеттесу сипатын және үйкеліс беттерінде өтетін процестердің сипатын ескеретін жіктеу бар. Нақтыланған түрде ол мыналарды қамтиды: беттердің адгезиясы немесе уатылуы, абразивті әсер ету немесе кесу, коррозия, шаршау, сондай-ақ тозудың басқа да сирек кездесетін түрлері.

Бұрғылау сорабының жұмысы кезінде цилиндрлік төлкенің беті ұшырауы мүмкін тозудың негізгі түрлері:

- 1) шаршау;
- 2) абразивті;
- 3) коррозиялық;
- 4) эрозиялық;
- 5) механикалық.

Ең көп таралған сораптардың бөлшектері мысалында цилиндрлік топ бөлшектерінің тозуы қарастырылған. Тығыздағыш құрылғылардың жұмыс режимін сипаттайтын негізгі параметрлерді жіктеуге ыңғайлы болу үшін мынадай сипаттамалар қабылданды: қысым 10 МПа – ға дейін – төмен; қысым 10-нан 16 МПа-ға дейін – орташа; қысым 16-дан 32 МПа-ға дейін – жоғары; абразивті бөлшектерсіз техникалық және бетонитті ерітінді – таза сұйықтықтар; құрамында 1% дейін құм бар бұрғылау ерітінділері ($\rho = 1,05 - 1,2 \text{ г/см}^3$) – аабразивті сұйықтықтар; құрамында 1% дейін құм бар бұрғылау ерітінділері ($\rho = 1,3-1,6 \text{ г/см}^3$) 3 % – ға дейінгі құм – орташа абразивті сұйықтықтар; құрамында 3 % – дан астам құм бар бұрғылау ерітінділері ($\rho = 1,7 - 2,2 \text{ г/см}^3$) - жоғары абразивті ерітінділер [6].

Төмен қысым режимінде сораптармен айдалатын сұйықтық, көбінесе абразивтің едәуір мөлшері бар (негізінен құм 5% дейін) жеңіл бұрғылау ерітіндісі болып табылады; ерітіндінің температурасы жоғары емес, негізінен 20-40 °С. Осындай жағдайларда цилиндрлі поршенді жұптың тозуының айқын көрінген түрлері абразивті және гидроабразивті болып табылады. Төлкелер мен

поршеньдердің жұмыс беттері әр түрлі тереңдікте бойлық тәуекелдер қалың желісімен жабылған.

Терең тәуекелдер – төлкенің ішкі бетінің жекелеген учаскелерінде ғана жергілікті шаю санатына жатқызуға болатын жырашықтар.

Егер шаюдың жергілікті орналасуы төлкенің бір жақты тозуынан туындаса, онда дискретті сипатты оның төменгі бөлігінде терең абразивті жырық түзумен байланыстыру керек.

Орташа қысым режимінде бұрғылау сорғыларының бұл жұмыс режимі кең таралған, цилиндр поршенді жұптың тозуының бірнеше түрі анық көрсетілген. Жоғары – абразивті сұйықтықтарды жоғары емес температураға (50 °C дейін) айдау кезінде абразивті, гидроабразивті, шаршаған және жұп бөлшектерінің механикалық тозуы тән. Сонымен қатар поршеньді манжеттер материалының термодеструкциясы, олардың қалдық деформациясы немесе ісінуі байқалады. Айдалатын сұйықтықта абразив концентрациясының төмендеуі бөлшектердің абразивті тозуын азайтады. Сұйықтық температурасының жоғарылауы поршень манжеттерінің термодеструкциясын күшейтеді. Орташа және жоғары қысымды ерітінділерді айдау кезінде цилиндрлік төлкелердің беті төменгі қысым режиміндегі сорғыларды пайдалану кезіндегі сияқты бойлық жырықтың қалың желісімен жабылған, ал жекелеген учаскелерде, негізінен төменгі бөлігінде бір және бірнеше терең шаю бар. Егер төлкенің радиалды қимасында төменгі бөліктегі тозу максимумымен біркелкі емес тосса, онда бойлық қимада тозудың жаңа заңдылықтары анықталады. Бұдан басқа, төлкеден кесектердің сынуы байқалды, сондай – ақ механикалық тозудың белгілері едәуір сәйкессіздіктен төлке туралы поршеньдің металлоарматурасының қажалуы белгіленді.

Жоғары қысым режимінде (әсіресе 20 МПа жоғары) тозудың негізгі түрлері, әсіресе тығыздалатын саңылау аумағында манжет материалының термодеструкция және шаршау бұзылуы болып табылады. Бұл ретте айдалатын сұйықтықтағы абразив концентрациясының артуы поршень бетінің тозуына әсер ете отырып, бұзылу процесін айтарлықтай қарқындатады. Цилиндр поршенді жұптың жоғары қысымы кезінде үйкелудің жоғары температурасының әсерінен поршеннің уақытынан бұрын бұзылуы салдарынан істен шығады.

Бұрғылау сорабының поршеньдерінің тозуына қатысты қорытынды жасауға болады, поршеньдердің бұзылуы ұсақ жырық пен сызаттар желісінің пайда болуынан, поршеннің ішкі бетінің ысқылауынан басталады.

Бөлім бойынша қорытынды: дипломдық жобының техникалық бөлімінде үш поршенді бұрғылау сораптарының конструкциялары талданылып, оларды жетілдірудің бағыттары айқындалды. QF-1000 бұрғылау сораптарын шығаратын шетелдік кәсіпорынның сораптарының жиі қолданылатын модельдерінің техникалық сипаттамалары көрсетілді. Бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігіндегі негізгі ақаулар талдау жасалынды және солар бойынша жұмыс істеу бағыты айқындалды.

2 Есептеу бөлімі

2.1 Бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігін есептеу үшін бастапқы мәліметтер

Ұңғымаларды бұрғылаудың көпжылдық тәжірибесінен жуу сұйықтығы ретінде бұрғылау сораптарының кепілді жұмыс қабілеттілігін қамтамасыз ететін, тығыздығы 800-2600 кг/м³, температурасы 30-85°C, тұтқырлығы 18-80 сек, көлемі бойынша 1-5% шегінде микроқатты, ауырлатқыштың қоспасы 40%-ға дейін болатын, барит сазды ерітіндіні ауырлату үшін қолданылады [9].

2.1 Кесте - Негізгі техникалық көрсеткіштер

Параметр өлшемдері		Белгілену i	Есептеу тәуелділігі	Есептеу өлшемдері
Механикалық қуаты, кВт		N _M		746
Цилиндр саны		X		3
Поршень жүрісі, мм		S		290
Шток диаметрі, мм		D		70
Минимальді төлке Диаметрі, мм		D _{min}		140
Шток диаметрінің минималды төлке диаметріне қатысы		ψ	d/d	7/13=0,54
Поршенің 1 минуттағы екіжүрісінің максимальді саны		n ₂	n ₂ =n _{max}	125
Тұғыр отырмасының бұрышы, град		Θ		31°
Идеал берілімі, л/с		Q _H		27,5
Қосиін радиусының бұлғақ ұзындығына қатынасы		H	R/I	
Поршень және шток тығыздығышының ПӘК		η_{σ}		
Сораптың толық ПӘК		η_m		
Есептеудегі артық жүктеу коэффициенті	Шыдамдылықа	K _П		1,15
	Статикалық беріктіке	K _П		1,3
Штоктағы номиналь күш, кН	Қайта жүру кезінде	$Q_{\text{соз}}^H$	$\frac{61200 \cdot N_m (1 - \psi^2)}{S \cdot x \cdot n_2 (2 - \psi^2) \cdot \eta_{\sigma}}$	$\frac{61200 \cdot 746 \cdot 0.85 (1 - 0.54^2)}{29 \cdot 3 \cdot 125 (2 - 0.54^2) 0.93}$
	Тіке жүріс кезінде	$Q_{\text{соз}}^H$	$\frac{61200 \cdot N_M \cdot \eta_M}{S \cdot n_2 (2 - \psi^2) \cdot \sqrt{\eta_{\sigma}}}$	$\frac{61200 \cdot 746 \cdot 0.25}{29 \cdot 2 \cdot 125 (2 - 0.54^2) \sqrt{0.93}}$
Штокты және штоксыз беттегі жұмыссыз кеңістіктің көлемі, дм ³		V _m		15

2.2 Жобаланған сораптың негізгі параметрлерін есептеу

Шток ауданының қимасын келесі формуламен анықтаймыз:

$$f = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.1)$$
$$f = \frac{3.14 \cdot 0.06^2}{4} = 0.0028 \text{ м}^2$$

Сораптың берілісі

$$Q = \frac{N}{P}, \quad (2.2)$$

мұндағы Q – орташа теориялық берілісі;
 P – орташа айдау қысымы.

$$Q = \frac{746 \cdot 10^3}{35 \cdot 10^3} = 21.375 = 0.013 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Осы формуланы қолдана отырып, $Q = a \cdot z \cdot F \cdot S \cdot h$ поршеннің диаметрін анықтаймыз,

мұнда $Q = 1$ бір жақты сорап үшін.

$$F = \frac{Q}{n \cdot z \cdot S}, \quad (2.3)$$

мұндағы Q – орташа беріліс;
 n – екі жүрістің максималды саны;
 z – жұмыс камерасының саны;
 F – поршеннің ауданы.

$$F = \frac{Q}{n \cdot z \cdot S} = \frac{0.013}{2.08 \cdot 3.03} = 0.002 \text{ м}^2.$$

Поршеннің диаметрін келесі формуламен анықтаймыз

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}, \quad (2.4)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.002}{3.14}} = \sqrt{0.309} = 0.172 \text{ м}$$

Поршеннің диаметрі $D = 170 \text{ мм}$.

Сораптың п.э.к. -і

$$\eta = \frac{N_{\text{най}}}{N} \quad (2.5)$$

мұнда N_n - пайдалы қуаты;

N - сораптың қуаты.

$$\eta = \frac{746}{1000} = 0.75$$

Идеалдық берілісі:

$$Q_u = q \cdot h = 0,010 \cdot 2,08 = 0,0208 = 0,020 \text{ м}^3 / \text{с},$$

$$q = z \cdot F \cdot S = 3 \cdot 0,0112 \cdot 0,3 = 0,01008 = 0,010 \text{ м}^3$$

мұндағы q - жұмыс көлемі.

2.3 Айдау қысымының тұрақсыз дәрежесін есептеу

Сораптың шығу қысымының тұрақсыз дәрежесін анықтаймыз K және L_v - коэффициентінен тәуелді [9]:

$$K = \frac{L \cdot \omega \cdot m \cdot c^m}{L_v \cdot Q \cdot p^m}, \quad (2.6)$$

мұндағы L_v - көлем коэффициенті; төлке диаметрінің 170 мм, L_v - 0,9;

ω - біліктің бұрыштық жылдамдығы;

m - коэффициенті (политроп дәрежесінің кері мәні);

C - пневмокомпенсатордың сипаттамасы.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (2.7)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 125}{60} = 14.1 \text{ сек}^{-1}$$

$$C = P_0 \cdot V_0^n, \quad (2.8)$$

мұндағы P_0 - пневмокомпенсатордағы бастапқы газ қысымы;

V_0 –пневмокомпенсатордың газ қуысындағы бастапқы көлемі;

$n= 1,67$ политроп дәрежесінің көрсеткіші;

$$C = 120 \cdot 70^{1,67} = 14400 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Q - орташа теориялық беріліс;

P - орташа айдау қысымы;

$$K = \frac{2 \cdot 14,1 \cdot 0,6 \cdot 14400^{0,6}}{0,9 \cdot 22,4 \cdot 170^{0,6}} = 32,8$$

2.4 Клапан жүрісінің есебі

Клапанның салмағы $G = 4,5$ кг.

Сорап жұмыс істегенде клапан астындағы сұйықтан болатын қысым күші клапанның салмағын және серіппені алдын-ала созу күштерін жеңуі керек. Бос кезіндегі серіппенің ұзындығы 92 мм. Алдын ала сығылу - 8 мм; серіппенің қаттылығы $K=7100$ Н/м. Клапанның салмағы $G = 4,5$ кг [9].

Клапан жүрісін келесі формуламен анықтаймыз:

$$n^3 + \frac{N_0 + G_v}{K} n^2 - B = 0. \quad (2.9)$$

мұндағы n - клапан жүрісі, мм;

N_0 - алғашқы қысылған клапанның күші – 6,8;

G_v - сұйықтықтағы клапан салмағы

$$G_v = G \left(1 - \frac{\gamma_{жс}}{\gamma_k} \right), \quad (2.10)$$

мұндағы $\gamma_{жс}$ - сұйықтықтың көлемдік салмағы;

γ_k - клапанның көлемдік салмағы.

$$G_v = 5 \left(1 - \frac{1,34}{7,8} \right) = 4,5$$
$$B = \frac{R^2 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot \omega^2 \cdot D^4}{\cos^2 \beta \cdot g \cdot k \cdot \mu^2 \cdot 128}. \quad (2.11)$$

мұндағы D - поршеньнің диаметрі;

ω - біліктің бұрыштық жылдамдығы.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}, \quad (2.12)$$

мұндағы $n=125$ айн/мин – біліктің айналым саны.

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 125}{60} = 14,1 \text{ сек}^{-1}.$$

$R = 4,5$ см – эксцентрика радиусы;

$\mu = 0,8$ шығын коэффициенті;

β – клапанның конустық бұрышы.

$$B = \frac{D^4 \cdot 14,1^2 \cdot 14,5^2 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14}{128 \cdot 0,8^2 \cdot \cos^2 70^\circ - 980 \cdot 7,1} = 0,00148 D^4.$$

2.5 Бұрғылау сораптарының гидравликалық қуатын анықтау

Бұрғылау ерітіндісін берілген көлемді жылдамдықпен ұңғыманың циркуляциялық жүйесі арқылы айдау үшін өте үлкен гидравликалық қуат талап етіледі, оны бұрғылау сораптарының пайдалы қуаты үшін мынадай формула бойынша анықталады:

$$N_n = Q - P_H, \text{ кВт} \quad (2.13)$$

Сораптармен тұтынылатын қуат сораптың өзінде гидравликалық, көлемді және механикалық ысыраптарға жұмсалатын пайдалы қуат пен қуаттан жинақталады.

Гидромониторды қашауларды пайдалана отырып, ұңғыма түбін тиімді бұзу үшін (0,4-0,8) кВт/см² есебінен ұңғыма түбі алаңының бірлігіне гидравликалық қуатты жеткізуді қамтамасыз ету қажет. Сораптың қуаты қысымның ауытқуына пропорционалды түрде өседі, ал пәк қысымның салыстырмалы үлкен диапазонында дерлік тұрақты сақталады. Бос режимге жақын кезінде пайдалы қуатты жоғалтуға жақын деңгейге дейін азайту нәтижесінде пәк төмендейді. Қысымның шамадан тыс ұлғаюы кезінде бұрғылау ерітіндісінің ағуы салдарынан сорғының пәк-і едәуір төмендеуі байқалады.

Сораптарды құрастыру кезінде анықтаушы конструктивтік параметрлер мыналар болып табылады: берілген беруді қамтамасыз ететін поршень ұзындығының, жүріс санының және диаметрінің рационалды үйлесімі.

Сораппен дамытылатын беріліс мына формула бойынша анықталады:
- триплекс сораптары үшін

$$Q = \alpha \left(\frac{3FS}{60} \right) = \alpha \left(\frac{3fV_{\text{орт}}}{2} \right), \quad (2.14)$$

мұндағы $\alpha = 0,9$ – беріліс коэффициенті;

F – поршеннің көлденең қимасының ауданы, м²;

f – штоктың көлденең қимасының ауданы, м²;

S – поршень жүрісінің ұзындығы, м;

n – поршень жүрісінің жиілігі, жүр/мин;

$V_{\text{орт}} = 2Sn/60$ – поршеннің орташа жылдамдығы, м/с.

$$V_{\text{орт}} = 2 \cdot 0,25 \cdot 135 / 60 = 1,13 \text{ м/с.}$$

2.6 Цилиндрлік жұптың поршенін және төлкесін есептеу

Поршень қозғалысының орташа жылдамдығының шамасы 1,6 м/с аспауы тиіс, өйткені оның одан әрі өсуімен цилиндрлік төлкелердің, поршеньдердің және бұрғылау ерітіндісімен жанасатын басқа да бөлшектердің тозуы айтарлықтай артады, бұл олардың қызмет ету мерзімінің азаюына әкеледі.

$$Q = 0.9 \left(\frac{3 \cdot 0.065 \cdot 1.13}{2} \right) = 25 \text{ л/с.}$$

Қазіргі сораптарда қарастырылатын параметрлер:

$$S_n = 20-30 \text{ м/мин, немесе } V_{opt} = 0,7-1,2 \text{ м/с,}$$

$$S_n = 1300-2100 \text{ м/мин, немесе } \alpha_{max} = 8-14 \text{ м/с}^2.$$

Поршень жүрісінің ұзындығын (S) келесі сандар қатарынан таңдау ұсынылады 80;100;125;160;200;250;280;320;360;400;450;500 мм.

Поршень жүрісінің жиілігін (n) поршень жүрісінің таңдалған ұзындығына байланысты және жылдамдық пен үдеудің рұқсат етілген шамасы бойынша анықтайды.

Поршень диаметрі (d_n) мынадай формула бойынша есептеледі:

$$d_n = \sqrt{\frac{25.5 \cdot Q}{\alpha \cdot S_n}}, \text{ м,} \quad (2.15)$$

$$d_n = \sqrt{\frac{25,5 \cdot 0,025}{0,9 \cdot 0,25 \cdot 135}} = 0,12 \text{ м.}$$

Айдау (F_a) және сору (F_c) коллекторлардың өтпелі қималарының ауданы ағынның үзілмеу жағдайларынан сорғының ең көп берілісі бойынша анықталады:

$$Q = F_a V_a = F_i V_i, \text{ м/с} \quad (2.16)$$

немесе (коллектор құбырлардан орындалатынын ескере отырып) 2.16 өрнекті мынадай түрде жазуға болады:

$$Q = \pi d_n^2 V_n = \pi d_s^2 V_s, \text{ м/с,} \quad (2.17)$$

мұнда d_s, d_n - айдау және сору коллекторларының диаметрі, м;

$V_s = (1,0-2,0) \text{ м/с, } V_n = (1,5-2,5) \text{ м/с}$ – сору және айдау коллекторларында ағынның қозғалысының орташа жылдамдығы (ең жоғарғы мәндер сорғының сору желісінде жеткілікті тіреуді қамтамасыз ету шартымен қабылданады). (2.17) формуланы былай жазуға болады:

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_s}}, \text{ м,} \quad (2.18)$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 1}} = 0,147 \text{ м,}$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 2}} = 0.104 \text{ м.}$$

2.7 Цилиндрлік төлкені беріктікке есептеу

Цилиндр төлкесін есептеу статикалық беріктікке жүргізіледі. Статикалық беріктікке есептеу сынақ қысымының әрекеті кезінде төлкеде пайда болатын күштер бойынша жүргізіледі [9].

Бастапқы деректер

- цилиндр төлкесінің материалы – болат 50;
- тұрақсыздық шегі - $\sigma_m = 380$ МПа;
- уақытша қарсылық - $\sigma_s = 640$ МПа;
- максималды жұмыс қысымы - $p = 35$ МПа;
- төлкенің ішкі диаметрі $d = 140$ мм;
- төлкенің сыртқы диаметрі $D = 210$ мм.

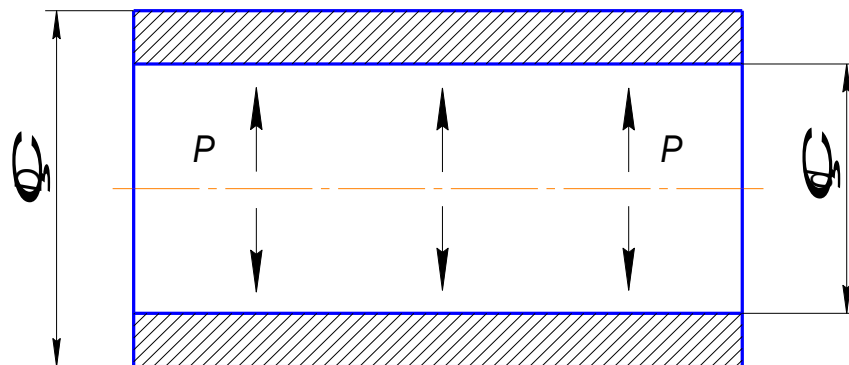
Цилиндрлік төлкедегі кернеу қалың қабырғалы ыдыстарды есептеу үшін формулалар бойынша анықталады. Эквивалентті кернеу:

$$\sigma_e = \sigma_t + \nu \cdot \sigma_r \quad (2.19)$$

мұнда σ_t - ішкі бетіндегі кернеу;

ν - созылу кезіндегі материалдың ағымдылық шегінің сығылу кезіндегі ағымдылық шегіне қатынасы;

σ_r - сұйықтық қысымының кернеуі.



2.1 Сурет – Цилиндр төлкесінің есептік схемасы

Кернеу ішкі бетінде ғана анықталады, өйткені сыртқы жағына олар әрқашан аз

$$\sigma_t = \frac{1+k^2}{1-k^2} \cdot p, \quad (2.20)$$

мұнда k – ішкі радиустың r сыртқы радиусқа R қатынасы; $r = 60$ мм болғанда $R = 105$ мм, $k = 0.57$;

p – сорап қысымы.

Болат үшін 50 маңызы бар шекті кернеулер созылу мен сығылу өзара тең болса, онда $\nu=1$.

Сұйықтық қысымының кернеуі $\sigma_r = p = 32 \text{ МПа}$.

Формула бойынша эквивалентті кернеуді ескере отырып

$$\sigma_e = p \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu \right) = 32 \cdot \left(\frac{1+0,57^2}{1-0,57^2} + 1 \right) = 94,8 \text{ МПа}. \quad (2.21)$$

Статикалық беріктілік қорының коэффициенті

$$s = \frac{\sigma_m}{\sigma_e} = \frac{380}{94,8} = 4$$

Беріктілік шарты орындалады $s=4 > [s]=1,65$.

2.8 Штокты тұрақтылық пен төзімділікке есептеу

Бұрғылау сорабының шттогын бойлық иілу кезіндегі орнықтылыққа және төзімділікке есептейміз. Бір жақты әрекет ететін сораптарда штоктар ауыспалы күштермен жүктелген. Штоктың есептік сұлбасы 2.2 суретте көрсетілген.

Бастапқы деректер

- шток материалы 40Х болат;
- тұрақсыздық шегі $\sigma_m = 640 \text{ МПа}$;
- уақытша қарсылық $\sigma_e = 860 \text{ МПа}$;
- максималды жұмыс қысымы - $p = 35 \text{ МПа}$;
- шток диаметрі $d = 75 \text{ мм}$;
- шток ұзындығы $l = 565 \text{ мм}$;
- төлкенің минималды ішкі диаметрі $d_{i_{\text{ин}}} = 140 \text{ мм}$

Штоктың инерция моментін анықтаудан бастаймыз:

$$I = \pi \cdot d^4 / 64 = 3,14 \cdot 0,075^4 / 64 = 1,55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Штоктің көлденең қимасының ауданы

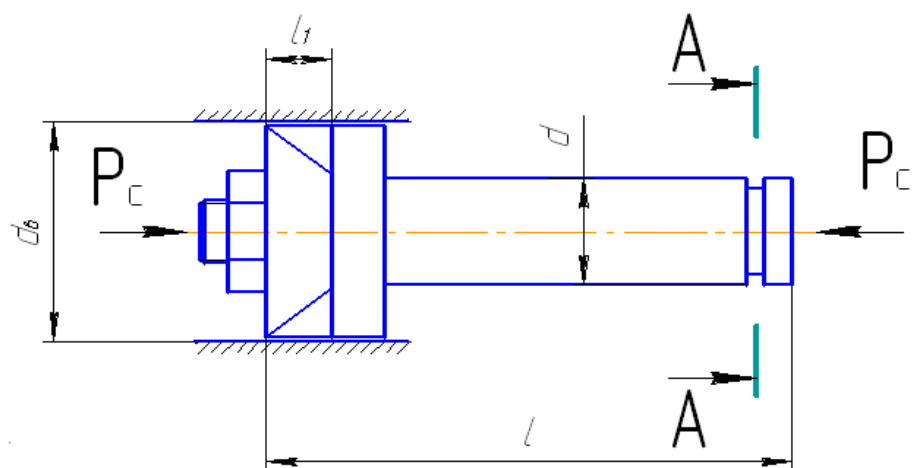
$$f = \pi \cdot d^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,075^2 / 4 = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.22)$$

Шток инерциясының ең аз радиусын мына формула бойынша анықтаймыз:

$$i_{\text{min}} = \sqrt{I/f} = \sqrt{1,55 \cdot 10^{-6} / 4,4 \cdot 10^{-3}} = 0,0187 \text{ м}. \quad (2.23)$$

Шток иілгіштігі:

$$\lambda = l_{\text{ин}} / i_{\text{min}} = 0,565 / 0,0187 = 30,21. \quad (2.24)$$



2.2 Сурет - Шток есептеу схемасы

Шток иілгіштігі $\lambda = 30,21 < 105$ болғанда, тұрақтылық қорының коэффициенті мына өрнекпен анықталады:

$$n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{с\max}} \quad n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{с\max}} \quad n = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{с\max}} \quad (2.25)$$

мұнда $\sigma_{кр}$ - критикалық сығу кернеуі;

$\sigma_{с\max}$ - максималды сығу кернеуі.

Қоспаланған болат үшін сығу критикалық кернеуі

$$\sigma_{кр} = 470 - 2,3 \cdot \lambda = 470 - 2,3 \cdot 30,21 = 400,5 \text{ МПа.} \quad (2.26)$$

Цилиндрлік төлке мен поршеньді тығыздағыштың үйкелуін ескере отырып, сығу күшін анықтаймыз

$$P_c = \pi \cdot p \left(\frac{d_{ш}^2}{4} + d_{ш} \cdot l_1 \cdot \mu_1 \right) \quad (2.27)$$

мұнда l_1 - поршень манжетінің өздігінен тығыздайтын бөлігінің ұзындығы, $l_1 = 90$ мм;

μ_1 - цилиндрлік төлке мен поршеньдің үйкеліс коэффициенті, $\mu_1 = 0,08 \dots 0,16$; $\mu_1 = 0,1$ деп қабылдаймыз.

$$P_c = 3,14 \cdot 32 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,14^2}{4} + 0,14 \cdot 0,09 \cdot 0,1 \right) = 541587 \text{ Н.}$$

Бұдан максималды сығылу кернеуі

$$\sigma_{с\max} = \frac{P_c}{f} = \frac{541587}{4,4 \cdot 10^{-3}} = 123 \text{ МПа.} \quad (2.28)$$

Формула бойынша тұрақтылық қорының коэффициенті

$$n = \frac{400,57}{123} = 3,2$$

Тұрақтылық шарты орындалады, өйткені $n=3.2 > [n]=2$.

Төзімділікке есептеуді диаметрі 70 мм болатын А-А қимасы (2.2 сурет) үшін жүргіземіз

Сығылу күші пульсациялаушы цикл бойынша әрекет етеді. Орташа кернеу циклінің деңгейі σ_m орташа кернеу амплитудасы $\sigma_a = \sigma_{max}/2$. Бұл ретте төзімділік бойынша беріктік қорының коэффициенті мынадай формула бойынша анықталады

$$n = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{cmax} \cdot (K_{\sigma D} + \psi_{\sigma})} \quad (2.29)$$

мұнда σ_{-1} - асимметриялық циклдегі төзімділік шегі; 40Х болат үшін $\sigma_{-1} = 0.45 \cdot \sigma_B = 0.45 \cdot 860 = 287$ МПа;

$K_{\sigma D}$ – мына параметрлер арқылы анықталады: $k_{\sigma}=2,89$; $k_F=0,86$; $k_d=0,72$

$$K_{\sigma D} = \frac{k_{\sigma}}{k_F \cdot k_d} = \frac{2,89}{0,86 \cdot 0,72} = 4,66 ; \quad (2.30)$$

ψ_{σ} – цикл асимметриясының оның шекті амплитудасына әсерін сипаттайтын коэффициент; сораптар үшін $\psi_{\sigma}=0,05 \div 0,2$; $\psi_{\sigma}=0,1$ деп қабылдаймыз.

Қимадағы шток диаметрі $d_p=70$ мм. Көлденең қима ауданы

$$f_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,07^2}{4} = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2. \quad (2.31)$$

Содан кейін қимадағы ең үлкен сығу кернеуі

$$\sigma_{cmax} = \frac{P_c}{f_p} = \frac{541587}{3,8 \cdot 10^{-3}} = 143 \text{ МПа}. \quad (2.32)$$

Төзімділік бойынша қор коэффициенті

$$n = \frac{2 \cdot 387}{143 \cdot (4,66 + 0,1)} = 1,26$$

Төзімділік кезіндегі Беріктілік қорының рұқсат етілген коэффициенті 1,2-ге тең. Төзімділік бойынша беріктілік шарты орындалады.

3 Арнайы бөлім

3.1 Гидравликалық бөлік бөлшектерінің ұзақ мерзімділігінің жеткіліксіз себептерін талдау

Гидравликалық блоктың элементтері: поршеньдер, төлкелер, клапанды топтар, пневмокомпенсатордың диафрагмасы үлкен қысымда және ұсақ абразив көп мөлшерде болатын агрессивті ортада жұмыс істейді, бөлшектерде зақымданудың біртіндеп жиналуымен сипатталатын қарқынды тозуға ұшырайды. Зақымданулардың жиналуы нәтижесінде бөлшектің кенеттен істен шығуы бұрғылау процесінде басталуы мүмкін. Сондықтан гидравликалық блоктарға техникалық қызмет көрсету кезінде қарқынды тозуға ұшыраған бөлшектердің зақымдануының бастапқы сатысын анықтау мақсатында диагностика жасалады.

Жұмыс жағдайына байланысты сорғылардың гидравликалық бөлігінің ауыспалы бөлшектерінің (поршеньдер, цилиндрлік төлкелер, клапандар, штоктар) ұзақ мерзімділігін арттыруға байланысты жұмыста сенімді және пайдалануға ыңғайлы сорғыларды құру проблемасы тұр. Жұмыс жағдайына және ауыспалы бөлшектердің ұзақ мерзімділігіне әсер ететін негізгі параметрлерге мыналар жатады: сорғының айдау желісіндегі қысым, ерітіндінің қасиеттері (тығыздығы, температурасы, абразивтілігі) және сорғының ауыспалы бөлшектерінің жұмыс режимі.

Үш поршеньді сорғыларға поршеньді жүктеу жиілігі екі поршеньді сорғыларға қарағанда 1,5-2 есе жоғары. Сонымен қатар, үш поршеньді сорғылардағы поршеньді жүктеу жиілігі 175 жүр/мин, $N = 370$ кВт-тан 115 жүр/мин, $N = 746$ кВт-қа, яғни шамамен 50,3% төмендейді [7].

Үш поршенді сорғыштардағы поршеньдің орташа жылдамдығы екі поршенді сорғыштарда қабылданғаннан 15-20%-ға жоғары, ал ең жоғары жылдамдығы-15-30% - ға жоғары. Тиісінше, үш поршенді сорғыштарда поршень жүрісінің ұзындығы минутына 15-35% - ға артық.

Сорғының айдау желісіндегі қысымның ұлғаюы сорғының гидравликалық бөлігі бөлшектерінің тозу жылдамдығының артуына әкеледі. Қысым бойынша 20 және 30% артық жүктеме кезінде поршеньдің тұрақтылығы 1.5 және 2 есе азаяды. Ұңғыманың үлкен Тереңдігі (5000 м астам) және соның салдарынан бұрғылау ерітінділерінің үлкен үлестік тығыздығы, жоғары қабаттық қысымдарды еңсеру үшін бұрғылау сорғысының гидравликалық бөлігі бөлшектерінің тозу жылдамдығына кері әсер етеді. Жуу сұйықтығының тығыздығының артуымен бұрғылау сорғысының гидравликалық бөлігінің ауыспалы бөлшектерінің тозу қарқындылығы артады. Бұл ретте бұрғылау сорғысының ауыспалы бөлшектерінің тығыздығы 1300 кг/м^3 дейінгі жуу сұйықтығындағы жұмысы ең жоғары. Жуу сұйықтығының тығыздығын арттыра отырып, ауыспалы бөлшектердің беріктігі айтарлықтай азаяды.

Әсіресе, үлкен жылу поршень штокінің және цилиндрдің төлкесінің сәйкес келмегенде, металл беттердің үйкелуі – поршеньдің тіреуіш бұрғысының және цилиндрлердің төлкесінің сырғанау айналарының кезінде бөлінеді.

Үйкеліс буындарын тез қыздырғаннан кейін оларды қарқынды салқындату өтеді. Циклдік қайталанатын жылу соққылары поршень мен цилиндр төлкесінің материалдарындағы қайтымсыз құрылымдық түрлендірулерге, тозуға төзімді және гидроабразивті орнықтылықтың нашарлауына әкеледі. Мысалы, зерттеулер көрсеткендей, 70 маркалы болаттан жасалған цилиндр төлкесінің сырғу айнасы бірнеше сағаттан кейін жарықшақтар торымен жабылады. Сонымен қатар, қызу айналарының шыңдалған қабатының микроструктуралық өзгеруі және қарқынды қыздыру және салқындату аймағында қаттылықтың 60-64 HRC-дан 40 HRC-қа дейін төмендеуі байқалады.

Цилиндрлер төлкесінің сырғу айналары сияқты физикалық-механикалық және құрылымдық қасиеттерінің өзгеруі (макро және микро қаттылықтың ұлғаюы, абразив тұрақтылығы және кедір-бұдырлықтың азаюы), сондай-ақ поршень материалы да тозу мен гидроүйкеліс буының абразивті тозуын тездетеді.

Қарастырылып отырған мәселенің екінші жағы бұрғылау сорғысының ықтимал сенімділігі – гидроблоктың істен шығуына дейінгі жұмыс істеуі және қалпына келтіру уақыты болып табылады.

Бұрғылау сорғысының істен шығуына дейінгі жұмыс істеу ресурсы оның құрылымдық орындалуына және пайдалану жағдайына байланысты.

Бір жақты әрекет ететін үшпоршенді сорғыларда гидроблоктың конструктивтік ерекшеліктерінің арқасында оларды қалпына келтіруге жұмсалатын орташа уақыт 3,5-4 есе қысқарады, негізінен цилиндр-поршеньді жұпты монтаждау және демонтаждау және шток нығыздалудың қарапайымдылығы есебінен. Сондықтан осы сорғылардың істен шығуына дейінгі жұмыс істеудің орташа уақыты тиісінше дайындық коэффициентінің нашарлауынсыз азайтылуы мүмкін. Егер дайындық коэффициентінің өлшеміне сүйенетін болсақ, онда үшпоршенді сорғыларда тез тозатын бөлшектерді пайдаланудың біршама жоғарылауына жол беруге болады.

Сонымен қатар, поршеньдің ұзақ мерзімділігі төлкемен саңылаудың шамасына және поршеньдің кері жағының салқындату қарқындылығына байланысты болады. Шетелдік фирмалардың тәжірибесінде егер бастапқы саңылауды 3,2 мм-ден 1,6 мм-ге дейін азайтатын болсақ, поршень манжетінің қызмет ету мерзімі 4-5 есе өседі.

Жуу сұйықтығының жоғары тұтқырлығы сору тактында және бұрғылау сорғысының камераларында ағынның үзілуінің алдын алу мүмкіндігін қарастыруды талап етеді, клапандардың кешігуін барынша азайтуды талап етеді, ал цилиндрдегі қысымның өзгеруі поршень өлі нүктеге жақын болған кезде орын алды. Алайда, іс жүзінде клапан қондыру сәті поршень жүрісінің өлі жағдайларымен айтарлықтай сәйкес келмейді. Алайда, бұрғылау сорғысының

жұмыс циклінің идеалдыдан ауытқуы, егер ауыспалы компоненттердің ресурсын нақты арттыруға ұмтылса, мүмкін болатын минимумға түсуі тиіс.

Екі жақты әрекет ететін сорғылардағы реверсивті үйкелісті бір жақты әрекет ететін цилиндрлері бар үшпоршенді сорғыларда бір жақты үйкеліспен ауыстыру, цилиндрді қарқынды салқындатуды енгізу, үйкеліс бетінен құмды алып тастау, тозуға төзімділік тұжырымдамасын дамыту және композициялық материалдарды қолдану негізінде ұзақ мерзімді компоненттерді өндірудің жаңа технологияларын пайдалану синергетикалық әсердің пайда болуына себепші болады, бұл үшпоршенді бұрғылау сорғыларының жаңа буынында іске асырылады.

Цилиндро-поршень жұбының тозуға төзімділігі тұжырымдамасын дамыту үйкеліс торабында тозудың физикалық бейнесі туралы қазіргі заманғы ұғымдарға және зерттеу қорытындыларын жүзеге асыру нәтижесінде алынған пайдалану ресурсын 3-5 есе арттыру нәтижелеріне сүйенеді, бұл кейбір қалыптасқан ұғымдарды нақтылау қажеттілігін көрсетеді.

Іс жүзінде сұйық ортада олардың арасындағы қатты бөлшектермен тығыз жанасқан үйкелетін беттердің қатты түйіскен кезде тозудың абразивті түрі, бұл, атап айтқанда, иілімді поршеньді сорғы цилиндрінде кездеседі, кең таралған қатарына жатқызылуы мүмкін және сорғылардың істен шығуының басты себебі болып табылады. Алайда, абразивті тозудың бұл түрі жалпы қабылданған жіктемеге енгізілмеген және жеткілікті зерттелмеген.

Жоғары қысымда бұрғылау құбырларының түйіспелерін герметизациялауда қиындық туғызады, сорғылар бөлшектерінің тозуын тездетеді және орынсыз болып табылады [8].

Нәтижесінде бұрғылау сорғысын пайдаланудың оңтайлы қысымы әдетте 10-20 МПа және ұңғыманың үлкен тереңдігінде 32 МПа жетеді. Саз ерітіндісінің тығыздығы бұрғылау технологиясының талаптарына сәйкес 1200-2200 кг/м³ ұстайды, көлемі бойынша 3-5% жоғары ағында қаттылығы 12500 МПа астам тау жыныстары бөлшектерінің құрамы, ал жоғары механикалық жылдамдық кезінде бұрғылаудың басында 10-20% болуы мүмкін.

Тозуға төзімділікті арттырудың келесі жолы майлау және салқындату жүйесінің тиімді әрекетін пайдалану болып табылады, бұл поршеньді цилиндр үйкелгенде тозудың жылу процестерінің рөліне елемеудің апатты салдарын болдырмайды.

Майлау және суыту жүйесінің тиімділік көрсеткіші манжета-цилиндр жылжымалы көзіндегі жылу бөлінуінің теңгерімділігі және жылудың суландыру және салқындатқыш сұйықтықтың ағысымен жылу бұру болып табылады. Бұл үйкеліс торабында температураны резинаның жұмыс диапазонына сәйкес келетін шектерде ұстап тұруға мүмкіндік береді, онда тығыздаушы әрекет үшін қажетті физикалық-механикалық қасиеттерді сақтайды: беріктілік, икемділік, қаттылық, термохимиялық деструкцияға ұшырамайды, атап айтқанда үйкеліс коэффициентін шамадан тыс көтерусіз жұмыс істейді.

Тау жыныстарының бөлшектері бар ортада бұрғылау сорғыларының үйкеліс тораптарының тозуға төзімділігі табиғаты туралы зерттеушілердің, дайындаушылардың және тұтынушылардың тиімді бірлескен қызметі үшін қажетті, жоғары ресурстың ауыспалы компоненттерінің жаңа буынын пайдалануды жеделдету, бұрғылау сорғыларын қалпына келтіру уақытын қысқарту, бұрғылау кешендерін пайдаланудың өндірістік уақытын ұлғайту, бұрғылау жұмыстарының тиімділігін арттыру, бұрғылау резервтерін ашу және пайдалану бойынша нақтыланған түсініктерді әзірлеу және тарату.

3.2 Қолданыстағы поршеньдерге талдау жасау

Поршеньдің сорғы камерасы көлемінің ұлғаю жағына қарай қозғалуының басында сұйықтықтың серпімділігі, жүктеме өзгергенде сорғы бөлшектерінің деформациялануы және айдау клапанының қонуының кешігуі салдарынан айдау қысымының қысқа мерзімді сақталуы мүмкін.

Поршень осьтік жүктеме беретін және қосылуға қызмет ететін металл өзекшеден тұрады (3.1 сурет). Кейбір жағдайларда манжеттер бірнеше бөліктен тұруы мүмкін.

Манжеттер өзекшеге вулканизациялануы немесе механикалық түрде бекітілуі мүмкін. Өзек цилиндрдегі сыртқы диаметрі бойынша ең аз саңылауы бар күпшек пен фланецтен тұрады

Тозудан кейін манжетті монолитті поршень толығымен алмастырады. Құрастырмалы поршеннің жұмыс қабілеттілігі тозған ауыспалы тығыздағыш манжеттерді ауыстырумен қалпына келтіреді.

Одан әрі жұмыс істеу үшін өзекшенің жарамдылығына көз жеткізу үшін, фланецтің цилиндрлік бетінде бақылау жыралары болад. Оларды ауыстыру екі кезде жүзеге асырылады: егер біреуі өшіп кеткен болса, ал тереңірек орналасқаны қалған болса, манжетті ауыстыруға жол беріледі, ал терең жырық тіпті жоғалса - өзекшені міндетті түрде ауыстыру қажет.

Поршень манжетінің бүйір бетін шартты түрде орындалатын функцияларға сәйкес үш бөлікке бөлуге болады: үйкеліс бетін жыныстың ірі бөлшектерінен тазарту-бұл құмды жиегі және оған жапсарлас сыртқы тар шеңберлі жолақ; тығыздаушы - манжеттің орташа бөлігі; фланецтер мен цилиндр арасындағы саңылауды қысып тастау - фланецтің тірек бетіне жанасады.

Вулканизацияланған манжеттері бар резеңке-металл поршеньдер резеңкеден құйылады, өйткені алынатын манжеталары бар поршеньдерге қарағанда, бетінің әртүрлі бөліктерінде жұмыс жағдайларына сәйкес келетін қасиеттерді қосу қиынырақ.

Монолитті поршеньде (сурет 2.1 а) диаметрдің сатылы проекциялары бар өзекшенің пішіні, ол герметикалық саңылауға дейін ұлғаяды, резинаны бекітуге және манжетаның соңында әрекет ететін сұйықтықтың қысымынан және бүйір бетіне қатысты қолданылған үйкеліс күшінен туындаған тығыздалған қысу саңылауына жақын азайтуға көмектеседі.

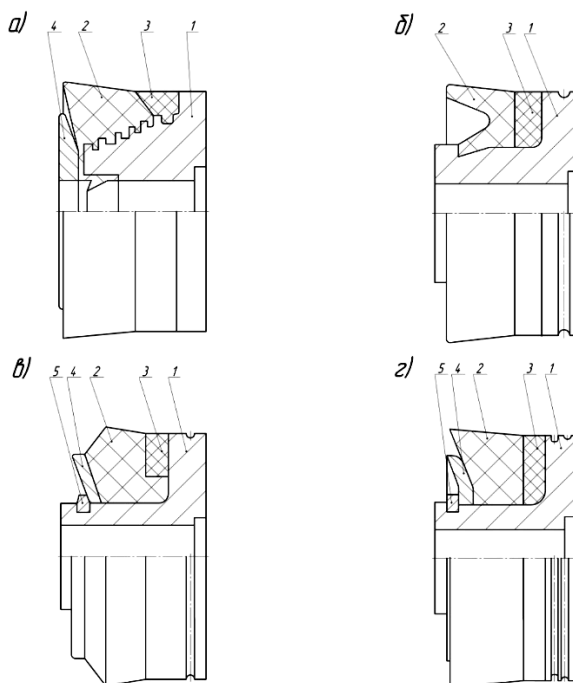
Манжета (сурет 2.1 в) өзекшеге шайбамен және бөлінген серіппелі сақинамен бекітілген. Резеңке бөлшек монолитті поршеньге ұқсас герметикалық саңылауға экструзиядан резеңке ішінара ұсталу жағдайларын көбейту үшін пластикалық сақинаға немесе шайбаға вулканизацияланған.

Өзекке жиналған поршеньді манжеттермен бекіту (2.1 сурет, б) түрлерінің бірін (резеңке серпімді күштердің әсерімен) Mission компаниясы (АҚШ) қолданды.

Манжеттің тірек бөлігі (2.1 г сурет) диагональды пішілген матамен орындалған, нәтижесінде сұйықтықтың қысымымен поршеньнің айдау барысында тірек бөлігі диаметрде ұлғаяды және саңылаудың қысылуынан резинаны қорғай отырып, цилиндрге жанасады, ал сору барысында диаметрде азаяды және цилиндрге жанаспайды.

Тірек резеңке мата сақинасының бүйір беті бүкіл ұзындығы бойынша поршеньнің айдау барысында цилиндрге тіреледі. L ұзындығының кейбір бөлігінде тығыздалатын саңылауға тікелей жақын, ол сораптағы жұмыстың жиынтық уақытының көп бөлігінде цилиндр айналарына қатысты емес, ол оның тозуын болдырмайды, ал цилиндрге жапсарлас вулканизацияланған тіреуіш сақинасының бөлігі "нөлдік саңылауды" жасайды, бұл поршень ресурсын жалғастыра отырып, резеңкені сығудан қорғайды.

Сұйықтық қысымы жіптер арасында резеңкемен беріледі. Шоғырлануды азайту мақсатында сыртқы тірек сақинасының негізгі бөлігіне қарағанда, ірі ұяшықтары бар матаның аралық қабаты енгізілді.



1-өзекше; 2-манжета; 3-вулканизацияланған сақина;
4-серіппелі сақина; 5-шайба

3.1 Сурет - Үш поршеньді бұрғылау сорғысының поршеньдерінің прототиптерінің схемалары

Монолитті (2.1 а-сурет) және құрастырмалы поршеньдерде (сурет 2.1 б, в, г) резеңке экструдталған бос орынның біртіндеп артуы байқалады. Резеңке серпімді алдын-ала деформацияланатын цикл, қысыммен саңылауға бөлініп, серпімді күштермен бастапқы қалыпқа оралады, бөлгіш фланецке жақындай отырып, біртіндеп ұлғайып, тірек бөлігіндегі шаршағыштықтың бұзылуына әкеледі.

Құрама поршеньдерде тозған манжеттерді ауыстыру мүмкіндігі бар, алайда, поршень өзекшесінің бөлгіш фланеці жиі зақымдалғандықтан, әрқашан пайдалана алмайды.

Серпімді резеңке маталы тірек сақинасы бар құрама поршеньдер уақыт өте келе ұлғаятын саңылауды жаба отырып, цилиндр айналары мен поршень фланецінің тозуын өтейді.

Салыстырмалы эксплуатациялық сынаулар құрама резеңке мата поршеньдерінің ресурсын монолитті поршеньдермен салыстырғанда 2-3 есе артқанын растады, және де ресурстың үлкен өсуіне ауысымды цилиндрлік төлкемен бірге жетеді, олардың жұмыс қабаты хром карбидтерімен арматураланған және айналар жұмыста 70 болаттан жасалған цилиндрлерге қарағанда тегіс болады.

Бұл жағдайда сорғы камерасында өзгеретін сорғының цилиндр-поршеньді тобының үйкеліс торабында тозудың орнын толтыруға және абразивті тозуды шаршауымен ауыстыруға мүмкіндік береді.

Жүргізілген талдаудан поршеньдердің қазіргі заманғы бұрғылау сорғыларында жоғары қысымда абразивті ортамен тікелей байланыста жұмыс істейді, бұл арқылы поршеньдердің элементтері тез істен шығады деген қорытынды жасауға болады [10].

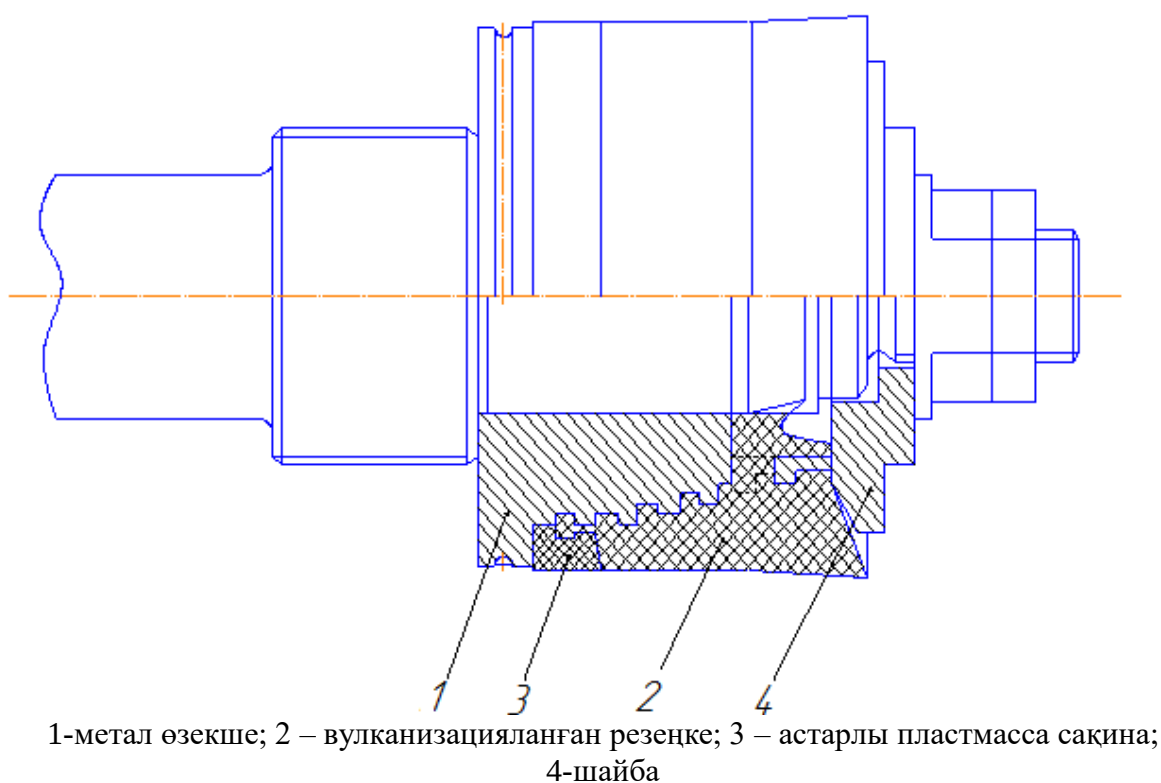
3.3 Поршень сенімділігін арттыру мақсатында жаңғырту

Бұрғылау сорғысының цилиндр-поршень жұбының беріктігін арттыру әдістерін шартты түрде үш топқа бөлуге болады: конструктивтік, технологиялық және эксплуатациялық.

Біріншіден, жұптың үйкеліс аймағына майлаумен байланысты, оған абразивті бөлшектердің енуінен қорғау, поршень манжеттерінің сенімді герметикалығын және ең аз тозуын қамтамасыз ететін конструкциялық материалдарды таңдау арқылы конструктивтік шешімдердің тұтас кешенін қамтиды. Бұрғылау сорғысы поршенінің қазіргі заманғы конструкциялары жоғарыда аталған факторлардың көпшілігін ескере отырып әзірленген. Осылайша, поршень манжетінің ерні өздігінен тығызданудан басқа, сору барысында жұптағы саңылауды герметикалайды, төлкенің бетіне жабысқан абразивті бөлшектерді өз алдына жояды. Материал ретінде тығыздау ең көп таралған резеңке. Егер ТМД елдерінде негізінен монолитті гумометалді поршеньдер пайдаланылса, онда шетелде құрама конструкцияның поршеньдері басым. Соңғыларының манжеті поршень өзекшесінде орнатылған резеңке және резеңке мата немесе пластмасса бөліктерден тұрады. Қатты сақиналарды

тағайындау резинаны тығыздаушы саңылауға ығыстырудың алдын алу болып табылады.

Ұзақ мерзімді арттыру мақсатында поршеньдің арнайы құрылымын пайдалану ұсынылады. Монолитті поршень (3.2 суретті қараңыз). 1 конустық тарақпен металл өзекшеден және 2 вулканизацияланған резеңке манжетпен, 3 пластмасса шығыршығы бар, тірек бөлігінде орнатылған. Поршеньдің конструктивтік ерекшелігі ішкі еріннің манжеті болып табылады, бұл штокпен жанасудың қондыру цилиндрлік бетінің герметизациясын қамтамасыз етеді және 4 шайбалары, бұл 2 манжетті 1 өзекшеден сырғудан қосымша ұстап тұрады.



3.2 Сурет – Ұсынылып отырған монолитті поршень

Поршеньде ішкі отырғызу бетінде сақиналы жырығы бар 3 пластикалық астарлы сақина қолданылған, ол өзекшенің айналасына тиісті сақиналы жырамен сақиналы қуысты құрайды, ол тиісті резеңке арналары арқылы поршеньді дайындау кезінде толтырылады. Мұндай поршень конструкциясы кезінде төселген пластмасса сақина өзекшенің отырғызу бетіне резеңке арқылы дәнекерленеді. Пластмассаның резеңкемен қосылуының беріктігі металл емес материалдар лабораториясының деректеріне сәйкес лейканат желімін 4 МПа кем емес қамтамасыз етеді. Резинаның металмен байланыс беріктігі 5 МПа кем емес екенін ескере отырып, поршень конструкциясы жоғары деп есептеуге болады. Бұдан басқа, пластмасса сақинасының ішінде түзілген резеңке сақина, ол жартылай өзекшеге өз қимасымен кіреді, пластмасса сақинасының осьтік деформациясына кедергі келтіретін сақиналы шпонка болып табылады.

Сыртқы диаметрдегі өзек контуры жоғары кернеулі ток (ТВЧ) арқылы 2 мм тереңдікке дейін, тіреу белдеуінің қаттылығы HRC 40 болып қатайтылған. Қолдау доңғалағының сыртқы диаметрін қатайту пластикалық сақинаның бір жақты тозуын азайту үшін жүзеге асырылады және саңылауға еніп кетудің алдын алады. Тіреудің сыртқы бетіндегі шеңбер тәрізді ойық экстремалды тозудың көрсеткіші, сонымен қатар салқындатқыштың аккумуляторы болып табылады. Тозу кезінде айналмалы ойықтың мөлшерін өзгерткеннен кейін поршеньді әртүрлі қысым режимдеріне ауыстыру ұсынылады, бірақ 20 МПа-дан жоғары қысым кезінде цилиндр-поршень жұбын кешенді ауыстыру қажет. Айта кету керек, поршеньді уақытында ауыстыру, әсіресе қымбат биметалдық жеңде, пайдалану шығындарын едәуір төмендетеді. Сондықтан ұсынылған шешімді қолдану поршеньнің қызмет ету мерзімін ұзартуға, оны өндіруді жеңілдетуге және қызмет көрсетуді жақсартуға мүмкіндік береді.

4 Тіршілік қауіпсіздігі және еңбекті қорғау

4.1 Сорап жұмысының қоршаған ортаға әсері

Ұңғымаларды салу кезінде қоршаған ортаға әсер етудің негізгі түрлері атмосфераға шығарындар, төгінділер, оның жылу және шулы ластануы болып табылады. Қоршаған ортаға техногендік әсердің көлемі мен қарқындылығы ұңғыманы салудың іске асырылып жатқан технологиясына байланысты. Атмосфераға шығарындылар мен шудың ластануын табиғат қорғау іс-шаралары есебінен айтарлықтай төмендетуге болады, ал жылу ластануы мен заттардың қоршаған ортаға шығарылуын ("нөлдік лақтыру" тұжырымдамасы) алып тастауға болады.

Ұңғымаларды бұрғылау процесі өндірістік қалдықтардың, негізінен технологиялық қалдықтардың пайда болуымен сүйемелденеді. Бұрғылаудың технологиялық қалдықтарына бұрғылау шламы, өңделген бұрғылау технологиялық сұйықтықтары және бұрғылау ағынды сулары жатады. Олар ұңғыманы жуудың технологиялық процесінде құралады.

Бұрғылауда екі түсінік бар - "бұрғыланған кен" және "бұрғылау шламы". Экологтар жобалардың табиғатты қорғау бөлімін талдау көрсеткендей, мұндай айырмашылықты жасамайды.

Ұңғыманы тереңдету процесінде кенжарда бұрғыланған шлам қалыптасады. Гидротранспортта жуу сұйықтығын ұңғыманың кенжарынан жыныс бетіне техногендік факторлардың әсерінен бұрғылау шламына айналады. Сондықтан бұрғылау қондырғысының циркуляциялық жүйесін тазарту құралдарында жуу сұйықтығынан бұрғыланбаған шламды емес, көлемі жағынан ерекшеленетін бұрғылау шламын бөледі, бұл әсіресе экологиялық тұрғыдан, физикалық-химиялық қасиеттері жағынан маңызды.

Бұрғылау аудандарында зиянды заттардың жалпы санын технологиялық процестерді жетілдіруді және прогрессивті технологияларды кеңінен енгізуді төмендетуге болады [11].

4.2 Сорапты пайдалану кезіндегі қауіпсіздік шаралары

Бұрғылау сорғыларының жұмысы кезінде жылжымалы бөліктер (шкивтер, кривошипті механизмдер) жұмысшылар үшін қауіпті.

Бұрғылау сорғысын пайдалану барысында оның цилиндрлі төлкелері, поршеньдері, штоктары, клапандары мен ершіктері тез тозады. Қарқынды тозу ауырлатылған бұрғылау ерітіндісінде жұмыс істеу кезінде өтеді. Тозған цилиндр төлкесін ауыстыру өте қиын және қауіпті операция. Тығынды құрылғылардың көмегімен шешкеннен кейін гидравликалық қораптан қолмен алып тастайды және еденге лақтырады, бұл ретте жұмысшылардың жарақаттануы мүмкін емес. Жаңа цилиндр төлкесін орнату қызметкерлерден үлкен күш-жігерді талап етеді, себебі салмағы 70-180 кг төлкені 0,5 м биіктікке көтеру қажет. Клапандар мен ершіктер, олар айтарлықтай тозуы ауыстыру

кажет, себебі клапанды қорапты шаю мүмкін. Ершіктер түрлі құрылғылардың көмегімен алынады. Операция өте қиын және көп уақыт алады. Вентильді ауыстыру үшін пневмокомпенсаторды алып тастау өте қиын және қауіпті жұмыс. Бұл жұмыстарды әдетте бірнеше адам орындайды.

Поршеньді сорғының жұмысы шығыс желісіндегі сұйықтық ағынының бағытын және қысымын өзгертеді. Пайда болатын пульсациялар айдау құбырдың әлсіреуіне және үзілуіне әкеледі, бұл қызмет көрсетуші персонал үшін үлкен қауіп болып табылады.

Науа бөлігі бойынша айналатын ауырлатылған бұрғылау ерітіндісін тазалау үшін механикалық құрылғыларды пайдалану қажет. Олар науа жүйесінің ең басына орнатылады. Сондай-ақ, циркуляциялық жүйе бойынша өтетін бұрғылау ерітіндісімен жұмыс істеу ықтимал қауіпті болып табылады. Жуу ерітіндісінің барлық қажетті қасиеттері болуы үшін оны әртүрлі химиялық реагенттермен өңдейді. Күшті концентрацияда каустикалық сода (NaOH) барлық дәрежедегі күйік тудырады. Ол қалыпты концентрацияда теріні майсыздандырады. Пайдалану кезінде айтарлықтай уақыт кезеңі терінің құрғақтығын тудырады. Сілтінің әсері көзге және дененің шырышты қабығына тиген кезде аса қауіпті, күйік тудырады, ол сөндірілмеген әкпен жұмыс істегенде адам терісінде жаралар, экземалар пайда болады.

Сорғы тоқтағаннан кейін бастапқы желідегі іске қосу ысырмасы ашық болуы тиіс. Коммуникациядағы қалдық қысым бақытсыз жағдайлардың пайда болуына себеп болуы мүмкін, қысқы жағдайларда бұрғылау ерітіндісін сорғыдан және манифольдтен толығымен ағызып жіберу керек, олардағы мұз тығындарының пайда болуын болдырмау үшін, олар желінің үзілуіне және сорғыны кейінгі іске қосу кезінде бақытсыз жағдайларға себеп болуы мүмкін.

Сорғыштармен жұмыс істейтін адамдар үшін, сондай-ақ әлеуетті қауіпті болып табылады төмен жиілікті тербелістер, олар сорғыларды береді. Олардың жұмысының шуы, сондай-ақ діріл адам денсаулығына нашар әсер етеді.

Бұрғылау сорғысының жұмысы кезінде келесі қауіпті жағдайлар туындауы мүмкін:

- қоршаулар болмаған кезде қызмет көрсетуші персонал белдіктің үзілуі нәтижесінде жарақаттануы мүмкін, соның нәтижесінде жұмысшылар қол және аяқ жарақаттарын алуы мүмкін, сондай-ақ арнайы киімге зақым келтіруі мүмкін. Бұрғылау сорғысының жұмысы кезінде негізгі қауіп-жетек бөлігі, атап айтқанда сыналы-ремендік беріліс;

- жұмыс істеп тұрған сорғыш кезінде шток тығыздағыштардың манжеттерін тарту операциясы қауіпті болып табылады, қолдың жарақаттануы мүмкін;

- сорғыны айдайтын бұрғылау ерітіндісінің өзі қауіпті., терең бұрғылау кезінде Бұрғылау ерітіндісін ауырлататын химиялық реагенттер қолданылады, теріге тиіп, олар дерматит пен күйікке әкелуі мүмкін;

- стандартты емес мембраналарды сақтандыру клапандарында қолдану гидравликалық қораптың немесе айдағыш құбырдың үзілуіне және адамдардың жарақаттануына әкелуі мүмкін;

– бұрғылау сорғысын жөндеу кезінде биіктіктен тасталған ауыр бөліктермен жарақаттану, жөндеу үшін құрал-саймандармен жарақаттану ықтималдығы туындайды [12].

Демек, қауіпсіз еңбек жағдайларын қамтамасыз ету және қызметкерлерге қауіп төндіруі мүмкін қауіпті жағдайлардың туындауының алдын алу үшін еңбекті қорғаудың барлық ережелерін сақтау қажет, өйткені оларды сақтау бұрғылау қондырғысы жоғары қауіптілік объектісі болып табылады.

ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл жобаның негізгі мақсаты QF-1000 бұрғылау сорғысының цилиндр-поршеньдік тобын жетілдіру болды. Бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігіндегі негізгі ақаулар талдау жасалынды және солар бойынша жұмыс істеу бағыты айқындалды. Цилиндр-поршеньді бөлікті конструктивті орындаудың бірнеше нұсқалары қарастырылды, олардың кемшіліктері анықталды, сондай-ақ жетілдірудің инновациялық шешімі ұсынылды.

Сораптың штогына, цилиндрлік төлкесіне, клапан және бұрғылау сорғысының гидравликалық бөлігін жөндеуге арналған қосалқы бөлшектерге есептеу жүргізілді.

Өнертабысты жүзеге асыру кезінде алынуы мүмкін техникалық нәтиже цилиндрлік төлке мен поршеньдің жұмыс аймағында үйкеліс әсерін жақсарту, сорғыны жөндеу салдарынан бұрғылаудың технологиялық процесін бұзу ықтималдығын төмендету, оны пайдалану мерзімін арттыру, осыған байланысты еңбек шығындарын және техникалық қызмет көрсету уақытын қысқарту, сондай-ақ абразивтен үйкеліс бетін өзін-өзі тазарту есебінен функционалдық мүмкіндіктерді кеңейту болып табылады. Демек, поршень жұмысының ұзақ мерзімділігі 12,5...20% - ға артады.

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. - М.: Недра, 1988.
- 2 Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование под ред. А.М. Гусмана и К.П. Порожского. – Екатеринбург, 2002г, 502с.
- 3 Ильский А. Л., Миронов Ю.В. Расчет конструирование бурового оборудования. - М.: недра,1985.
- 4 Иогансен К.В. Спутник буровика. Справочник. - М.: Недра, 1990.
- 5 http://www.natoil.com/Products/WebCat/baseTemplate.aspx?pageID=Drilling/High_Pressure_Pumping/Mud_Pumps/Triplex_Mud_Pumps/14P-220/
- 6 Абубакиров В. Ф, Архангельский В. Л, Буримов Ю. Г, Малкин И. Б, Межлумов А. О, Мороз Е. П. Буровое оборудование: Справочник: В 2 – х т. – М.: Недра, 2000. – Б 91 Т. 1. – 000 с.: ил.
- 7 Сулейманов М.М., и др. Охрана труда в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1980, - 392с.
- 8 А.Х.Шарипов, Ю.П. Плыкин «Охрана труда в нефтяной промышленности» - М: Недра, 1996.
- 9 Ефимченко С.И., Прыгаев А.К. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Часть 1.- М.: РГУ им. И.М. Губкина, 2006.
- 10 Мкртычан Я. С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. – М.: Недра, 1984, 207с.
- 11 Николич А. С. Основания модернизации насосного комплекса буровых установок. – М., Нефтепромысловое машиностроение, 1990.
- 12 Даутов Т.М., Газаров Р.Е. Новое поколение нефтегазопромысловых плунжерных насосов высокого давления производства ОАО «Ижнефтемаш». - Химическое и нефтегазопромысловое машиностроение. М., 2003, №7, с.10-14.
- 13 Методичка «Эксплуатация, ремонт и монтаж машин и оборудования для добычи и подготовки нефти и газа на суше» С.Г. Мирный, Г.Д. Добровольский 2006 г.
- 14 Әділбеков М.Ә., Мырзахметов Б.Ә., Нұғыманов Қ.Қ. Мұнай кәсіпшілігінің жабдықтары. Алматы: ҚазҰТУ, 2013
- 15 Чичеров Л.Г. Расчёт и конструирование нефтепромыслового оборудования: Учеб. пособие для ВУЗов /Л.Г. Чичеров, Г.В. Молчанов, А.М. Рабинович. – М.: Недра, 1987. – 422 с.

Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

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

Автор: Латипов Айдарбек Ербулатович

Название: Антиплагиат Латипов Айдарбек Ербулатович.docx

Координатор: Райхан Тагауова

Коэффициент подобия 1: 3,1

Коэффициент подобия 2: 2,1

Замена букв: 25

Интервалы: 0

Микропробелы: 0

Белые знаки: 0

После анализа Отчета подобия констатирую следующее:

- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

.....

.....
Дата

.....
Подпись Научного руководителя

Протокол анализа Отчета подобия

заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения

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

Автор: Латипов Айдарбек Ербулатович

Название: Антиплагиат Латипов Айдарбек Ербулатович.docx

Координатор: Райхан Тагауова

Коэффициент подобия 1:3,1

Коэффициент подобия 2:2,1

Замена букв:25

Интервалы:0

Микропробелы:0

Белые знаки:0

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

- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- ☐ обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

Обоснование:

.....
.....
.....
.....
.....

.....

.....

Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения

Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:

.....
.....
.....
.....
.....

.....

.....

Дата

Подпись заведующего кафедрой /

начальника структурного подразделения