

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сатбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машинажасау институты

«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

Бақытжан Мағжан Қасымбекұлы

«ЦНС-300 сорғысының жаңартылған тірек-тығыздағыш түйінін әзірлеу»

## **МАГИСТРЛІК ДИССЕРТАЦИЯ**

7М07111 - «Машиналар мен жабдықтардың сандық инженериясы»

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сатбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машинажасау институты

«Технологиялық машиналар және көлік» кафедрасы

ӘОЖ 621.67(043)

Қолжазба құқығында

Бақытжан Мағжан Қасымбекұлы

**МАГИСТРЛІК ДИССЕРТАЦИЯ**

Магистр ғылыми дәрежесі үшін

Диссертация атауы


ЦНС-300 сорғысының жаңартылған тірек-  
тығыздағыш түйінін әзірлеу

Дайындау бағыты

7М07111 – Машиналар мен жабдықтардың  
сандық инженериясы

Ғылыми жетекші

PhD доктор, сениор-лектор

 Утегенова Ә.Е.

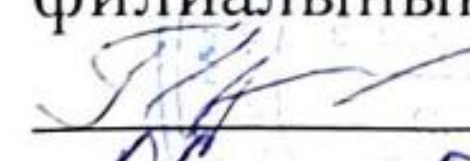
«07» 06 2022 ж.

Пікір беруші

т.ғ.к., доцент,

«Қазақстан ядрлік университеті»

филиалының аға әдіскері

 Граф А.Ю.

«06» 06 2022 ж.

Норма бақылаушы

Тех. ғыл. магистрі, лектор

 Балгаев Д.Е.

«31» 05 2022 ж.



**ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ**

ТМЖК кафедрасының меңгерушісі

т.ғ.к., ассистент-профессор

 Бортебаев С.А.

«06» 06 2022 ж.

Алматы 2022

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сатбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық зерттеу университеті

Энергетика және машина жасау институты


7M07111 - «Машиналар мен жабдықтардың сандық инженериясы»

**БЕКІТЕМІН**

Кафедра меңгерушісі

тех.ғыл.канд.,

ассистент-профессор

 Бортөбаев С.А.

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ ж.

**Магистрлік диссертацияны орындауға арналған  
ТАПСЫРМА**

Магистрант Бақытжан Мағжан Қасымбекұллы

Тақырыбы ЦНС-300 сорғысының жаңартылған тірек-тығыздағыш түйінін әзірлеу

Университет басшысының 2020 жылғы «03» қараша №2026-М бұйрығымен бекітілген.

Аяқталған жобаны тапсыру мерзімі «26» мамыр 2022 ж.

Магистрлік диссертацияның бастапқы деректері: ЦНС-300 сорғысының тірек-тығыздағыш түйінін модернизациялау арқылы экономикалық тиімділігін арттыру бойынша ұсыныстарды әзірлеу болып табылады.

Магистрлік диссертацияда әзірлеуге жататын мәселелер тізімі

а) Ұсынылған дамытудың сипаттамасы: негізгі жобаланатын ЦНС-300 сорғысын жетілдіру бойынша қабылданған шешімдердің негіздемесіне түсініктеме беру;

ә) Есептеу бөлімі: Негізгі параметрлеріне және азып кетуге есептеулер жүргізілді;

б) Жобаның экономикалық тиімділігін анықтау. Жаңа тығыздағыштың конструкторлық және пайдалану артықшылықтарын анықтау. Экономикалық әсерді есептеу.

Графикалық материалдар тізімі (міндетті сызбалардың дәл көрсетілуімен):


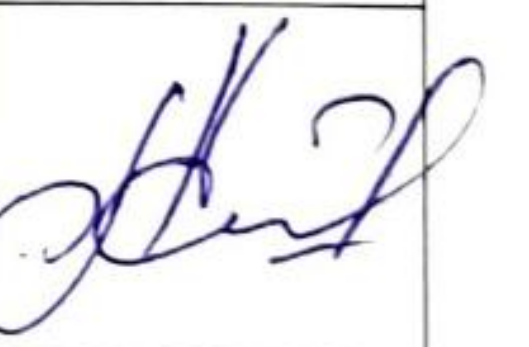


4 кесте, 25 сурет, 11 слайд

Ұсынылатын негізгі әдебиеттер 19 атау

**Магистрлік диссертацияны дайындау  
КЕСТЕСІ**

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекшіге көрсету мерзімдері	Ескерту
Белгілі ЦНС-300 сорғысының тығыздағыш түйініне негізделген патенттерге техникалық талдау жүргізу және зерттеу.	10.09.2021 – 01.10.2021	
Сорғының тірек-тығыздағыш түйінін MSLC программасы арқылы иммитациялау.	01.10.2021 – 22.11.2021	
Жаңартылған тірек-тығыздағыш түйінін енгізу стратегиясының есептеулерін әзірлеу.	22.11.2021 – 08.02.2022	

Аяқталған магистрлік диссертация үшін, оған қатысты бөлімдердегі диссертациялар кеңесшілері мен норма бақылаушыларының қойған  
**қолдары**

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер, аты, әкесінің аты, тегі (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойған күні	Қолы
Белгілі ЦНС-300 сорғысының тығыздағыш түйініне негізделген патенттерге техникалық талдау жүргізу және зерттеу.	PhD доктор, сениор-лектор Утегенова Ә.Е.	12.11.20	
Сорғының тірек-тығыздағыш түйінін MSLC программасы арқылы иммитациялау.	PhD доктор, сениор-лектор Утегенова Ә.Е.	10.03.21	
Жаңартылған тірек-тығыздағыш түйінін енгізу стратегиясының есептеулерін әзірлеу.	PhD доктор, сениор-лектор Утегенова Ә.Е.	05.01.22	
Норма бақылаушы	Тех. ғыл. магистрі, лектор Балгаев Д.Е.	01.06.22	

Ғылыми жетекші \_\_\_\_\_



Утегенова Ә.Е.

Білім алушы тапсырманы орындауға алды \_\_\_\_\_



Бақытжан М.Қ.

Күні \_\_\_\_\_

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2022

## **АНДАТПА**

Бұл магистірлік диссертацияда Отандық және шетелдік ортадан тепкіш сорғылардың қолданыстағы конструкцияларына талдау жасалды. Орталықтан тепкіш сорғылардың жұмысы мен істен шығуына талдау жүргізілді. ЦНС-300 типті сорғының тірек-тығыздағыш түйінін жаңарту ұсынылды, патенттік зерттеу жүргізілді. Қажетті гидромеханикалық және беріктік есептеулері жүргізілді. Жобаның техникалық-экономикалық негіздемесі, ЦНС-300 сорғысының ұсынылған модернизациясын енгізуден болжамды экономикалық әсердің есебі келтірілген.

## **АННОТАЦИЯ**

В данной магистерской диссертации произведен анализ существующих конструкций отечественных и зарубежных центробежных насосов. Проведен анализ работы и отказов центробежных насосов. Предложена модернизация опорно-уплотнительного узла насоса типа ЦНС-300, выполнена патентная проработка. Выполнены необходимые гидромеханические и прочностные расчеты. Приводится технико-экономическое обоснование проекта, расчет прогнозируемого экономического эффекта от внедрения предлагаемой модернизации насоса ЦНС-300.

## **ANNOTATION**

This master's thesis analyzes the existing designs of domestic and foreign centrifugal pumps. The analysis of operation and failures of centrifugal pumps is carried out. The modernization of the support and sealing unit of the CNS-300 type pump has been proposed, patent study has been carried out. The necessary hydromechanical and strength calculations have been performed. The feasibility study of the project, the calculation of the projected economic effect of the implementation of the proposed modernization of the CNS-300 pump is given.

## МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Қолданыстағы құрылымдарды талдау	8
1.1 Отандық конструкцияларды талдау	8
1.2 Шетелдік құрылымдарды талдау	15
2 Ұсынылған дамытудың сипаттамасы	18
2.1 Прототипті таңдау	18
2.2 Сорғының негізгі дизайнының сипаттамасы	18
2.3 Негізгі ақаулар мен сәтсіздік себептерін талдау	22
2.4 Патенттік пысықтау	22
2.5 Модернизацияның сипаттамасы	23
3 Есептеу бөлімі	28
3.1 Жұмыс доңғалағының ағынды арнасын есептеу	28
3.2 Саты корпусын есептеу	35
3.3 Түсіру торабын есептеу	37
3.4 Мойынтірек арналарын есептеу	45
3.5 Торецті тығыздағышты күштік есептеу	48
3.6 Торецті тығыздағышта ағып кетуді есептеу	53
4 Экономикалық бөлім	55
4.1 Шекті тозуға дейін қызмет ету мерзімі және тығыздау ресурсы	55
4.2 Тығыздағыштарды ауыстыруға кететін шығындар	57
Қорытынды	59
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	60

## КІРІСПЕ

Мұнай-газ өнеркәсібінің одан әрі дамуы жаңа кезеңмен байланысты, оның басты ерекшеліктері ұсақ кен орындарының, мұнайдың тұтқыр қасиеттері жоғары, парафині жоғары, мұнай, қаныққан агрессивті орталары бар кен орындарының көбірек санын игеруге тарту қажеттілігі болып табылады.

Өндіріске жаңа техника мен технологияны ұдайы жетілдіру және енгізу өндіріс тиімділігін арттырудың негізгі факторы болып табылады. Ғылыми-техникалық прогресті жеделдету тиімділіктің барлық көрсеткіштерін жақсартудың негізгі тетігі бола отырып, мысалы: Еңбек өнімділігі, материалды қажетсіну, қорды қайтару, өндіріс шығындарын азайту - ең үлкен үнемдеуге қол жеткізуге мүмкіндік береді. Өндірістің техникалық негізін жетілдіру технологиялық прогрестің ауқымы мен қарқынында, жаңа, тиімді құралдарды қолдануда, жоғары өнімді машиналар мен аппараттарды құруда, өндірісті кешенді механикаландыру мен автоматтандыруда көрінеді.

Мұнай өндірудің фонтандық әдісінің кезеңі біржола өткендіктен, қазіргі уақытта механикаландырылған өндіру әдісі негізгі болды, ал өндіруге де, жинауға да, тасымалдауға да арналған негізгі машиналар сорғы қондырғылары мен қондырғылары болып табылады.

Алдағы жылдары пайдаланылатын сорғы агрегаттарының саны көбірек болады. Сорғылардың пайдалану сенімділігі мұнай өндіру жөніндегі міндеттердің табысты орындалуын айқындайтын негізгі факторлардың бірі болып табылады. Нәтижесінде сорғы қондырғыларының бөліктері мен бөліктерінің сенімді жұмысына көп көңіл бөлу керек.

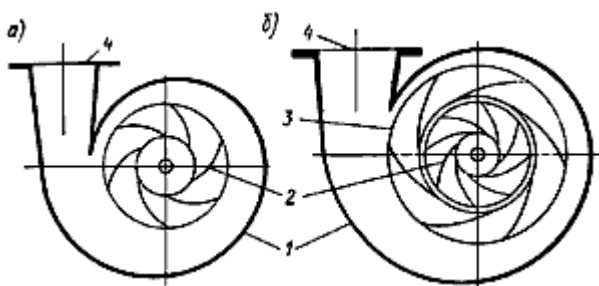
Магистрлік диссертацияның мақсаты - таңдалған прототип негізінде орталықтан тепкіш секциялық сорғыны жобалау, сорғының тірек-тығыздағыш түйінін жаңарту.

# 1 ҚОЛДАНЫСТАҒЫ ҚҰРЫЛЫМДАРДЫ ТАЛДАУ

Орталықтан тепкіш сорғылар сорғылардың өте кең бөлігін құрайды. Сұйықтықты айдау немесе қысымдау орталықтан тепкіш сорғыларда бір немесе бірнеше жұмыс дөңгелектерін айналдыру арқылы жүзеге асырылады. Әр түрлі мақсаттар үшін жасалған орталықтан тепкіш сорғылардың көптеген түрлерін олардың негізгі түрлерінің аз санына дейін азайтуға болады, олардың дизайн дамуындағы айырмашылық негізінен сорғыларды қолдану ерекшеліктерімен байланысты.

## 1.1 Отандық конструкцияларды талдау

Доңғалақтың әсерінен сұйықтық одан жоғары қысыммен және кіргеннен гөрі жоғары жылдамдықпен шығады. Шығу жылдамдығы сорғыдан сұйықтық шықпас бұрын сорғының корпусына айналады. Пьезометрлікке жылдамдық қысымын түрлендіру ішінара 1 спиральды шүмегінде жүзеге асырылады (1.1 Сурет) немесе бағыттаушы аппаратта 3. Сұйықтық 2-доңғалақтан біртіндеп өсіп келе жатқан секциялары бар спиральды каналға түсетініне қарамастан, жылдамдық қысымын пьезометрлікке айналдыру негізінен конустық қысым түтігінде 4 жүзеге асырылады. Егер доңғалақтан шыққан сұйықтық 3 бағыттаушы аппараттың арналарына енсе, онда аталған түрлендірудің көп бөлігі осы арналарда жүреді.



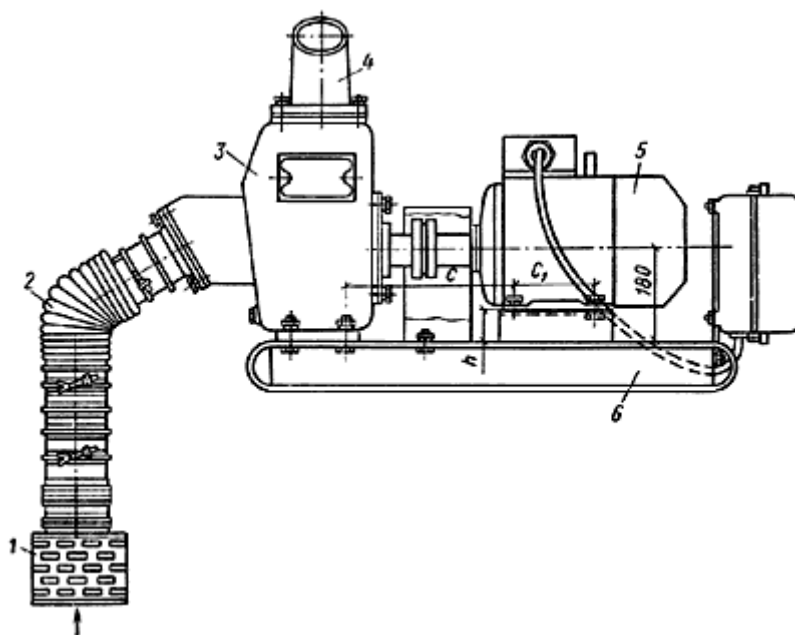
1 – спиральды шүмек (улитка); 2 – доңғалақ; 3 – бағыттаушы аппарат; 4 – қысым түтігі.  
а – бағыттаушы аппараты жоқ; б – бағыттаушы аппараты бар.

1.1 Сурет – Спиральды бұрғысы бар сорғы схемасы.

Бағыттаушы құрылғы гидравликалық турбиналардың жұмыс тәжірибесі негізінде сорғылардың дизайнына енгізілді, онда бағыттаушы аппараттың болуы міндетті болып табылады. Бағыттаушы аппараты бар ерте құрылымдағы сорғылар турбоагрегаттар деп аталды.

Орталықтан тепкіш сорғылардың ең көп таралған түрі-біліктің көлденең орналасуы және бір жақты кіру дөңгелегі бар бір сатылы сорғылар. 1.2 Суретте НЦС типті 3 орталықтан тепкіш сорғыдан, сорғыға арналған жетек ретінде қызмет ететін 5 электр қозғалтқышынан және онымен бірге 6 жақтауына орнатылған сорғы қондырғысы көрсетілген.





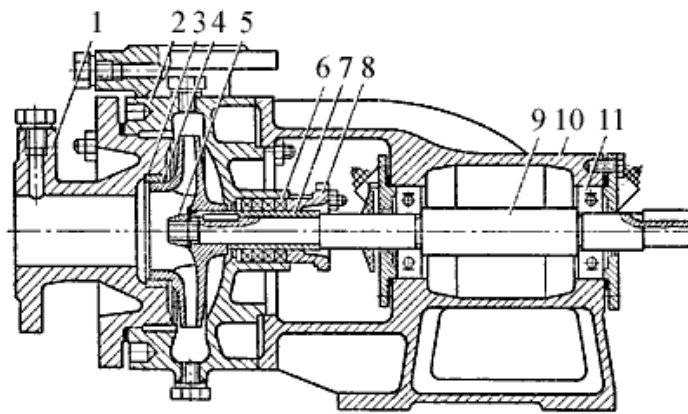
1 – сүзгі; 2 – кіріс құбыры; 3 – сорғы; 4 – қысымды құбыр; 5 – электроқозғалтқыш; 6 – рама.

### 1.2 Сурет – НЦС-1 орталықтан тепкіш өздігінен сору сорғысының схемасы.

Бұл сорғы негізінен іргетастар мен траншеяларға арналған шұңқырларды жасау кезінде таза суды сору үшін, сондай-ақ әртүрлі салалар мен құрылыстардағы басқа да ұқсас жұмыстар үшін қолданылады. Сорғы 2 сүзгісімен және 1 қысымды құбырымен жабдықталған 4 сору жеңімен жабдықталған. Осы типтегі сорғыларды электр қозғалтқышынан басқа, ішкі жану бензин қозғалтқыштарымен де жүргізуге болады.

Бір сатылы сорғы қондырғылары консольдік типтегі сорғылармен жабдықталуы мүмкін - К типті (1.3 Сурет) таза суды және басқа да аз агрессивті сұйықтықтарды беруге арналған жалғастырғыш муфталар арқылы электр қозғалтқыштан жетегі бар.

К типті сорғы 2 корпусынан, 1 корпус қақпағынан, 4 доңғалақ доңғалағынан, білік тығыздағыш түйінінен және тірек тірегінен тұрады. Корпустың қақпағы сорғының сору құбырымен бір бөлікке құйылады. Жабық доңғалақ сорғының білігіне 9 кілтімен және 5 жаңғағымен бекітілген. Қуаты 10 кВт дейінгі сорғыларда жұмыс дөңгелектері жүктелмеген, ал қуаты 10 кВт және одан жоғары сорғыларда осьтік күштерден түсірілген. Түсіру доңғалақтың артқы дискісіндегі түсіру тесіктері және тығыздау түйіні жағынан доңғалақтағы тығыздағыш белдеу арқылы жүзеге асырылады. Түсірудің арқасында сорғы білігінің тығыздау түйінінің алдындағы қысым азаяды.



1 – корпус қақпағы, 2 – сорғы корпусы, 3 – тығыздауыш сақиналар, 4 – жұмыс доңғалағы, 5 – шпонка және гайка, 6 – сальник, 7 – қорғауыш төлке, 8 – сальник қақпағы, 9 – сорғы білігі, 10 – тіреуіш кронштейн, 11 – шарикті мойынтірек.

1.3 Сурет – К типті бір жақты сору консолі сорғысының схемасы.

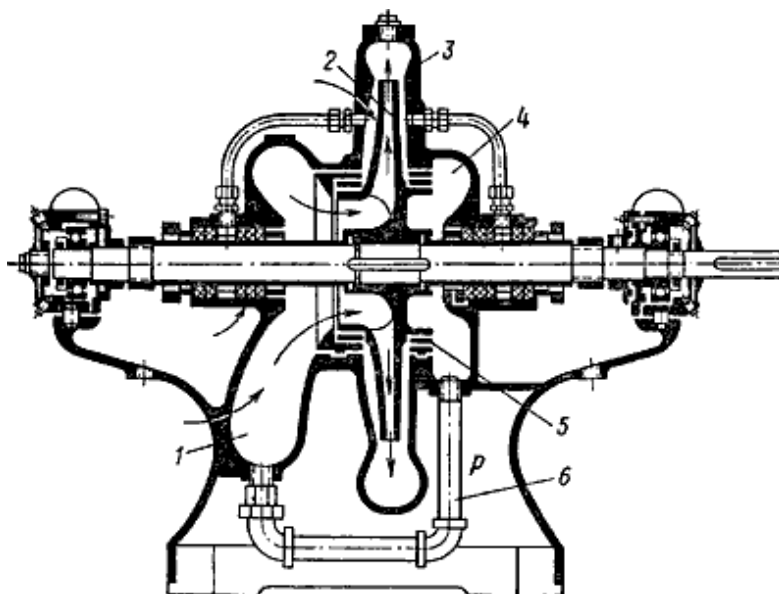
Сорғының жұмыс ресурсын ұлғайту үшін корпус (қуаты 10 кВт және одан жоғары сорғыларда ғана) және ауыстырмалы корпустар (барлық сорғыларда) ауыстырмалы тығыздағыш сақиналармен қорғалған 3. Тығыздағыш сақина мен доңғалақтың тығыздағыш белдеуі арасындағы кішкене алшақтық (0,3-0,5 мм) сорғымен сорылатын сұйықтықтың жоғары қысым аймағынан төмен қысым аймағына ағып кетуіне жол бермейді, бұл сорғының жоғары тиімділігін қамтамасыз етеді.

Сорғы білігін тығыздау үшін жұмсақ тығыздағыш қолданылады. Сорғының жұмыс істеу ресурсын арттыру және тығыздау торабы аймағында біліктің тозуын болдырмау үшін білікке ауысымды қорғаныс төлкесі киіледі 7. 6 тығыздағышты толтыру 8 тығыздағыш қақпағымен басылады. Тірек тірегі-10 тірек кронштейні, онда 11 шарикті подшипниктерде сорғы білігі орнатылған. Шарикті мойынтіректер қақпақтармен жабылған. Шарикті мойынтіректерді майлау консистенциялы. Бір жақты сору доңғалақтары сұйықтықтың доңғалаққа енуіне бағытталған осьтік күшке ұшырайды.

Егер бір сатылы бір жақты сору сорғыларында осьтік күшті берік мойынтірек арқылы сенімді қабылдауға болатын болса, онда бұл ең үнемді шешім болады. Әйтпесе, тіреуіш мойынтірекке әсер ететін осьтік күшті азайту үшін шаралар қабылдау қажет. Бұл төмендетуге сорғының тиімділігі төмендеген кезде ғана қол жеткізуге болады.

Әдетте осьтік күшті жоюдың немесе азайтудың екі әдісінің бірі қолданылады. Бірінші әдіс бойынша 4-камера жұмыс доңғалағының артында орналасқан (1.4 Сурет), қысым қуысынан шағын радиалды саңылауы бар тығыздағыш сақиналармен бөлінген. Камера 1 жұмыс доңғалағының 2 кіріс қуысымен артқы дискіде бұрғыланған 5 тесік арқылы байланысады 3. Кейбір жағдайларда 4 арнасының көмегімен 6 түсіру камерасы кіріс құбырымен хабарланады. Түсіру камерасын кіріс құбырына қосатын арнайы канал құрылғысы доңғалақ дискісіндегі тесіктерді бұрғылауға қарағанда жақсы шешім болып табылады, өйткені осы тесіктер арқылы шығатын сұйықтық

ағыны доңғалақтың кіреберісіндегі ағынға қарсы бағытталған және оны бұзады.



1 – кіріс құбыры, 2 – жұмыс доңғалағы, 3 – артқы диск, 4 – түсіру камерасы, 5 – саңылау, 6 – арна.

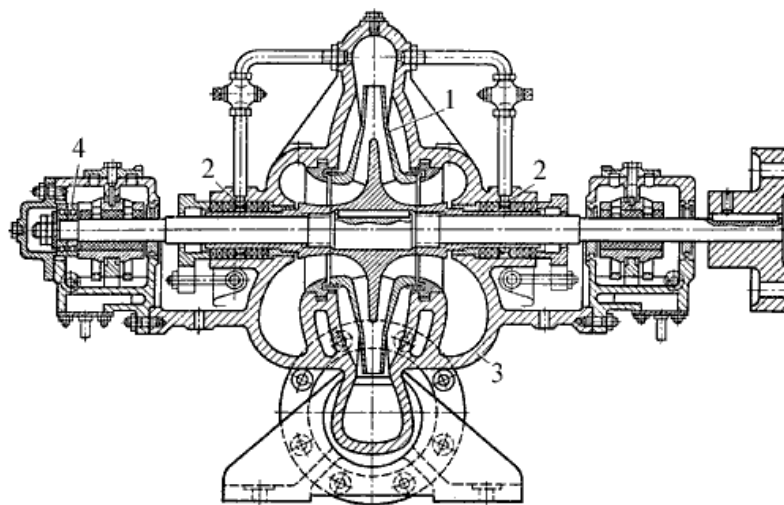
1.4 Сурет – Біліктің күшінен мүмкін болатын түсіру схемасы.

Осьтік күшті теңестірудің екінші әдісінде артқы дискінің сыртқы жағында орналасқан қабырғалар қолданылады. Доңғалақ айналған кезде, қабырғалардың болуына байланысты доңғалақ пен дененің арасындағы қуыстағы қысым төмендейді.

Екінші әдіс біріншіге қарағанда арзан және тиімді; бұл жағдайда қуаттың жоғарылауы ағып кету салдарынан қалыпты жағдайда жоғалған қуатқа сәйкес келеді.

Алайда, бір сатылы сорғының роторын осьтік күштерден босатудың ең тиімді әдісі-екі жақты сору доңғалақтары бар сорғыларды қолдану - d түрі (1.5 Сурет), Симметрияның арқасында осьтік күш пайда болмайды. Бұл сорғыларда екі еселенген жартылай спиральды су құбыры бар. 1 жұмыс дөңгелегінде бұл ағындар қосылып, жалпы спиральды ағынға шығады. Сорғы корпусының ажыратқышы көлденең, соның арқасында құбырларды бөлшектеместен жекелеген бөлшектерді және бүкіл роторды ашу, тексеру, жөндеу, ауыстыру мүмкіндігі қамтамасыз етіледі (қысым және сору келте құбырлары корпусының төменгі бөлігіне қосылған). Сорғы білігі білікке бекітілген ауыспалы жеңдермен тозудан қорғалған. Сол жеңдер доңғалақты осьтік бағытта бекітеді. Сорғыны тығыздайтын тығыздағыштарда 2 гидравликалық ысырма сақиналары бар. Сұйықтық оларға сорғыны құбырлар арқылы шығарудан қысыммен жеткізіледі. Ротордың радиалды жүктемесі сырғанау мойынтіректерімен қабылданады. Білікті осьтік бағытта бекіту және жұмыс доңғалағының тығыздағышының біреуі біркелкі өндірілмегенде немесе тозғанда пайда болатын осьтік күшті қабылдау үшін сол жақ

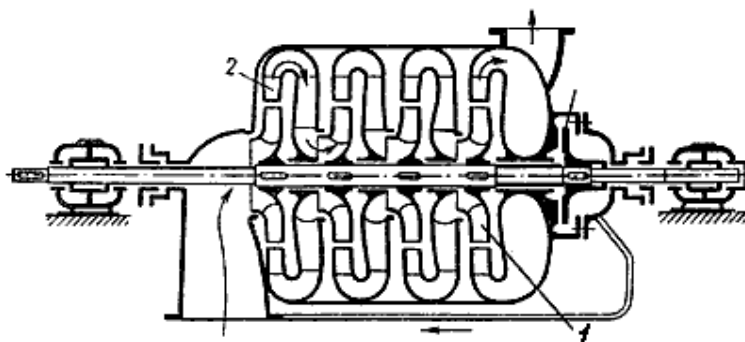
подшипникте 4 радиалды шарикті мойынтіректер бар. Екі жақты сору сорғылары бірдей берілісте және біліктің айналу жиілігінде бір жақты сору сорғыларына қарағанда үлкен сору биіктігіне ие.



1 – жұмыс доңғалағы, 2 – гидравликалық ысырма сақиналары, 3 – жартылай спиральды су құбыры, 4 – радиалды-тіреуіш шарикті мойынтірек.

1.5 Сурет – Екі жақты сорудың бір сатылы сорғысы.

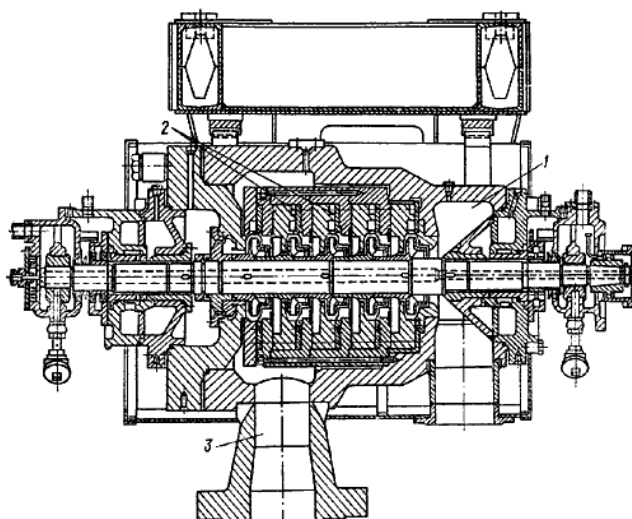
Бір сатылы сорғылардың шектеулі жиынтығы бар. Сондықтан, сорғының қажетті қысымын бір доңғалақпен үнемді түрде құру мүмкін болмаған кезде, көп сатылы сорғының дизайнында бірқатар дәйекті дөңгелектер қолданылады. Көп сатылы секциялық центрифугалық сорғының схемасы суретте көрсетілген. 1.6. Мұндай сорғының әр сатысы 1 доңғалақ пен 2 бағыттаушыдан тұрады, ол ағынды келесі жұмыс дөңгелегіне бағыттайды. Мұндай сорғыда қысым дөңгелектер санына пропорционалды түрде артады.



1 – жұмыс доңғалағы, 2 – бағыттаушы аппарат.

1.6 Сурет – Көп сатылы секциялық орталықтан тепкіш сорғының схемасы.

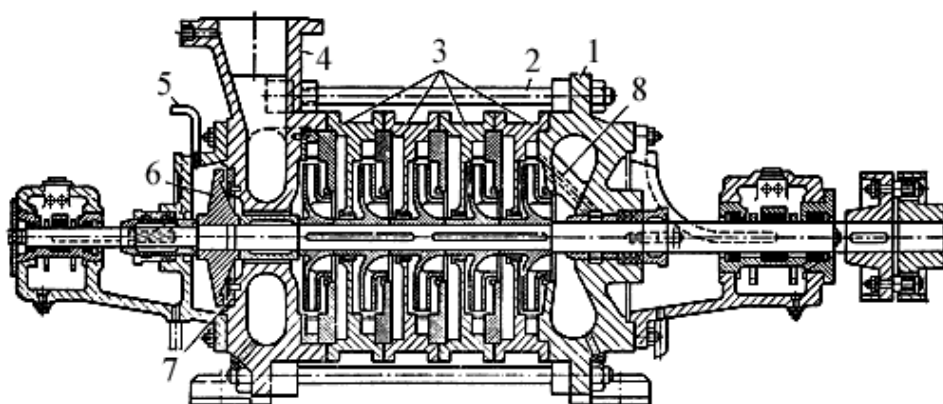
1.7 Суретте секциялық типтегі көп сатылы коректік турбо сорғының бөлімі көрсетілген. 2 аралық төрт секциядан өтіп, 1 сору бөлімінен сұйықтық ағыны 3 қысым бөліміне түседі. Осы тік күш гидравликалық түсіру құрылғысымен қабылданады.



1 – сору секциясы, 2 – аралық секция, 3 – қысымды секция.

1.7 Сурет – Қоректік турбо сорғы.

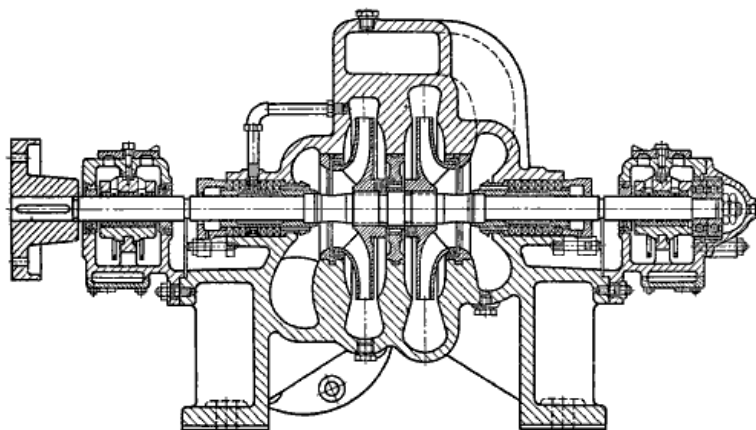
Көп сатылы сорғылар үшін осьтік күштерді теңдестіру міндеті әсіресе осы сорғылардың жоғары қысымдары мен жеке сатыларға әсер ететін осьтік күштерді жинақтауға байланысты маңызды. Көп сатылы сорғылардың осьтік күштерін теңдестірудің бір әдісі (1.8 Сурет) өзін-өзі реттейтін гидравликалық өкшені қолдану болып табылады. Бұл өкшенің жұмыс принципі келесідей. Барлық жұмыс дөңгелектері оларға кірген кезде ағын бірдей бағытта болатындай етіп орналастырылған. Соңғы сатыдағы дөңгелектің артында бірінші дөңгелектің алдында орналасқан сору қуысы бар түтік арқылы байланысатын түсіру камерасы орналасқан. Осьтік күш роторды, демек гидравликалық өкшені сору құбырына қарай жылжытуға тырысады. Бұл жағдайда гидравликалық бесінші және жеңнің ұшы арасындағы осьтік алшақтық азаяды, нәтижесінде түсіру камерасындағы қысым азаяды. Содан кейін толық қысымның әсерінен пятаки гидравликалық өкшеге әсер ететін күштердің тепе-теңдігі пайда болғанша кері бағытта қозғала бастайды.



1-сору бөлімі; 2 - тартқыш болт; 3 - аралық секциялар; 4 - қысым бөлімі; 5 - байланыстырушы құбыр; 6 - гидравликалық өкше; 7 - төлке; 8-бірінші сатыдан су беру үшін бұрғылау.

1.8 Сурет – Түсіру өкшесі бар секциялық сорғы.

Кейбір жағдайларда сорғыларды осьтік күштерден түсіру үшін доңғалақтардың қарама-қарсы орналасуы бар көп сатылы сорғылар қолданылады. 1.9 Суретте екі сатылы спиральды сорғы бейнеленген. Сұйықтық бірінші сатыдан екінші сатыға ішкі канал арқылы өтеді. Корпус коннекторы бойлық. Қысым және сору құбырлары корпусстың түбіне бекітілген, бұл сорғыны тексеру мен жөндеуді жеңілдетеді. Жұмыс доңғалақтарының тығыздағыш саңылаулары корпуссты және жұмыс дөңгелектерін тозудан қорғайтын ауыстырылатын тығыздағыш сақиналар арасында жасалады. Роторды осьтік бағытта бекіту оң жақ мойынтіректе орналасқан радиалды-тірек шарикті мойынтіректермен жүзеге асырылады. Сору жағында орналасқан майлы тығыздағышта гидравликалық Ысырма сақинасы бар, оған сұйықтық бірінші сатыдан шығатын түтік арқылы жеткізіледі. Оң жақта орналасқан майлы тығыздағыш екінші сатыдағы су асты тығыздайды. Сұйықтық шығарылады арынмен құрылатын, - кендік бөлумен бірінші сатысы.

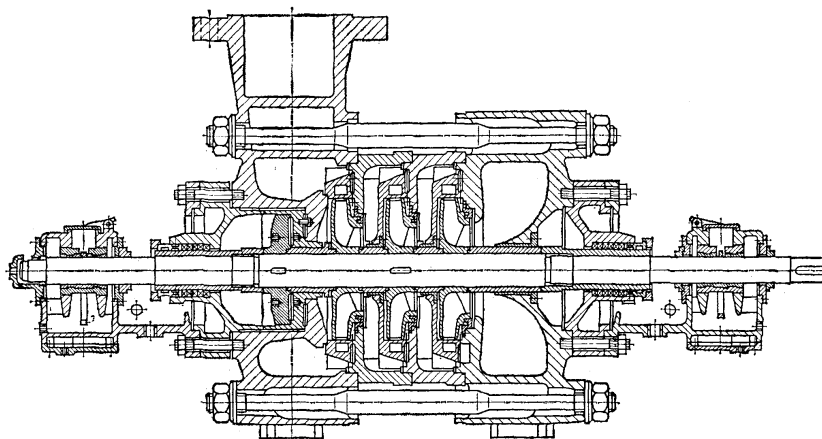


1.9 Сурет – Екі сатылы спиральды сорғы.

## 1.2 Шетелдік құрылымдарды талдау

Бұл сорғылардың жұмыс жылдамдығы 1450 немесе 2900 айн/мин тең таңдалады. мойынтіректер түріне сәйкес айналмалы мойынтіректері бар сорғылар және сақиналы майлағыштары бар сырғымалы мойынтіректер ерекшеленеді. Терминалды тығыздағыштардың түріне сәйкес сорғылар қалыпты, көп мақсатты, арнайы тығыздағыштармен, сондай-ақ соңғы тығыздағыштармен ерекшеленеді. G типті сорғылар су айдау қондырғыларында кеңінен қолданылады. Өнеркәсіптік кәсіпорындарда олар сумен қамтамасыз ету үшін, сондай-ақ сілтілерді, аздап қышқыл және газ бар ортаны және тұтқырлығы төмен майларды айдау үшін қолданылады. G типті сорғылардың келесі параметрлері бар: номиналды беріліс  $Q=4-630 \text{ м}^3/\text{сағ}$ ; номиналды қысым  $H=60-640 \text{ м}$ . Жеке бөлімдерді тығыздау дөңгелек резеңке

сақиналармен жүзеге асырылады. Кіріс құбыры жетектен қараған кезде көлденеңінен оңға қарай бағытталған, ал ыстық сұйықтықты соруға арналған сорғылардағыдай қысым құбыры тігінен жоғарыға бағытталған. Корпустың тірек табандары төменде орналасқан. Сорғының корпус бөліктері  $40 \text{ кгс/см}^2$  дейінгі қысым кезінде сұр шойыннан жасалған;  $40 \text{ кгс/см}^2$  — ден жоғары-құйылған болаттан жасалған. Қалыпты орындау кезінде белгіге gg әріптері кіреді. Егер белгіге GS әріптері қосылса, онда сорылатын сұйықтықпен жанасатын сорғы бөлшектері 15% құйылған хромды болаттан жасалған. 1.10 Суретте G типті көп сатылы орталықтан тепкіш сорғы көрсетілген, сорғының жұмыс дөңгелектері бір жақты кіріс болып табылады. Бірінші сатыдағы дөңгалақ кіріс ваннасының диаметрі мен арнайы пышақтарға ие. Бұл сорғының сору қабілетін арттырады. Сырғанау мойынтіректері және арыны  $H=250 \text{ м}$  жоғары сорғылар осьтік күшті гидравликалық түсіруге ие болады. Қысымы 160 м дейінгі сорғыларда шарикті мойынтіректер бар. Біліктің бос ұшында қалдық осьтік күшті қабылдау үшін қосарланған шарикті подшипник орнатылған.



1.10 Сурет – G типті көп сатылы орталықтан тепкіш сорғы



1.11 Сурет – Екі дөңгелегі бар ортадан тепкіш электр сорғысы 2CPm 25/160.

Техникалық сипаттамалары: беру 24 м<sup>3</sup>/сағ дейін; қысым 112 м дейін; манометрлік сору биіктігі 7 м дейін; сұйықтық температурасы +60°С дейін; қоршаған ортаның максималды температурасы +40°С.

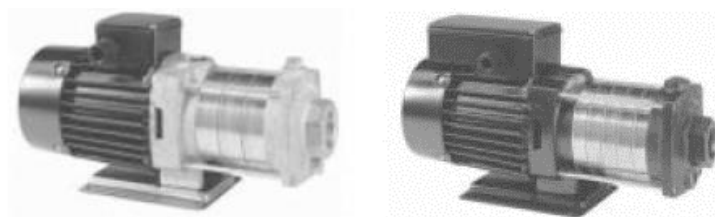
Бұл сериядағы сорғыларға мыналар тән: жоғары тиімділік, үнсіз жұмыс істеу, күнделікті өмірде, ауыл шаруашылығында және өнеркәсіпте ұзақ және жоғары жүктемелер режимінде пайдалануға жарамдылығы.

2СРm сериясына орталықтан тепкіш типтегі электр сорғылары кіреді, олардың екеуі бір-біріне қарама-қарсы орнатылған, қатарынан жұмыс істейді.

Бірінші доңғалақ сорғының сору корпусына орналастырылған сору құбырына тікелей қарама-қарсы орналасқан; біріншісіне қарама-қарсы орналасқан екінші доңғалақ айдау корпусына орналастырылған. Доңғалақтың құрылымы минималды гидравликалық шығындармен сұйықтықтың орталықтан периферияға дейінгі радиалды қозғалысын қамтамасыз етеді, оның барысында доңғалақ каналының ішіндегі пышақтар айдалатын сұйықтықтың энергиясын қысым түрінде де, ағынның жылдамдығын жоғарылату түрінде де береді. Бірінші доңғалақтан шыққан кезде сұйықтық сорғының сору корпусының спиралына түседі және екінші доңғалақтың сорылуына дәнекер бөлігі арқылы енеді, одан кейінгі энергия пайда болады. Екінші доңғалақтың шығысында сұйықтық сорғының айдау корпусының спиралына түседі, ол конустық диффузормен бірге кинетикалық энергияның бір бөлігін қысым энергиясына түрлендіруді қамтамасыз етеді.

Бір жетекші білікке қарама-қарсы орнатылған екі доңғалақ осьтік гидравликалық импульстардың тепе-теңдігін қамтамасыз етеді, осылайша қозғалтқыш мойынтіректерінің шамадан тыс жүктелуіне жол бермейді.

СН және СНN модельдерінің шағын өлшемді көлденең орталықтан тепкіш сорғылары (1.12 Сурет) Grundfos фирмалары (Дания) сұйықтықтарды айдауға және олардың айналымына, сондай-ақ тұрмыстық және өнеркәсіптік гидрожүйелерде қысымды арттыруға арналған.



1.12 Сурет – СН және СНN модельдерінің шағын өлшемді көлденең орталықтан тепкіш сорғылары.

Осы сорғылардың шартты белгісі: СН(N) 4-30(x)-А-В-СVВV,

СН – сорғы моделі (N болмаса – стандартты орындау);

N – айдайтын сұйықтықпен жанасатын барлық бөлшектер тот баспайтын болаттан жасалған;

4 – номиналды өнімділік, м<sup>3</sup>/сағ;

30 – айдамалаудың максималды ағыны, м;



(x) – сорғының арнайы орындалуының кодтық белгісі;

A – габариттік өлшемдердің кодтық белгіленуі;

B – материалдың кодтық белгіленуі;

CVBV – білік тығыздағышының кодтық белгісі.

СН және СНН типтегі сорғылар-бұл көлденең көп сатылы орталықтан тепкіш, өзін-өзі соратын сорғылар, электр қозғалтқышының ұзартылған білігі және біліктің механикалық тығыздағышы бар. Сорғының сорғыш білігі бар сорғыш және радиалды айдау құбыры бар және плита негізіне орнатылған. Сорылатын сұйықтықпен жанасатын барлық бөліктер тот баспайтын болаттан жасалған (тек СНН). Стандартты дизайнда FKM материалынан жасалған дөңгелек қиманың сақиналары қолданылады. СН үлгісіндегі сорғылар таза, қатты немесе талшықты қоспалары жоқ, сорғы материалдарына химиялық инертті сұйықтықтарды сорып алады. СНН үлгісіндегі сорғылар таза, қатты немесе талшықты қоспалары жоқ, сорғы материалдарына қатысты химиялық белсенділігі төмен сұйықтықтарды сорып алады. СН және СНН типтегі сорғылар Grundfos жабық электр қозғалтқышымен, торлы ротормен және ауаны салқындату желдеткішімен біріктірілген. Номиналды айналу жиілігі-2900 мин<sup>-1</sup>; қорғау сыныбы - IP 54; оқшаулаудың қызуға төзімділік сыныбы-F; стандартты кернеу - 1 x 220-240 В, 3 x 220-240/380-415 В бір фазалы электр қозғалтқыштары орамаға салынған, шамадан тыс жүктемеден қорғайтын термokonтактпен жабдықталған. Үш фазалы электр қозғалтқыштары жергілікті директиваларға сәйкес стартерге қосылуы керек.

## 2 Ұсынылған дамытудың сипаттамасы

### 2.1 Прототипті тандау

Мұнай айдауға арналған Отандық және шетелдік сорғылардың конструкцияларын талдау нәтижелері бойынша Қарағанды қаласындағы Ясногорск машина жасау зауытының ресми дилері ТОО РОСГИДРОМАШ компаниясының жөндеу цехында ЦНС-300 сорабы прототип ретінде қабылданды, ол өзін жұмыста жақсы көрсетті және аймақта жаппай қолдану модельдерінің бірі ретінде есептелінеді.

### 2.2 Сорғының негізгі дизайнының сипаттамасы

Орталықтан тепкіш көп сатылы секциялы ЦНС 300-120...600 сорғылары мұнайды кәсіпшілік жинау, дайындау және тасымалдау жүйелерінде температурасы 274 К (1° С) - ден 318 К (45° С) - ге дейін суландырылған газға қаныққан және тауарлық мұнайды айдауға арналған.

Мойынтіректерді мәжбүрлеп салқындату жүйесін қолданған жағдайда 333 К (60° С) дейінгі температурамен мұнай айдауға жол беріледі.

Айдалатын мұнай 2.1 Кестеде келтірілген физикалық-химиялық сипаттамаларға сәйкес келуі тиіс.

#### 2.1 Кесте – Мұнайдың физика-химиялық сипаттамалары

Мұнайдың физика-химиялық сипаттамалары	Өлшем бірлігі	Көрсеткіштері
Тығыздық	кг/м <sup>3</sup>	0,7-1050
Кинематикалық тұтқырлық	м <sup>2</sup> /с	1,5·10 <sup>-4</sup>
Сутектік көрсеткіш	pH	7-8,5
Қаныққан будың қысымы, артық емес	ГПа	665
Газдың құрамы (көлемді), артық емес	%	3
Парафиннің құрамы, артық емес	%	20
Қатты бөлшектердің мөлшері 0,2 мм-ге дейінгі және микроқаттылығы 1,47 Гпа, аспайтын механикалық қоспалардың болуы	%	0,2
Суландыру, артық емес	%	90

Агрегаттарды pH=7-8,5; механикалық қоспалардың салмақтық үлесі 0,2% - дан аспайтын; қатты бөлшектердің мөлшері 0,2 мм-ден аспайтын және тығыздығы 1500 кг/м<sup>3</sup>-тен аспайтын суды айдау үшін қолдануға болады.

Сорғыға кіру қысымы 0,05-0,6 МПа (0,5-6 кг/см<sup>2</sup>).

Сорғының негізгі параметрлері температурасы 20° С, тығыздығы 997 кг/м<sup>3</sup> және барометрлік қысымы 1013 Га болатын судағы номиналды жұмыс режиміне сәйкес келеді. 2.2 Кестеде көрсетілгендерге сәйкес келуі тиіс.

2.2 Кесте – Сорғының негізгі параметрлері

Сорғы моделі	Өнімділігі, м <sup>3</sup> /сағ	Арыны, м	Айналу жиілігі, айн/мин	Рұқсат етілетін кавитациялық қор, м артық емес	Сорғы қуаты, кВт
ЦНС 300-120	300	120	1475	6	140
ЦНС 300-180	300	180	1475	6	210
ЦНС 300-240	300	240	1475	6	280
ЦНС 300-300	300	300	1475	6	350
ЦНС 300-360	300	360	1475	6	420
ЦНС 300-420	300	420	1475	6	490
ЦНС 300-480	300	480	1475	6	560
ЦНС 300-540	300	540	1475	6	630
ЦНС 300-600	300	600	1475	6	700

Сорғы (2.1 Сурет) корпус пен ротордан тұрады. Корпусқа сору қақпағы 5, айдау қақпағы 6, бағыттаушы корпустың корпусы 1, бағыттаушы аппараттармен 21 және 7 және 8 кронштейндер кіреді. Бағыттаушы аппараттардың корпустары мен қақпақтары 57 немесе 58 сомандары бар 35 немесе 34 тарту болттарымен тартылады. Бағыттаушы аппараттар корпустарының түйіспелері майға және бензинге төзімді резеңкеден жасалған резеңке сақиналармен тығыздалады.

Сорғы роторы 9, 20, 22 жұмыс дөңгелектері, 11 сақинасы, 19 білігінің жейдесі, 12 қашықтан жеңі, 36 реттеу сақиналары және 14 түсіру дискісі орнатылған біліктен тұрады. Барлық осы бөліктер білікке ротордың 15 гайкасымен бекітіледі.

Ротордың тіректері 59 радиалды сфералық мойынтіректер болып табылады, олар 7 және 8 кронштейндерінде жылжымалы қону арқылы орнатылады, бұл ротордың осьтік бағытта ротордың "екпіні" мәніне ауысуына мүмкіндік береді.

Мойынтірек камералары 2 қақпақтарына орнатылған 33 манжеттермен және қақпақтардың сыртқы жағынан 39 соққы сақиналарымен тығыздалады. Сыртқы жағынан 8 Кронштейн соқыр қақпақпен жабылған 30.

Ротор білігінің корпустан шығатын жерлері 60 тығыздағышпен тығыздалады. Тығыздағыш сақиналары білікке 120° салыстырмалы ығысумен орнатылады және 18 тығыздағыш жеңімен басылады.

Бағыттаушы аппараттың корпусы, бағыттаушы аппарат, жұмыстық доңғалақ, тығыздаушы сақиналар 24, 25 өз жиынтығында сорғы секциясын құрайды.

Сорғының жұмысы айналмалы доңғалақ пышақтары мен сорылатын сұйықтықтың өзара әрекеттесуіне негізделген.

Айналдыру кезінде доңғалақ пышақтардың арасында орналасқан сұйықтықтың дөңгелек қозғалысын хабарлайды. Орталықтан тепкіш күштің нәтижесінде сұйықтық доңғалақтың ортасынан сыртқы шығысқа қарай жылжиды.

Бірінші доңғалақтан шыққаннан кейін сұйықтық бағыттаушы аппараттың арналарына, содан кейін екінші доңғалаққа, бірінші қадамнан жасалған қысыммен, екінші сатыдан сұйықтық екі есе қысыммен үшінші доңғалаққа және т. б.

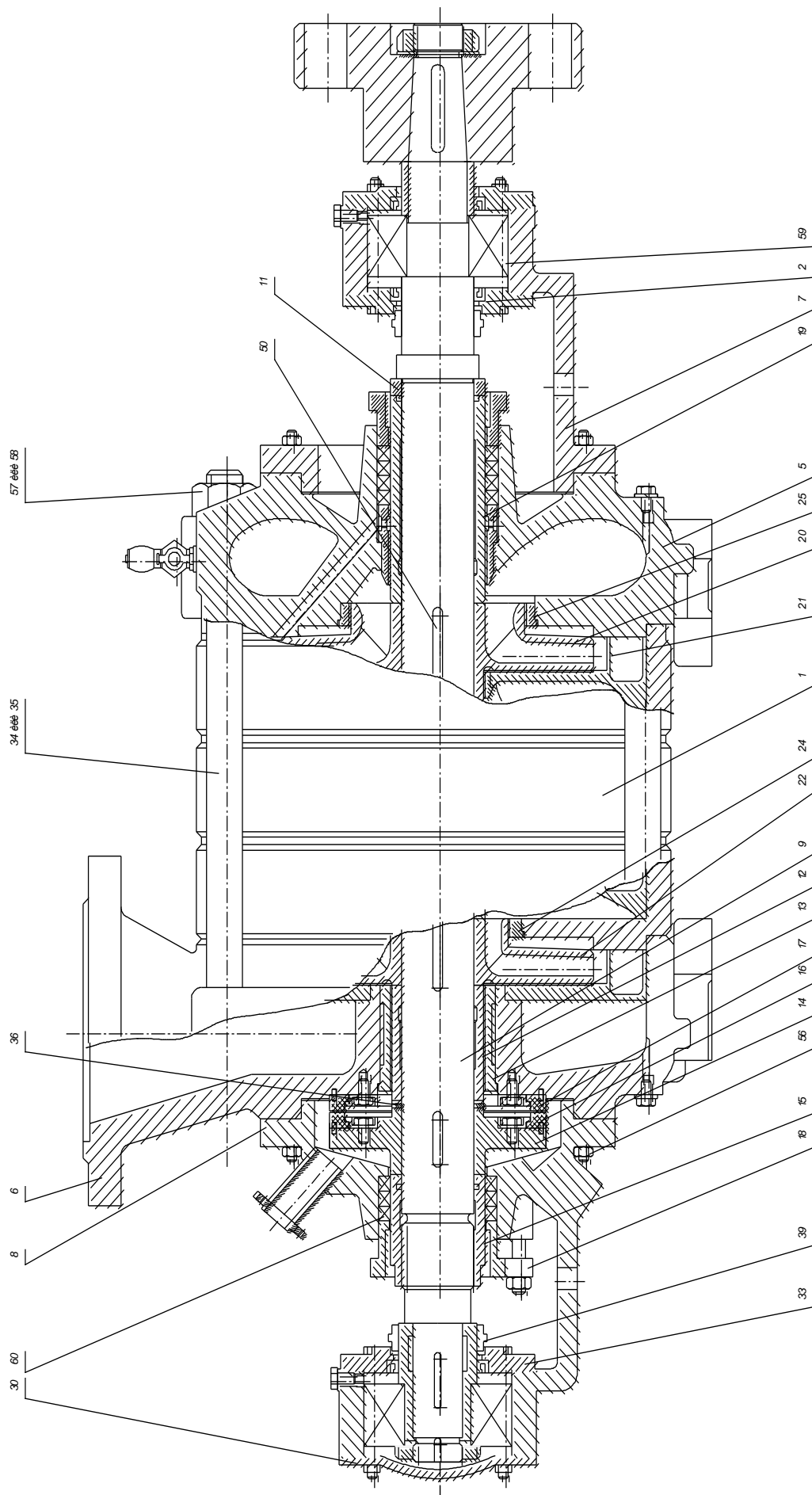
Соңғы жұмыс дөңгелегінен шыққан сұйықтық бағыттаушы аппарат арқылы айдау қақпағына, ал одан қысымды құбырға түседі.

Сорғының жұмысы кезінде жұмыс доңғалақтарының біркелкі емес бүйір беттеріндегі сұйықтықтың қысымына байланысты осьтік күш пайда болады, ол сорғы роторын сору бағытына ауыстыруға тырысады.

Сорғыдағы осьтік күшті теңестіру үшін 14 түсіру дискісінен, 13 түсіру жеңінен, 12 қашықтық жеңінен, 16 және 17 түсіру сақиналарынан тұратын гидравликалық пятаки қолданылады.

Соңғы сатыдағы қуыстан шыққан сұйықтық түсіру жеңі мен қашықтық жеңінің арасындағы сақина саңылауынан өтеді, түсіру дискісіне доңғалаққа әсер ететін, бірақ айдау бағытына бағытталған күш мөлшеріне тең күшпен басылады. Осылайша, сорғы роторы автоматты түрде теңестіріледі.

Түсіру камерасынан шыққан сұйықтық ішінара білік гайкасы мен толтыру арасында өтеді, оны салқындатады, қалған бөлігі түсіру түтігі арқылы сору камерасына немесе сорғының қабылдау түтігіне жеткізіледі.



2.1 Сурет – ЦНС 300-120...600

### **2.3 Негізгі ақаулар мен сәтсіздік себептерін талдау**

ЦНС-300 сорғыларының негізгі ақаулары мен істен шығу себептерін талдау Қарағанды қаласындағы Ясногорск машина жасау зауытының ресми дилері ТОО РОСГИДРОМАШ компаниясының жөндеу цехында алынған мәліметтер және кәсіптерде сорғы қондырғыларына қызмет көрсететін механиктердің сараптамалық бағалары негізінде жүргізілді.

Сарапшылардың сауалнамасы сорғылардың істен шығуына әсер ететін негізгі себептер түсіру сақиналарының тозуы болып табылады, нәтижесінде саңылаулы тығыздағыштардың істен шығуына және сорғының өнімділігінің төмендеуіне әкеледі. Мойынтіректердің тозуы және кронштейндердегі қону ұяларының тозуы сорғының дірілін арттырады, бұл олардың мерзімінен бұрын істен шығуына әкеледі. Біліктің жейдесі мен ротор гайкасының жұмыс беттерін абразиялау сорғының қажетті тығыздығын қамтамасыз ете алмауына әкеледі. Егер ротордың гайкасын ППР жүргізу кезінде ауыстыруға болатын болса, онда білік жейдесін тек күрделі жөндеу кезінде өзгертуге болады, бұл сорғының қызмет ету мерзіміне де әсер етеді.

Жұмысты талдау негізінде ЦНС-300 сорғыларының тез тозатын бөліктері сорғылардың істен шығуына әсер етеді: ротордың бөліктері, түсіру түйіндері және мойынтірек түйіндері. Атап айтқанда: түсіру сақиналары; біліктің жейдесі; ротор гайкасы; майлы жең; мойынтіректер; артқы жақша; алдыңғы жақша.

Бөлшектердің осы түрлерінің тез тозуының себептерін жою мүмкін емес, мысалы: сорылатын шикі мұнайдың газдануы, майлы тығыздағыштардың үйкеліс жағдайлары және т.б.-мен бұл тезисте тірек-тығыздағыш қондырғыны модернизациялау нұсқасын ұсынамын, бұл сорғының әлсіз түйіндері мен бөлшектерін жоққа шығарады.

### **2.4 Патенттік пысықтау**

Патенттік іздеу келесі бөлімдерде жүргізілді: центрифугалық сорғылардың біліктері мен тіректері.

Патенттік іздеу нәтижесінде авторлық куәліктер мен патенттер табылды, олардың сипаттамасында осы дипломдық жобаны жаңарту нұсқаларына ұқсас техникалық шешімдер келтірілген. Осы техникалық шешімдердің бірі ұсынылған модернизацияның негізі болып табылады.

ЦНС маркалы сорғылардың кемшіліктерін зерттеу негізінде А.С. №22149 f16j 15/00 патенттік әзірлемесі 16.09.90 ж. №4852252/29 өтінімі бойынша тірек-тығыздау түйіндері саласындағы өнертабысқа а. п. Касаткиннің авторлығымен таңдалды.

Сондай-ақ, біліктің соңғы тіректеріне, соңғы тығыздағышқа сүйенетін, қабылдау және шығу түтігі бар сорғы корпусы бар тығыздағыш қондырғы белгілі.

Белгілі құрылғының кемшілігі-агрессивті ортада жұмыс істеу кезінде төмен сенімділік.

Сорғының тірек-тығыздағыш қондырғысының құрылғысы белгілі, оның ішінде қабылдау және шығу түтіктері бар сорғы корпусы, май немесе консистенттік майлағышта орналасқан шеткі сыртқы тіректерге сүйенетін білік, корпусты қамтитын соңғы тығыздау түріндегі айналмалы біліктің соңғы тығыздағыштары, үйкеліс жұбының айналмалы және айналмалы емес байланыс сақиналары, бір-біріне серпімді элементтермен қысылған, сұйықтықты қабылдауды қамтамасыз ету және оны қысымсыз контейнерге шығару үшін ағып кету қалталары.

Белгілі құрылғының кемшілігі - созылу, иілу және төмен соққы тұтқырлығы кезінде силицирленген графит материалының беріктігінің аздығына байланысты түйіннің құрылымдық элементтерінің төмен сенімділігі, олардан сырғанау мойынтіректері мен үйкеліс жұбының сақиналары жасалады.

## **2.5 Модернизацияның сипаттамасы**

Тірек-тығыздағыш түйіннің екі тірегі бар, олар сорғыш қақпағында 19 және айдау қақпағында 7 орналасқан (2.2 Сурет) және сырғанау мойынтіректері болып табылады. Мойынтіректердің ішкі торлары білікке 40 бекіткіштерімен бекітіліп, жұмыс жағында 21 гайкамен және 39 металл сақинамен, ал екінші жағынан тек 39 металл сақиналармен басылады. Мойынтіректердің ішкі қысқышы кесілген конус түрінде 45° бұрышындағы соңғы беттердің кесулерімен, 39 металл сақиналары мен 21 гайкасы ішкі клиптің артқы, аталған соңғы беттерімен, бетімен жасалады. 42 подшипниктерінің сыртқы торлары 35 және 23 жеңдерінде міндетті түрде қыздырылған жеңдермен тығыз орналасқан. Мойынтіректердің сыртқы клиптерінде жұмыс сұйықтығының өтуіне арналған екі бойлық канал бар, олар клиптің ішкі диаметріне сәйкес жасалады. Мойынтіректер арқылы өтетін жұмыс сұйықтығы оларды салқындатады және тұрақты сұйық пленканы құрайды. Құбыр арқылы түсіру камерасынан жұмыс сұйықтығы соңғы тығыздағышқа түседі 44.

Айналмалы біліктің соңғы мөрі тіректің артында орналасқан және өзгермелі соңғы тығыздағыш түрінде жасалады. Ұзартылған юбкасы бар 29 осьтік жылжымалы жең 24 соңғы тығыздағыштың корпусында орналасқан. Төлке фиксаторлармен айналуудан ұсталады 25. 24 корпусы жылжымалы серпімді элемент функциясын орындайтын 33 серіппесі бар сатылы ішкі саңылаумен жасалған. Серіппе жылжымалы реттеу гайкасының ұшымен қысылған 26. Сондай-ақ, білікке 22 үйкеліс жұбының айналмалы байланыс сақинасы бекітілген тұрақты розеткасы бар 44 тегіс көйлек орнатылады. Тегіс көйлек 22 білікке гайкамен бекітілген 32. Корпус тығыздалған фланецпен 28.

Агрессивті ортадан қорғау үшін айналмалы біліктің айналасында қорғаныс жеңі орнатылған. 28 қысқыш фланец түйреуіштермен бекітіледі.

Тірек-тығыздағыш түйіннің барлық бөліктері май-бензинге төзімді резеңке сақиналармен жұмыс сұйықтығының ағып кетуінен тығыздалады.

44 үйкеліс жұбының мойынтіректері мен байланыс сақиналары силицирленген графиттен жасалған.

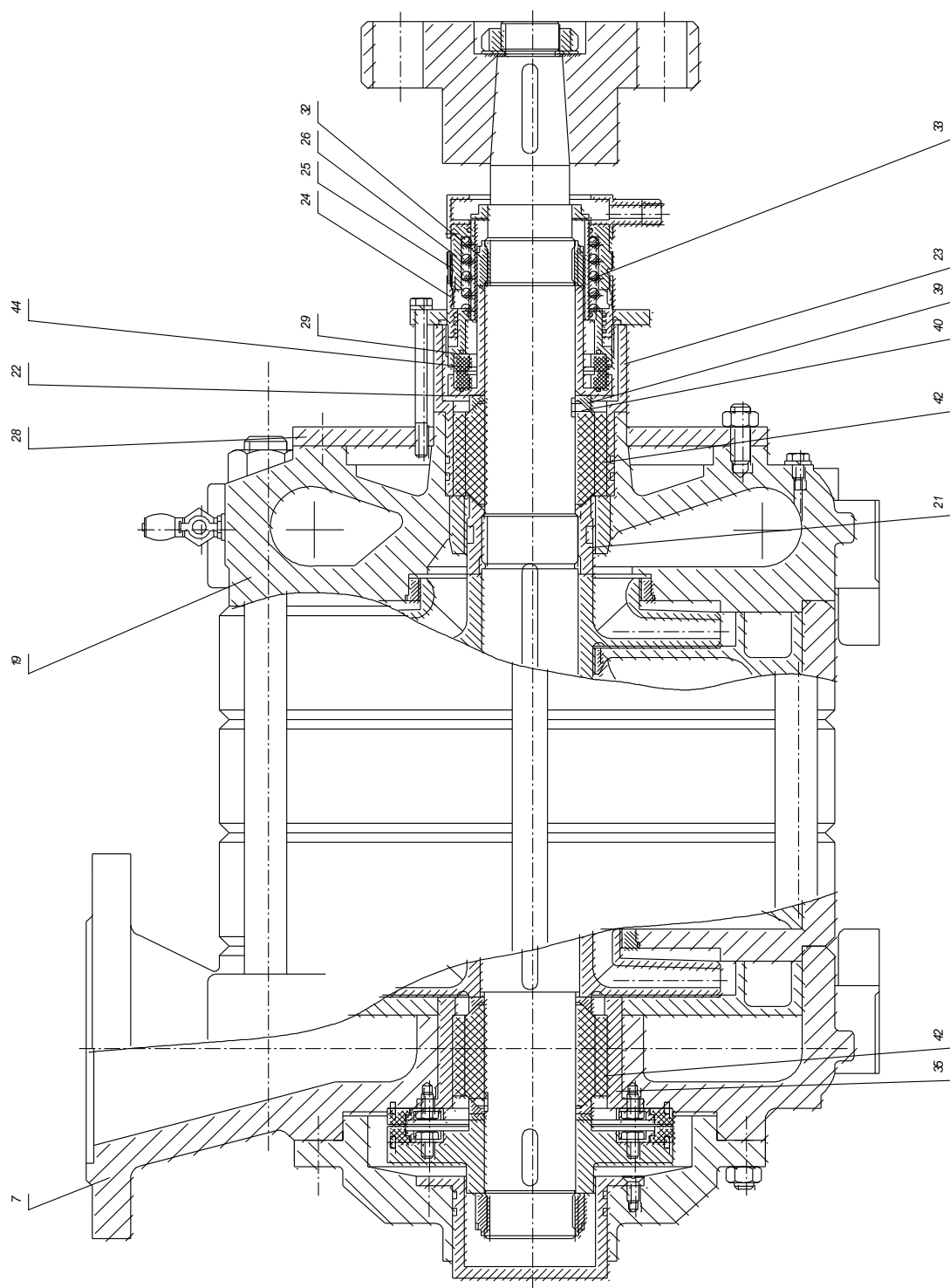
Сығымдалған серіппе үлкен соққымен жасалады және соңғы юбка жағында орналасқан. Осы тік жылжымалы жеңнің соққысы 9-12 мм, бұл 44 торецті тығыздағыштың үйкеліс жұбын түсіру сақиналарының апаттық тозуы кезінде шамадан тыс жүктемелерден қорғауға мүмкіндік береді.

Сорғыларда заманауи жоғары беріктігі бар және тозуға төзімді материалдарды қолдану СГ-П, СГ-Т (силицирленген графит) қоршаған ортаға зиян келтірмейтін сорғының нұсқасын жасауға мүмкіндік берді. Силицирленген графиттің физикалық-химиялық көрсеткіштері 2.3 Кестеде келтірілген.

### 2.3 Кесте – Силицирленген графиттің физикалық-химиялық көрсеткіштері

Қасиеттері	Өлшем бірлігі	Графит маркасы	
		СГ-Т	СГ-П
Тығыздық, кем емес	$кг / м^3$	2300	2200
Беріктік шегі, кем емес	$МПа$		
- қысу кезінде		294,2	411,9
- иілу кезінде		88,2	98,1
- созылу кезінде		39,2	49,0
Соққы тұтқырлығы	$\frac{кДж}{м^2}$	2,75	3,98
Серпімділік модулі	$МПа$	0,93	1,24
Жылу өткізгіштік коэффициенті	$\frac{Вт}{м.к.}$	73	112
Термиялық кеңею коэффициенті (20-1000°C)	$10^{-6} \frac{1}{град}$	4,6	4,2
Үйкеліс коэффициенті		0,05	0,04



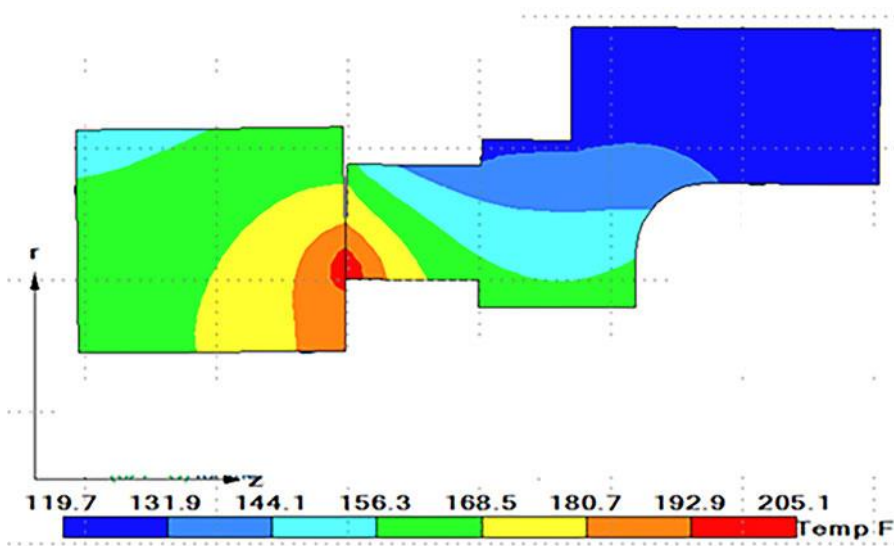


2.2 Сурет – Жаңартылған ЦНС 300 сорғысы

СГ-II подшипниктері мен торецті тығыздағыштар сорғының сұйық-газ қоспасында қысқа мерзімді жұмыс істеуіне мүмкіндік береді, бірақ бұл сорғыны гидротүсіру жүйесі үшін қолайсыз. Сорғы қуысында газ-сұйық қоспаның пайда болуымен ротордың осьтік күштері мен гидроплаттың тепе-теңдігі бұзылады. Гидроплат дискілері сұйық саңылаусыз үйкелістің тікелей байланысында жұмыс істей бастайды, бұл олардың тез тозуына және сорғының авариялық істен шығуына әкеледі.

Алайда графиттен жасалған тығыздағыштардың бағасы арзан болғанымен, жұмыс істеу мерзімі, яғни ресурсы өте аз, шамамен 6 айдай болады, сол себепті бұл материалдан жасалған тығыздағыштардың экономикалық тұрғыда тиімділігі жоғары емес. Мен графит орнына сақиналары металл-керамикадан және фторкаучук негізіндегі резеңкеден құралатын торецті тығыздағышты [TC/TC/VITON] ұсынамын.

Сорғының эластомерлерінің бағалау ресурсы MSLC (Mechanical Seals Library Complex Software) бағдарламалық жасақтамасы негізінде алынады. Бұл бағдарламалық кешеннің негізі - C++ бағдарламалау тілінде енгізілген VCL кітапханасы. MSLC бағдарламалық жасақтамасының модульдері үшін енгізілген торецті тығыздау параметрлерін есептеудің математикалық моделі оның ішкі немесе сыртқы орналасуына негізделген. Бұл өнімдердің сипаттамаларын компьютерлік модельдеу жұмыс ортасының қысымы мен температурасының шамаларын жеткілікті кең ауқымда өзгерткен кезде, сондай-ақ үйкеліс жұбының сақиналарының қималарының геометриясының кез-келген күрделілігін анықтаған кезде мүмкіндік береді.



2.3 Сурет – MSLC қосымшасының интерфейсі

MSLC кітапханасына салынған HTC\_FDM модулі үйкеліс жұбының сақиналарының бөлімдері бойынша температураның таралуын модельдеуге мүмкіндік береді. VIS\_Module визуализация модулі модельдеу нәтижелерін графикалық файлдарға сақтайды. Есептеулерді орындау үшін соңғы тығыздағыштың үйкеліс жұбының сақиналарының әртүрлі геометриясын

анықтауға болады. Үйкеліс жұбының сақиналары қималарының геометриялық моделін бөлу автоматты түрде берілген дәлдікпен жүзеге асырылады. Үйкеліс жұбының сақиналарының көлденең қимасының сипаттамалары (статикалық инерция моменттері, инерция моменттері, осы сақиналардың қималарының ауырлық центрінің координаттары және т.б.) MSL кітапханасында анықталады, содан кейін кейінгі есептеулерде, атап айтқанда деформацияларды нақтылау үшін қолданылады.

Торецті тығыздағыштың үйкеліс жұбының саңылауындағы жұмыс сұйықтығының статикалық қысымының таралу коэффициенті (сыртқы диаметрді ашқан кезде ол 1-ге жетеді) жұмыс ортасының сипаттамаларына және үйкеліс жұбы сақиналарының жұмыс беттерінің геометриясына байланысты, математикалық модельде үйкеліс жұбының саңылауындағы жұмыс сұйықтығының статикалық қысымын бөлу функциясы бар дифференциалдық теңдеулерді шешу арқылы анықталады. Үйкеліс жұбының саңылауындағы орташа статикалық қысым осы сақиналардың жұмыс беттерінің арасындағы алшақтықтағы қысымның таралу функциясын біріктіру нәтижесінде анықталады. Торецті тығыздағыштың үйкеліс жұбының саңылауындағы жұмыс сұйықтығының статикалық қысымының таралуы теңдеулер жүйесін шешу нәтижесінде пайда болады: Рейнольдс, үздіксіздік және басқалары осесимметриялық есеп үшін гидродинамикалық күштердің әсерін ескереді.

MSLC бағдарламалық жасақтамасында анықталған өнім параметрлерінің есептелген мәндері оларды салыстырмалы талдауға, осы параметрлерді бағалауға және оларды мүмкін болатын максималды мәндермен салыстыруға мүмкіндік береді. MSLC бағдарламалық кешеніндегі торецті тығыздағыштың жобалық параметрлерінің критикалық мәндері осындай дәл өнімнің сипаттамаларын бағалауға, оның мүмкін болатын өнімділігін болжауға мүмкіндік береді, мысалы, өзара әрекеттесу потенциалы критерийі бойынша біліктің критикалық айналу жылдамдығын бағалау, оның асып кетуі кезінде жұмыс сұйықтығын деаэрациялау және үйкеліс жұбының сақиналары айналасындағы ауа көпіршіктерінің жиналуы үшін жағдайлар туындайды, бұл көбінесе жылу өткізгіштің себебі болып табылады. тығыздағыштың сенімді жұмысын азайту және оның тез істен шығуы. Соңғы тығыздағыштың жобалық параметрлерін салыстырмалы талдау бөлшектер мен материалдардың өлшемдерін өзгерту арқылы осы дәл құрылғының сипаттамаларын оңтайландыруға мүмкіндік береді.

### 3 ЕСЕПТЕУ БӨЛІГІ

#### 3.1 Жұмыс доңғалағының ағынды арнасын есептеу

Есептеу үшін бастапқы деректер:

Өнімділігі  $300 \text{ м}^3/\text{сағ}=0,0972 \text{ м}^3/\text{с}$ ;

Арыны  $700 \text{ м}$ ;

Айдалатын сұйықтықтың тығыздығы  $960 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

Бұрыштық жылдамдық  $314 \text{ рад}/\text{с}$ ;

Айналу жиілігі  $3000 \text{ айн}/\text{мин}=50 \text{ айн}/\text{с}$ .

Жылдамдық коэффициенті:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{(gH_{\text{CT}})^{\frac{3}{4}}}, \quad (3.1)$$

мұнда  $H_{\text{CT}}$  - бір сатыдан алынатын арын,  $\text{м}$ ;

$n$  - айналу жиілігі,  $\text{с}^{-1}$ ;

$Q$  - өнімділік,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

$$H_{\text{cm}} = \frac{700}{5} = 140 \text{ м},$$

$$n_s = \frac{50 \cdot \sqrt{0,097}}{(9,81 \cdot 140)^{\frac{3}{4}}} = 0,069.$$

Жұмыс доңғалағының арналарындағы сұйықтық шығыны,  $\text{м}$ :

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_{об}}, \quad (3.2)$$

мұнда  $\eta_{об}$  - көлемдік ПӘК.

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 6 \cdot 10^{-3} \cdot (n_s)^{\frac{2}{3}}}, \quad (3.3)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 6 \cdot 10^{-3} \cdot (0,069)^{\frac{2}{3}}} = 0,96,$$

$$Q_k = \frac{0,097}{0,96} = 0,101 \text{ м}.$$

Жұмыс дөңгелегіне кірудің келтірілген диаметрі,  $\text{м}$ :

$$D_{\text{Imp}} = 0,95 \sqrt[3]{\frac{Q_k}{n}}, \quad (3.4)$$

$$D_{1np} = 0,95 \sqrt[3]{\frac{0,101}{50}} = 0,120 \text{ м.}$$

Сорғы ПӘК-і:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{м}, \quad (3.5)$$

мұнда  $\eta_{\Gamma}$  - сорғының гидравликалық ПӘК-і;

$\eta_{м}$  - сорғының механикалық ПӘК-і.

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (3.6)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{120} - 0,172)^2} = 0,88,$$

$$\eta = 0,88 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 0,8.$$

Сорғы қуатын келесі формула бойынша анықтаймыз, кВт:

$$N = \frac{Q_k \cdot \rho \cdot H}{\eta}, \quad (3.7)$$

$$N = \frac{0,101 \cdot 960 \cdot 9,81 \cdot 700}{0,8} = 862 \text{ кВт.}$$

Дөңгелек диаметрі, м:

$$d = \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot \tau}}, \quad (3.8)$$

мұнда  $\tau = 20 \cdot 10^6$  Па.

$$d = \sqrt[3]{\frac{862000}{50 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,095 \text{ м.}$$

Втулканың сыртқы диаметрі, м:

$$d_{BT} = 1,2d, \quad (3.9)$$

$$d_{BT} = 1,2 \cdot 0,095 = 0,115 \text{ м.}$$

Дөңгелекке кіру диаметрі, м:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q_k}{\pi c_0} + d_{\text{ВТ}}^2}, \quad (3.10)$$

мұнда  $c_0$  - осьтің жылдамдық, м/с.

$$c_0 = 0,95 \sqrt[3]{Q_k \cdot n^2}, \quad (3.11)$$

$$c_0 = 0,95 \sqrt[3]{0,101 \cdot 50^2} = 6 \text{ м/с},$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,101}{3,14 \cdot 6} + 0,115^2} = 0,186 \text{ м}.$$

Қалақшалардың кіріс жиегінің диаметріне, м:

$$D_I = 0,89 \cdot D_0, \quad (3.12)$$

$$D_I = 0,89 \cdot 0,186 = 0,166 \text{ м}.$$

Кіріс жиегіндегі доңғалақ арнасының ені, м:

$$b_1 = \frac{Q_k}{\pi D_1 c_0}, \quad (3.13)$$

$$b_1 = \frac{0,101}{3,14 \cdot 0,166 \cdot 6} = 0,032 \text{ м}.$$

Қалақшалардың кіріс жиегінің бұрышы:

$$\beta_{1л} = \beta_1 \delta = \beta + 10, \quad (3.14)$$

мұнда  $\delta = 5 \div 10^\circ$ .

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{U_1}, \quad (3.15)$$

мұнда  $U_1$  - айналмалы жылдамдық, м/с;

$c_1$  - осьтің жылдамдық, м/с.

$$c_1 = k_1 \cdot c_0, \quad (3.16)$$

$$U_1 = \frac{\omega D_1}{2}, \quad (3.17)$$

$$U_1 = \frac{314 \cdot 0,166}{2} = 26,06 \text{ м/с},$$

$$c_1 = 1,228 \cdot 6 = 7,368 \text{ м/с},$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{7,368}{26,06} = 0,2827,$$

$$\beta_1 = 17^\circ 31',$$

$$\beta_{1,\lambda} = 17^\circ 31' + 10 = 27^\circ 31'.$$

Дөңгелектің сыртқы диаметрі, м:

$$D_2 = \frac{2U_2}{\omega}, \quad (3.18)$$

мұнда  $U_2$  - айналмалы жылдамдық, м/с;  
 $\omega$  - бұрыштық жылдамдық, рад/с.

$$U_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{c_2}}, \quad (3.19)$$

мұнда  $H_T$  - теориялық арын, м;  
 $c_2$  - осьтік жылдамдық, м/с.

$$H_T = \frac{H}{\eta_T}, \quad (3.20)$$

$$c_2 = 2(1 - \rho), \quad (3.21)$$

$$c_2 = 2(1 - 0,732) = 0,535 \text{ м/с},$$

$$H_T = \frac{140}{0,88} = 159 \text{ м},$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 159}{0,535}} = 54 \text{ м/с},$$

$$D_2 = \frac{2 \cdot 54}{314} = 0,344 \text{ м},$$

Ені  $b_2$ , м:

$$b_2 = \frac{Q_\kappa}{\pi D_2 c_{2\infty}}, \quad (3.22)$$

мұнда  $c_{2\infty} = 0,9c_0$ , м/с.

$$c_{2\infty} = 0,9 \cdot 6 = 5,4 \text{ м/с},$$

$$b_2 = \frac{0,101}{3,14 \cdot 0,344 \cdot 5,4} = 0,0173 \text{ м}.$$

Қалақшалардың шығыс жиегінің бұрышы:

$$\sin \beta_2 = \sin \beta_{1,n} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{c_{2\infty}}{c_1}, \quad (3.23)$$

$$\sin \beta_2 = \sin 24^\circ 31' \cdot 1 \cdot \frac{1,12}{1,228} \cdot \frac{5,4}{7,368} = 0,281436,$$

$$\beta_2 = 18^\circ 09'.$$

Қалақшалар саны:

$$z_n = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_2 + \beta_{1,n}}{2}, \quad (3.24)$$

$$z_n = 6,5 \cdot \frac{0,344 + 0,166}{0,344 - 0,166} \cdot \sin \frac{27^\circ 31' + 18^\circ 09'}{2} = 6,69 = 7.$$

Теориялық арын, м:

$$H_{PT} = (1 + p) \cdot H_T, \quad (3.25)$$

$$p = \frac{2\psi}{z_n} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}, \quad (3.26)$$

$$\psi = \frac{\pi}{2} \left[ \sin \beta_2 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \sin \beta_{1,n} \right], \quad (3.27)$$



$$\psi = \frac{3,14}{2} \left[ \sin 18^\circ 09' + \left( \frac{0,166}{0,344} \right)^2 \sin 27^\circ 31' \right] = 0,595 ,$$

$$p = \frac{2 \cdot 0,595}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left( \frac{0,166}{0,344} \right)^2} = 0,222 ,$$

$$H_{PT} = (1 + 0,222) \cdot 159 = 160,22 \text{ м} .$$

Есептеуді тексеру:

$$c_2 = k_2 c_{2\infty} , \quad (3.28)$$

мұнда  $k_2 = 1,12$ ;

$$c_{2\infty} = 5,4 \text{ м/с} .$$

$$c_2 = 1,12 \cdot 5,4 = 6,05 \text{ м/с} .$$

$$U_{2.2} = \frac{c_2}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{c_2}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_{PT}} , \quad (3.29)$$

$$U_{2.2} = \frac{6,05}{2 \operatorname{tg} 18^\circ 09'} + \sqrt{\left( \frac{6,05}{2 \operatorname{tg} 18^\circ 09'} \right)^2 + 9,81 \cdot 160,22} = 53,98 \text{ м/с} ,$$

$$D_2 = \frac{2U_{2.2}}{\omega} = \frac{2 \cdot 53,98}{314} = 0,3438 \text{ м} ,$$

$$b_2 = \frac{Q_\kappa}{\pi D_2 c_{2\infty}} = \frac{0,101}{3,14 \cdot 0,3438 \cdot 5,4} = 0,0173 \text{ м} .$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - \left( \frac{z_{1r} S_1}{\pi D_1 \sin \beta_{1r}} \right)} , \quad (3.30)$$

мұнда  $S_1$  - кіреберісте қалақшаның қалыңдығы,  $S_1 = 0,006 \text{ м}$  .

$$k_1 = \frac{1}{1 - \left( \frac{7 \cdot 0,006}{3,14 \cdot 0,166 \cdot \sin 27^\circ 31'} \right)} = 1,23 .$$

$$k_2 = \frac{1}{1 - \left( \frac{z_{12} S_2}{\pi D_2 \sin \beta_2} \right)}, \quad (3.31)$$

мұнда  $S_2$  - шығуда қалақшаның қалыңдығы,  $S_2 = 0,005$  м.

$$k_2 = \frac{1}{1 - \left( \frac{7 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,3438 \cdot \sin 18^\circ 09'} \right)} = 1,13.$$

$$\omega_1 = \frac{k_1 c_1}{\sin \beta_{1,2}} = \frac{1,23 \cdot 7,37}{\sin 27^\circ 31'} = 22,1 \text{ м/с}, \quad (3.32)$$

$$\omega_2 = \frac{k_2 c_2}{\sin \beta_2} = \frac{1,13 \cdot 6,05}{\sin 18^\circ 09'} = 21,4 \text{ м/с}, \quad (3.33)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{22,1}{21,4} = 1,03.$$

Шамалар арасындағы айырмашылықтар:

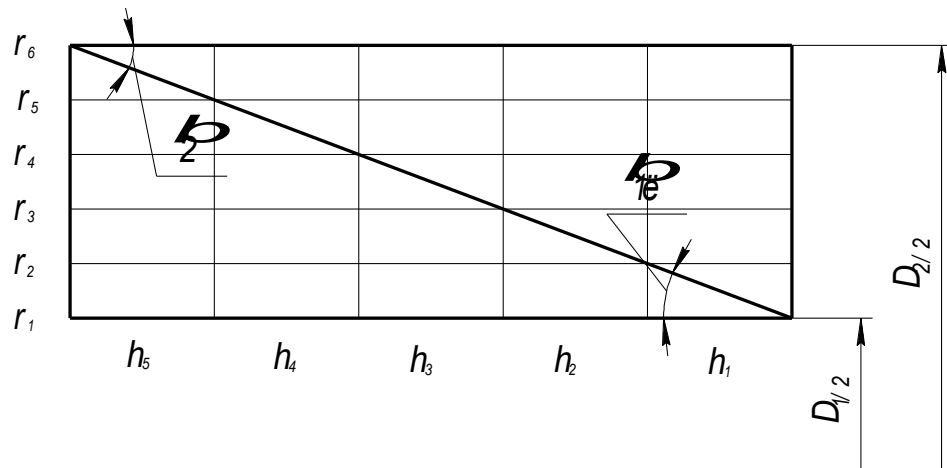
$$\delta_{U_2} = \frac{U_2 - U_{2,2}}{U_{2,2}} \cdot 100\% = \frac{54 - 53,98}{53,98} \cdot 100\% = 0,3\%, \quad (3.34)$$

$$\delta_{k_1} = \frac{k_{1,2} - k_1}{k_{1,2}} \cdot 100\% = \frac{1,23 - 1,228}{1,23} \cdot 100\% = 0,16\%, \quad (3.35)$$

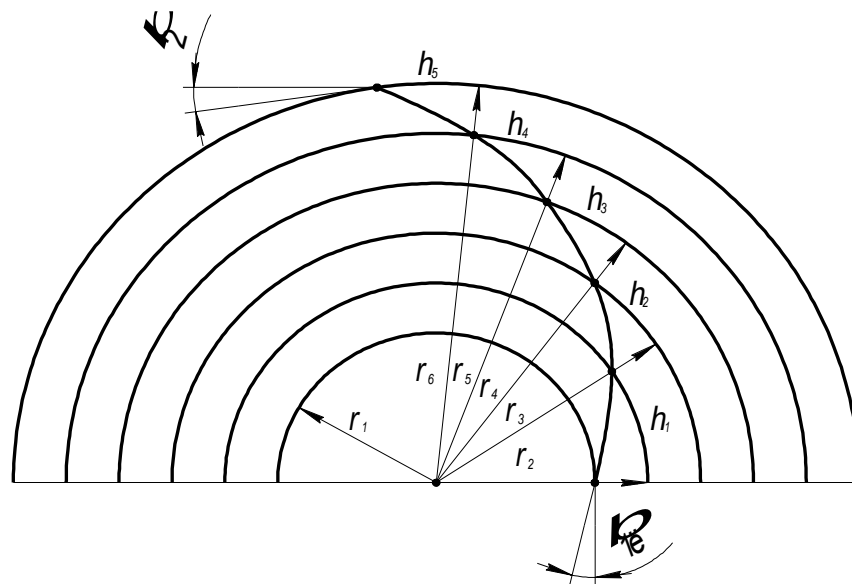
$$\delta_{k_2} = \frac{1,13 - 1,12}{1,13} \cdot 100\% = 0,88\%.$$

Айырмашылықтар шамалы, сондықтан есептеуді дұрыс деп санауға болады.

Кеңістіктегі қисық қалақшалардың проекцияларын алудың жеткілікті дәл және қарапайым әдісі-бұл пышақтың жанындағы сұйықтық ағынының жолын эквивалентті дисплейді қолдана отырып, дөңгелектің диаметрлі қимасына беру. Меридиандық кима DO-дан тең бөліктерге бөлінеді. Радиуста бұрыш қойылады, ал радиуста бұрыш қойылады. Сонымен қатар, бұрыштың бастапқы нүктесі осы бұрыштардан тор бойымен өтетін сызықтар оның төменгі бөлігіндегі тордың биіктігінен 0,35-0,5 учаскесінде қиылысқанға дейін итеріледі (3.1 Сурет және 3.2 Сурет).



3.1 Сурет – Ағын сызығын көрсету.



3.2 Сурет – Доңғалақ қимасы мен қалақша профиліне ағын сызығының проекциясы.

### 3.2 Саты корпусын есептеу

Сорылатын сұйықтықтың қысымы және корпусстың осьтік қысу күші сатылы корпусқа әсер етеді.

Бастапқы деректер:

Саты корпусының ұзындығы  $l = 0,1$  м;

Сыртқы диаметр  $D_n = 0,49$  м;

Ішкі диаметр  $D_e = 0,44$  м;

Корпус ішіндегі қысым  $P = 7$  МПа;

Саты қалыңдығы  $S=0,025$  м;

Орташа радиус  $r = \frac{D_u + D_e}{4} = 0,232$  м.

Есептеулерде қажет параметр  $\beta$  :

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{r^2 S^2}}, \quad (3.36)$$

мұнда  $\mu = 0,3$  - Пуассон коэффициенті.

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-0,3^2)}{0,232^2 \cdot 0,025^2}} = 16,85.$$

Иілу моментінің қарқындылығын табамыз:

$$M_r = \frac{P}{2\beta^2} \cdot \frac{\sin^2 \beta l \cdot ch^2 \beta l + \cos^2 \beta l \cdot sh^2 \beta l}{\cos^2 \beta l + ch^2 \beta l}, \quad (3.37)$$

$$M_r = \frac{7 \cdot 10^6}{2 \cdot 16,85^2} \cdot \frac{\sin^2 1,685 \cdot ch^2 1,685 + \cos^2 1,685 \cdot sh^2 1,685}{\cos^2 1,685 + ch^2 1,685} = 9520,09 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Радиалды бағытта кесу күшінің қарқындылығы:

$$Q_r = \frac{P}{\beta} \cdot \frac{\sin^2 \beta l \cdot \cos \beta l + sh \beta l ch \beta l}{\cos^2 \beta l + ch^2 \beta l} = 343605,3 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.38)$$

Радиалды бағыттағы максималды кернеу:

$$\sigma_{r \max} = \frac{6M_r}{S^2} + \frac{Q_r}{S}, \quad (3.39)$$

$$\sigma_{r \max} = \frac{6 \cdot 9520,09}{0,025^2} + \frac{343605,3}{0,025} = 10,5 \text{ МПа}.$$

Беріктік қоры тең:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{r \max}} = 1,8 \div 3, \quad (3.40)$$

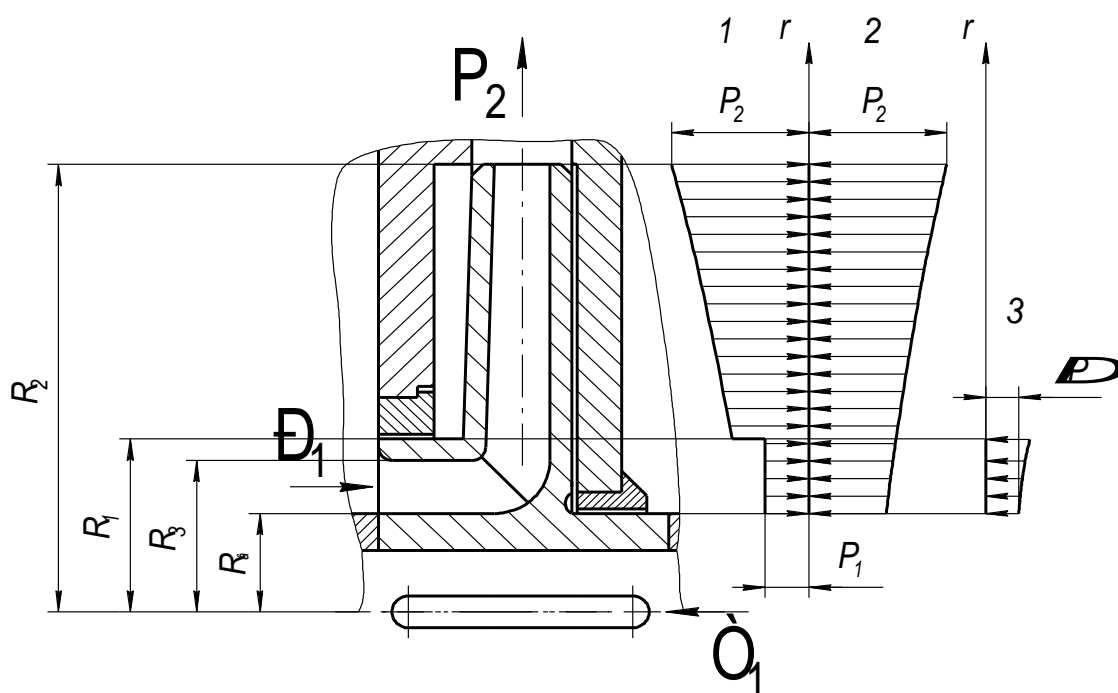
мұнда  $\sigma_T = 25$  МПа шойын үшін.

$$n = \frac{25}{10,5} = 2,38.$$

Алынған  $n$  мәні рұқсат етілген шектерде жатыр, есептеу дұрыс орындалды.

### 3.3 Түсіру торабын есептеу

Орталықтан тепкіш сорғының қозғағышына кіруге бағытталған осьтік күш әсер етеді. Ол негізінен қозғағыштың оң және сол жағында әрекет ететін қысым күштерінің теңсіздігіне байланысты пайда болады. (3.3 Сурет)



1-доңғалақтың сол бетіне қысым кестесі; 2-доңғалақтың оң бетіне қысым диаграммасы; 3-қысым айырмашылығының диаграммасы.

3.3 Сурет – Доңғалаққа осьтік қысым схемасы.

Доңғалақтың шығуындағы қысым оған кірудегі қысымнан көп. Доңғалақ пен сорғы секциясының корпусы арасындағы кеңістіктегі қозғалатын сұйықтық бұрыштық жылдамдықпен дөңгелектің бұрыштық жылдамдығының жартысына тең айналады. Сұйықтықтың айналуына байланысты доңғалақтың сыртқы беттеріндегі қысым параболалық заңға сәйкес радиус бойымен өзгереді.  $R_2$ -ден  $R_1$ -ге дейінгі аймақта оң және сол жақтағы қысым тең және теңдестірілген.  $R_1$ -ден  $R_4$ -ге дейінгі аймақта сорғының кіреберісіндегі қысымға тең сол жақтағы қысым оң жақтан әлдеқайда аз. Бұл жұмыс доңғалағының оң және сол жақ сыртқы беттеріндегі

қысым айырмашылығының диаграммасының көлеміне тең  $T_1$  осьтік қысым күшінің пайда болуына әкеледі (сорғыға кіре берісте).

Осьтік күш жұмыс доңғалағындағы сұйықтықтың қозғалыс бағытының осьтен радиалға өзгеруіне де байланысты. Алайда, бұл жағдайда пайда болатын күш жоғары жылдамдықты коэффициенті бар сорғыларда ғана айтарлықтай болады.

ЦНС-300 сорғыларында  $T_1$  доңғалақ дискілеріндегі қысымның төмендеуінен күштер әрекет етеді және сұйықтықтың  $T_2$  қозғағышына түсуіне байланысты күш шамалы.

$$T_1 = \rho g \pi (R_1^2 - R_e^2) \left[ H_p - \frac{\omega}{8g} \left( R_2^2 - \frac{R_1^2 - R_e^2}{2} \right) \right], \quad (3.41)$$

мұнда  $\rho$  - сорылатын сұйықтықтың тығыздығы;

$R_1$  - доңғалақтың кіріс шеңберінің радиусы;

$R_2$  - дөңгелектің радиусы;

$R_e$  - доңғалақ торының радиусы;

$\omega$  - бұрыштық айналу жылдамдығы;

$H_p$  - арынының ауытқуы.

$$T_2 = -\rho Q V_0, \quad (3.42)$$

мұнда  $Q$  - сорғының өнімділігі;

$V_0$  - доңғалаққа кіретін сұйықтықтың жылдамдығы.

$$H_p = H_k P_k, \quad (3.43)$$

мұнда  $H_k$  - бір жұмыс дөңгелегінің арыны;

$P_k$  - реакция коэффициенті.

$z$  қадамдар саны бар сорғы роторына әсер ететін жалпы осьтік күш тең болады:

$$T_p = \sum_1^z T_i = \sum_1^z (T_1 - T_2). \quad (3.44)$$

Осьтік күшті есептеу үшін бастапқы деректер:

$H_k = 60$  м;

$Q = 350$  м<sup>3</sup>/ч = 0,0972 м<sup>3</sup>/с;

$n = 1475$  об/мин;

$\omega = 154,4$  рад/с;

$R_2 = 220$  мм = 0,22 м;

$$R_g = 60 \text{ мм} = 0,06 \text{ м};$$

$$R_1 = 135 \text{ мм} = 0,135 \text{ м};$$

$$R_i = 105 \text{ мм} = 0,105 \text{ м};$$

$$P_k = 0,8.$$

Мұнай эмульсиясының сипаттамалары 3.1 Кестеде келтірілген.

3.1 Кесте – Мұнай эмульсиясының сипаттамасы

H <sub>2</sub> O, %	Тығыздық, г/см <sup>3</sup>	Тұтқырлық, Ст	
		динамикалық	кинематикалық
71,2	0,960	210,1	218,8

Көп сатылы сорғылардың ерекшелігі-бірінші доңғалақтың D1 диаметрі қалған доңғалақтардың диаметрінен үлкен. Сондықтан, бірінші доңғалақта әрекет ететін күшті есептеу (3.41) және (3.42) формулалары бойынша бөлек есептеледі және Z-1 сатысында әрекет ететін қалған күштерді есептеумен қосылады.

$$T_1^1 = 960 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \left[ 48 - \frac{154,4}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( 0,22^2 - \frac{0,135^2 - 0,06^2}{2} \right) \right] \cdot (0,135^2 - 0,06^2) = 20724 \text{ Н}.$$

Доңғалақтың кіреберісіндегі сұйықтық ағынының жылдамдығы келесі формула бойынша есептеледі:

$$V_0 = \frac{Q}{\pi(R_3^2 - R_g^2)}, \quad (3.45)$$

$$V_0^1 = \frac{0,0972}{3,14(0,125^2 - 0,06^2)} = 2,2 \text{ м/с}.$$

$$T_2^1 = 0,0972 \cdot 960 \cdot 2,2 = 205,7 \text{ Н}.$$

$$T_i^1 = 20724 - 205,7 = 20518,3 \text{ Н}.$$

Z-1 дөңгелектеріне әсер ететін күштер:

$$T_1^i = 960 \cdot 9,81 \cdot 3,14 (0,105^2 - 0,06^2) \cdot \left[ 48 - \frac{154,4}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( 0,22^2 - \frac{0,105^2 - 0,06^2}{2} \right) \right] = 10519,9 \text{ Н}$$

$$V_0^i = \frac{0,0972}{3,14(0,095^2 - 0,06^2)} = 3,57 \text{ м/с}.$$

$$T_2^i = 960 \cdot 0,0972 \cdot 3,57 = 322,7 \text{ Н}.$$

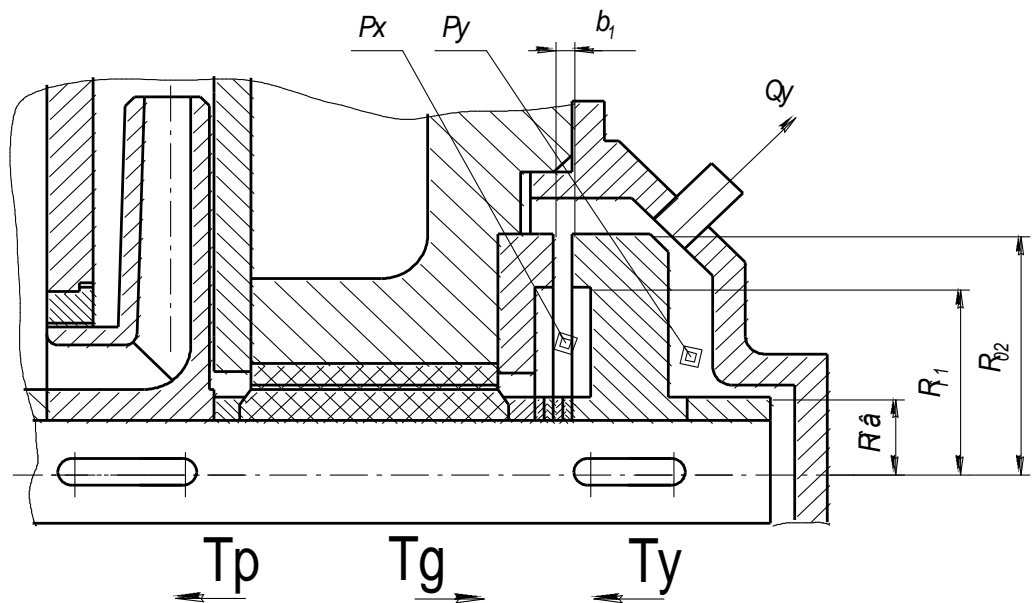
$$T_i^i = 10519,9 - 285,7 = 10234,2 \text{ Н}.$$

Осылайша ротордың осьтік күштерінің қосындысы тең болады:

$$T_p = T_i^1 + (z-1) \cdot T_i^i, \quad (3.46)$$

$$T_p = 20548 + 9 \cdot 10234,2 = 112831,8 \text{ Н}$$

Түсіру қондырғысын есептеу түсіру дискісінің қажетті қысым айырмашылығын, радиалды саңылау арқылы ағып кету көлемін, түсіру дискісінің алдындағы осьтік саңылаудағы (мойынтіректердегі арналар) қысымның төмендеуін анықтаудан тұрады.



3.4 Сурет – Осьтік күшті түсіру дискісімен теңестіру.

Ротордың тепе-теңдігі үшін қажет (3.4 Сурет)  $T_p$  доңғалақтарының жұмысы кезінде пайда болатын осьтік күштердің және  $T_g$  және  $T_y$  түсіру дискісіне әсер ететін күштердің тепе-теңдігі.

$$T_p = T_g - T_y, \quad (3.47)$$

Түсіру дискісіне күштер әсер етеді:

$$T_g = \psi \pi (R_{02}^2 - R_{0e}^2) \cdot P_x, \quad (3.48)$$



мұнда  $\psi$  - диск беті бойынша таралу заңын ескеретін коэффициент;

$R_{02}$  - түсіру дискісінің сыртқы радиусы;

$R_{0e}$  - мойынтірек втулкасының радиусы;

$P_x$  - түсіру дискісінің жұмыс жағындағы қысым.

$$T_y = \pi \cdot R_{02}^2 \cdot P_y, \quad (3.49)$$

мұнда  $P_y$  - сору сызығына  $Q_y$  тарту кезінде түсіру дискісінің қарама-қарсы жағындағы қысым (3.4 Сурет).

Есептеу үшін бастапқы деректер:

$$R_{02} = 142,5 \text{ мм} = 0,1425 \text{ м};$$

$$R_{01} = 117,5 \text{ мм} = 0,1175 \text{ м};$$

$$R_{0e} = 65 \text{ мм} = 0,065 \text{ м};$$

$$P_y = 0,5 \text{ Мпа} = 500000 \text{ Па}.$$

$$T_y = 3,14 \cdot 0,1425^2 \cdot 500000 = 31880,8 \text{ Н}.$$

Ротор мен түсіру дискісіне әсер ететін күштердің тепе-теңдік жағдайынан:

$$P_x = \frac{T_p + T_y}{\psi \pi (R_{02}^2 - R_{0e}^2)}, \quad (3.50)$$

Әрі қарай есептеу үшін  $\psi$  дискінің бетіндегі қысымның таралу коэффициентін анықтау қажет.

$$\psi = \frac{(1-\varphi) \left(1 - \frac{R_{01}}{R_{02}}\right) + (1+2\varphi) \left(\frac{R_{01}}{R_{02}}\right)^2 - 3 \left(\frac{R_{0e}}{R_{02}}\right)^2}{3 \left[1 - \left(\frac{R_{0e}}{R_{02}}\right)^2\right]}, \quad (3.51)$$

мұнда  $\varphi$  - саңылаулардағы қысымның төмендеу коэффициенті.

Алдын ала есептеулерден кейін қабылдаймыз:

$b_1 = 0,18 \text{ мм}$  – дискінің радиалды саңылауының ені;

$\varphi = 0,22$ .

$$\psi = \frac{(1-0,22) \cdot \left(1 + \frac{0,1175}{0,1425}\right) + (1+2 \cdot 0,22) \left(\frac{0,1175}{0,1425}\right)^2 - 3 \left(\frac{0,065}{0,1425}\right)^2}{3 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,065}{0,1425}\right)^2\right]} = 0,75$$

Формула бойынша (3.50) түсіру дискісінің жұмыс жағындағы қысымды табамыз.

$$P_x = \frac{112831,8 + 31880,8}{0,75 \cdot 3,14 (0,1425^2 - 0,065^2)} = 3,82 \text{ МПа} .$$

Радиалды саңылау арқылы ағып кету көлемін анықтау үшін радиалды саңылаудағы қысымның төмендеуін анықтаймыз.

$$\Delta P = P_x - P_y , \quad (3.52)$$

$$\Delta P = 3,82 - 0,5 = 3,32 \text{ МПа} .$$

Радиалды саңылау арқылы ағып кету көлемін тексеріңіз, ол шектеулі болуы керек:

$$Q_y \leq 0,05Q , \quad (3.53)$$

бұл жерде  $Q$  - сорғы өнімділігі.

$$Q_y = \mu \cdot 2\pi R_{01} b_1 \sqrt{2\Delta P / \rho} , \quad (3.54)$$

мұнда  $\mu$  - шығын коэффициенті.

$$\mu = \sqrt{\frac{\varphi}{1,5}} , \quad (3.55)$$

$$\mu = \sqrt{\frac{0,22}{1,5}} = 0,3827 .$$

$$Q = 0,383 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1175 \cdot 0,00018 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3,32 \cdot 10^6}{960}} = 0,00415 \text{ м}^3 / \text{с} .$$

(3.53) шарты орындалып жатқан себептен:

$$0,00415 \leq 0,05 \cdot 0,0972 ;$$

$$0,00415 \leq 0,00417 ,$$

сондықтан радиалды тығыздағыштың өлшемдері дұрыс таңдалады.

Таңдалған  $\varphi$  және  $\mu$  коэффициенттерді тексеру:

$$\varphi = \frac{1,5}{\frac{\lambda_p \cdot l_1}{2b_1} \cdot \frac{R_{01}}{R_{02}} + \left(\frac{R_{01}}{R_{02}}\right)^2 + 0,5}, \quad (3.56)$$

мұнда  $\lambda_p$  - радиалды саңылаудағы кедергі коэффициенті;

$l_1$  - радиалды саңылаудың ұзындығы.

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_p \cdot l_1}{2b_1} \cdot \frac{R_{01}}{R_{02}} + \left(\frac{R_{01}}{R_{02}}\right)^2 + 0,5}}, \quad (3.57)$$

$$\lambda_p = 10^{\frac{l_1 \cdot 446}{l_2}} \cdot \text{Re}^{-2,756}. \quad (3.58)$$

Re Рейнольдс саны келесі формула бойынша анықталады:

$$\text{Re} = \frac{\sqrt{c^2 + \left(\frac{U}{2}\right)^2}}{\nu} \cdot 2b_1, \quad (3.59)$$

мұнда  $c$  - саңылаудағы сұйықтықтың орташа жылдамдығы;

$U$  - түсіру дискісінің сызықтық айналу жылдамдығы;

$\nu$  - тұтқырлықтың кинематикалық коэффициенті.

$$U = \frac{\pi D_{02} n}{60}, \quad (3.60)$$

мұнда  $D_{02}$  - түсіру дискінің диаметрі;

$n$  - сорғының айналу саны.

$$c = \frac{Q_s}{\pi D_{02} \cdot b_1}, \quad (3.61)$$

мұнда  $Q_s = Q_y$  - радиалды саңылау арқылы сұйықтықтың шығыны.

$b_1$  саңылауындағы сұйықтықтың орташа жылдамдығын есептейміз:

$$c = \frac{0,00415}{3,14 \cdot 0,285 \cdot 0,00018} = 25,5 \text{ м/с}.$$

Түсіру дискісінің  $n = 1475$  айн/мин сызықтық айналу жылдамдығы:

$$U = \frac{3,14 \cdot 0,285 \cdot 1475}{60} = 22 \text{ м/с} .$$

Рейнольдс критерийін  $\nu = 218,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  мәнінде анықтаймыз (3.1 Кесте.):

$$\text{Re} = \frac{\sqrt{25,5^2 + \left(\frac{22}{2}\right)^2}}{218,8 \cdot 10^{-6}} \cdot 2 \cdot 0,00018 = 45,7 .$$

$\lambda_p$  радиалды саңылаудағы кедергі коэффициентін есептеу үшін  $l_1$  анықтау керек:

$$l_1 = R_{02} - R_{01} , \quad (3.62)$$

$$l_1 = 142,5 - 117,5 = 25 \text{ мм} ,$$

$$\lambda_p = 10^{\frac{0,18}{25} \cdot 446} \cdot 45,7^{-2,756} = 0,098 .$$

Саңылаулардағы қысымның төмендеу коэффициенті:

$$\varphi = \frac{1,5}{\frac{0,098 \cdot 25}{2 \cdot 0,18} \cdot \frac{0,1175}{0,1425} + \left(\frac{0,1175}{0,1425}\right)^2 + 0,5} = 0,2208 .$$

Шығын коэффициенті:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,098 \cdot 25}{2 \cdot 0,18} \cdot \frac{0,1175}{0,1425} + \left(\frac{0,1175}{0,1425}\right)^2 + 0,5}} = 0,383 .$$

Коэффициенттердегі сәйкессіздік шамалы болғандықтан, есептеулер дұрыс жасалды.

Соңғы сатыдағы доңғалақ пен түсіру дискісі арасындағы мойынтірек арналарындағы қысымның төмендеуін анықтаймыз:

$$\Delta P_0 = P_{нас} - \Delta P_{диск} - P_x , \quad (3.63)$$

мұнда  $P_{нас}$  - сорғының соңғы сатысының шығуындағы қысым;

$\Delta P_{диск}$  - сұйықтық соңғы доңғалақтың шығуынан доңғалақ дискісі мен бағыттаушы құрылғы арасындағы кеңістік бойымен подшипниктің ұштарына қарай қозғалғанда қысымның төмендеуі.

$$\Delta P_{диск} = \rho \frac{\omega^2}{8} (R_2^2 - R_{0г}^2), \quad (3.64)$$

$$\Delta P_{диск} = 960 \cdot \frac{154,4^2}{8} (0,22^2 - 0,065^2) = 126358 \text{ Па} = 0,126 \text{ МПа}.$$

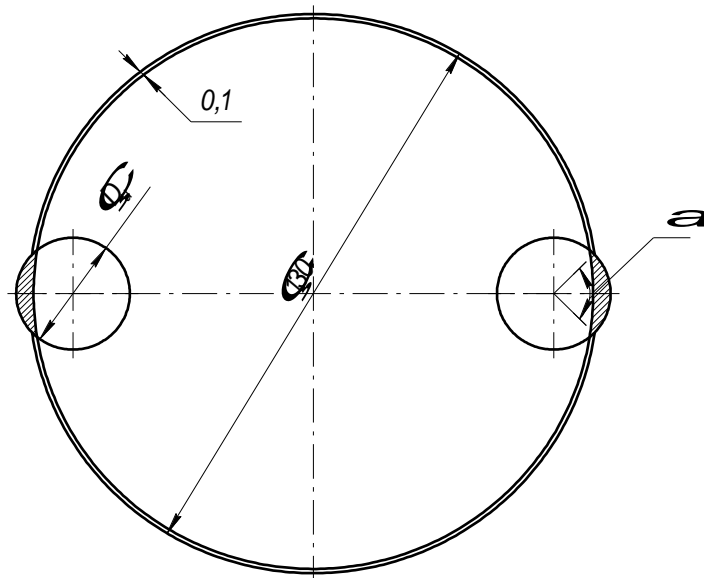
$$\Delta P_0 = 6 - 0,126 - 3,821 = 2,053 \text{ МПа}.$$

Мойынтіректегі каналдар арқылы сұйықтықтың ағымы радиалды ойық арқылы ағып кету ағынына тең  $Q_0 = Q_y$ .

### 3.4 Мойынтірек арналарын есептеу

Мойынтіректегі арналар қимасының жалпы ауданы (3.5 Сурет) тең:

$$S_{об} = 2S_{сеч} + S_{ц}, \quad (3.65)$$



3.5 Сурет – Мойынтіректегі арналардың орналасуы.

Мойынтірек арқылы сұйықтық ағыны екі ағынға бөлінеді:

- мойынтіректегі саңылаулар арқылы сұйықтық шығыны;
- мойынтірек арналары арқылы сұйықтық шығыны.

Мойынтіректегі саңылаулар арқылы өтетін шығынды келесі формула бойынша есептейміз:

$$Q_{и} = \mu \pi D_{0\epsilon} b_0 \sqrt{\frac{2\Delta P_0}{\rho}}, \quad (3.66)$$

мұнда  $\mu$  - шығын коэффициенті;

$D_{0\epsilon}$  - мойынтіректің ішкі шеңберінің сыртқы диаметрі;

$b_0$  - мойынтіректегі саңылау;

$\Delta P_0$  - мойынтіректегі қысымның төмендеуі;

$\rho$  - сұйықтықтың тығыздығы.

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda_0 \cdot l_0}{2b_0} + 1,5}}, \quad (3.67)$$

мұнда  $\lambda_0$  - кедергі коэффициенті;

$l_0$  - саңылаудың ұзындығы.

Есептеу кезінде  $\lambda_0$  коэффициентін  $0,02 \div 0,03$  қабылдаймыз.

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,025 \cdot 0,13}{2 \cdot 0,0001} + 1,5}} = 0,07.$$

Арналар арқылы өтетін шығын мойынтіректегі жалпы шығын мен саңылаулардағы шығын арасындағы айырмашылықпен есептеледі:

$$Q_{\kappa} = 0,00415 - 0,00019 = 3,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с},$$

бұл жағдайда саңылаудағы шығын тең:

$$Q_{и} = 0,07 \cdot 3,14 \cdot 0,13 \cdot 0,0001 \sqrt{\frac{2 \cdot 2,053 \cdot 10^6}{960}} = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Арна қимасының ауданы:

$$S_{сеч} = \frac{\pi \cdot R_u^2 \cdot \alpha}{360^0} - \frac{R_u^2}{2}, \quad (3.68)$$

мұнда  $R_u$  - құрал радиусы;

$\alpha$  - арна қимасының орталық бұрышы градуспен;  $\alpha = 90^0$ .

$$S_{сеч} = \frac{3,14 \cdot 0,014^2 \cdot 90^0}{360^0} - \frac{0,014^2}{2} = 5,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 .$$

Арнадағы сұйықтық жылдамдығы:

$$V_{\kappa} = \frac{Q_{\kappa}}{2S_{сеч}} , \quad (3.69)$$

$$V_{\kappa} = \frac{3,96 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 5,6 \cdot 10^{-5}} = 35 \text{ м/с} .$$

Арнадағы қысымның төмендеуі:

$$\Delta P_0 = \xi_{mp} \cdot \frac{V_{\kappa}^2}{2} \cdot \rho , \quad (3.70)$$

мұнда  $\xi_{mp}$  - арнаның пішіні мен ұзындығына байланысты кедергі коэффициенті.

Әрі қарай есептеу  $\xi_{mp}$  анықтау болып табылады:

$$\xi_{mp} = \frac{\Delta P_0}{\rho \cdot \frac{V_{\kappa}^2}{2}} , \quad (3.71)$$

$$\xi'_{mp} = \lambda_{\kappa} \frac{l_0}{D_2} , \quad (3.72)$$

мұнда  $D_2$  - гидравликалық диаметр.

$$\xi_{mp} = \frac{2,053 \cdot 10^6}{960 \cdot \frac{35^2}{2}} = 2,35 .$$

Тексеру есебі:

$$D_2 = \frac{4S_{сеч}}{\Pi} , \quad (3.73)$$

мұнда  $\Pi$  - арнаның суланған периметрі.

$$\Pi = \frac{\pi \cdot D_u}{4} + \sqrt{R_u^2 \cdot 2} , \quad (3.74)$$

мұнда  $D_u$  - құралдың диаметрі.

$$\lambda_{\kappa} = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (3.75)$$

$$\text{Re} = \frac{V_{\kappa} \cdot D_z}{\nu}, \quad (3.76)$$

мұнда  $\nu$  - айдалатын сұйықтықтың кинематикалық тұтқырлығы.

$$\Pi = \frac{3,14 \cdot 0,028}{4} + \sqrt{0,014^2 \cdot 2} = 5,1 \cdot 10^{-2} \text{ м},$$

$$D_z = \frac{4 \cdot 5,6 \cdot 10^{-5}}{5,1 \cdot 10^{-2}} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

$$\text{Re} = \frac{35 \cdot 4,3 \cdot 10^{-3}}{218,8 \cdot 10^{-6}} = 612,$$

$$\lambda_{\kappa} = \frac{64}{612} = 0,1,$$

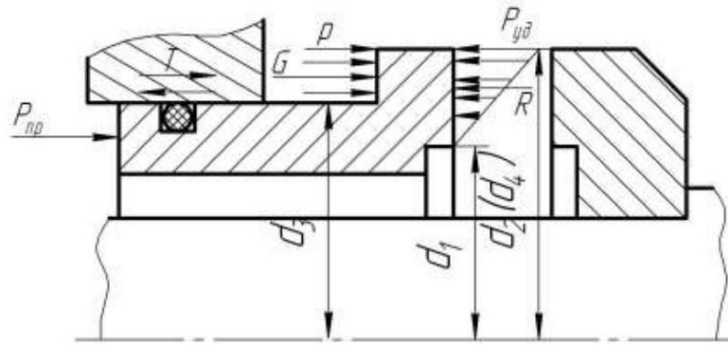
$$\xi'_{mp} = 0,1 \cdot \frac{0,1}{4,3 \cdot 10^{-3}} = 2,32.$$

Есептелген арнадағы кедергі коэффициентінің мәні тексеру коэффициентінен сәл өзгеше болғандықтан, арнаны тесуге арналған құралдың диаметрі дұрыс таңдалғаны жөн.

### 3.5 Торецті тығыздағышты күштік есептеу

Торецті тығыздағыштарды дайындау үшін конструкциялық параметрлер мен материалдарды таңдау екі негізгі талап негізінде анықталады - ең аз ағып кету және үйкеліс жұбының ең аз тозуы. Соңғысы сақиналардың жанасу беттерінің үйкелісінің оңтайлы режимінде орын алуы мүмкін. Мен өз есептеуімде осы екі факторды да ескердім. Тығыздағыштың конструктивті параметрлерін, сонымен қатар жанасу жұптарының үйкелісі кезінде бөлінетін жылу мөлшерін анықтайық, өйткені жанасу жұптарының температурасы үйкеліс беттерін майлау режиміне әсер етеді.





3.6 Сурет – Осьтік жылжымалы сақинаға қолданылатын негізгі күштердің әсер ету схемасы

Осьтік бағытта қозғалатын сақинаға әсер ететін барлық күштердің нәтижесі жанасатын беттерді тек шекаралық майлау пленкасымен бөлу кезінде ағып кетпестен тығыздағыштың жұмысын қамтамасыз етуі керек.

$$W = G - R + P_{\text{ПР}} \pm T, \quad (3.77)$$

бұл жерде  $G = p \cdot f$  — осьтік бағытта жылжымалы шығыршықтың гидравликалық теңгерілмеген ауданына әсер ететін нығыздалатын орта қысымынан күш;

$R = p_{\text{ср}} \cdot F$  — үйкеліс жұбының жанасуына әсер ететін сыналаушы күш ( $p_{\text{ср}}$  - саңылаулардағы сұйықтықтың орташа қысымы);

$P_{\text{ПР}}$  — серіппені қысу күші;

$T$  — тығыздау корпусына осьтік бағытта жылжымалы сақинаның үйкеліс күші;

$F = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2)$  — үйкеліс жұптарының сақиналарының іргелес беттерінің жанасу ауданы;

$f = \frac{\pi}{4} \cdot (d_4^2 - d_3^2)$  — сұйықтық қысымы әсер ететін аймақ, үйкеліс жұбының сақинасын осьтік бағытта қозғалмауға қарсы басады.

$$P_{\text{уд}} = p \left( \frac{f}{F} - \frac{P_{\text{ср}}}{P} \right) + P_{\text{п}}, \quad (3.78)$$

мұнда  $\frac{f}{F} = k$  — гидравликалық теңдестіру коэффициенті;

$\frac{P}{f} = \frac{1}{k}$  — түсіру дәрежесі;

$P_{\text{уд}} = \frac{W}{F}$  — үлестік жүктеме (үлестік қысым);

$$P_{\text{п}} = \frac{(P_{\text{ПР}} \pm T)}{F}. \quad (3.79)$$

Көріп отырғаныңыздай, гидравликалық теңдестіру коэффициенті тығыздағыштың құрылымдық өлшемдеріне байланысты. Таңдау әдісі оңтайлы тығыздау өлшемдерін анықтайды. Іс жүзінде тығыздағыш элементтің үйкеліс күші гидростатикалық қысым күштерімен салыстырғанда аз:

$$T = 0.$$

Соңғы тығыздағышты салу кезінде, әдетте, айналмалы және бекітілген сақиналардың үйкеліс беті біліктің айналу осіне қатаң перпендикуляр және концентрлі түрде орнатылады, бұл беттер мүлдем тегіс және жарықтардағы қысымның төмендеуі сызықтық заңға сәйкес жүреді, сондықтан

$$\begin{aligned} P_{CP} &= 0.5 \cdot p, \\ P_{CP} &= 0.5 \cdot 8 = 4. \end{aligned} \quad (3.80)$$

(3.78) өрнек қайта жазылуы мүмкін:

$$P_{уд} = p \cdot (k - 0.5) + P_{п}. \quad (3.81)$$

(3.81) теңдеуінен үйкеліс жұбының нақты жүктемесін  $P_{п}$  серіппелерінің меншікті күшін және  $k$  гидравликалық теңдестіру коэффициентін өзгерту арқылы өзгертуге болатындығы шығады.

Саңылаудағы қысымның радиус бойымен таралуы сызықты емес болғандықтан, гидравликалық тепе-теңдік коэффициенті әдетте 0,5-тен асады, өйткені әйтпесе сынық күші серіппелердің күшінен басым болады және осьтік жылжымалы сақинаны алып тастайды, бұл тығыздағыштың бұзылуына әкеледі.

Саңылаудағы қысымның сызықтық емес таралуы температура немесе қатты қысым әсерінен сақиналарды жасау немесе деформациялау қателіктеріне байланысты радиалды бағыттағы саңылаудың сына тәрізді болуымен күшейеді. Нәтижесінде белсенді күштердің тепе-теңдігі бұзылады, бұл тығыздаудың жоғалуымен немесе құрғақ үйкеліс режимімен бірге жүреді.

Гидравликалық теңдестіру коэффициентін  $10 \text{ кгс/см}^2$  және одан жоғары тығыздалатын ортаның қысымы кезінде  $0.55 < k < 0.6$  қабылдау ұсынылады.  $10 \text{ кгс/см}^2$ -ден төмен тығыздалған ортаның қысымымен үйкеліс буының гидравликалық қысылуының сенімді жеткізілуін қамтамасыз ету үшін гидравликалық тепе-теңдік коэффициентін біршама жоғары таңдау керек.

Тығыздалатын тұтқыр ортаның (мұнай, май және т.б.) жоғары қысымдары кезінде шеткі тығыздау  $k \approx 0.5$  кезінде сенімді жұмыс істейді. Бұл жағдайда байланыс қысымы серіппелердің күшімен жасалады. Соңғы тығыздағыштың осындай дизайнымен тығыздалған орта қысымының өзгеруі (ауытқуы) нақты жүктеменің өзгеруіне әкелмейді, бұл тығыздаудың тығыздығын және жанасатын беттерді майлаудың шекаралық пленкасымен бөлуді қамтамасыз етеді, жұптағы үйкеліс күші минималды болады.

Жаңартылған тығыздағыштың құрылымдық өлшемдерін анықтаймыз:

$$d_1 = 129 \text{ мм};$$

$$d_2 = 140 \text{ мм};$$

$$d_3 = 134 \text{ мм};$$

$$d_4 = 140 \text{ мм}.$$

Гидравликалық теңдестіру коэффициенті:

$$k = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot (d_4^2 - d_3^2)}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2)} = \frac{d_4^2 - d_3^2}{d_2^2 - d_1^2}; \quad (3.82)$$

$$k = \frac{0,140^2 - 0,134^2}{0,140^2 - 0,129^2} = 0,56;$$

Бұрандалы серіппелер тудыратын күшті қабылдай отырып, соңғы тығыздағыштағы нақты жүктемелерді анықтаймыз  $F_n = 304 \text{ Н}$ :

$$P_{II} = \frac{F_{II}}{\frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4}}, \quad (3.83)$$

мұнда  $d_1$  және  $d_2$  — контактілі сақинаның жұмыс бетінің диаметрлері, мм;

$$P_{II} = \frac{304}{\frac{3,14 \cdot (0,14^2 - 0,129^2)}{4}} = 130875 \text{ Па}.$$

$$P_{yD} = p \cdot (0,53 - 0,5) + P_{II} \text{ Па};$$

$$P_{yD} = 4 \cdot 10^6 \cdot (0,56 - 0,5) + 130875 = 370875$$

Тығыздаудың сенімді жұмысы үшін нақты жүктеме  $P_{yD} \geq 0,2 \text{ МПа}$  болуы керек.

Соңғы тығыздағышта үйкеліс кезінде жоғалған қуат сұйықтықтың айналмалы бөлшектерін үйкеліске жұмсалған  $N_D$  қуатынан және жанасатын беттердің үйкелуіне жұмсалған  $N_{TP}$  қуатынан тұрады:

$$N = N_D + N_{TP}. \quad (3.84)$$

Айналмалы бөліктердің сұйықтыққа үйкелуіне жұмсалатын қуат соңғы тығыздағыштың қуатының аз құнын құрайды және есептеу кезінде ол ескерілмейді. Соңғы тығыздау үшін басым болып байланысатын беттердің үйкелуіне жұмсалатын қуат табылады. Ол келесі формула бойынша анықталады:

$$N_{TP} = M_{TP} \cdot \omega, \quad (3.85)$$

мұнда  $\omega = \pi n/30$  — үйкеліс жұбының байланыс сақинасының бұрыштық айналу жылдамдығы;

$M_{TP}$  — контактідегі үйкеліс жұбының моменті.

$$M_{TP} = f_T \cdot p_{VD} \cdot \frac{\pi \cdot D_{CP}^2}{2} \cdot b, \quad (3.86)$$

мұнда  $f_T$  — үйкеліс коэффициенті;

$D_{CP}$  — үйкеліс жұбы сақиналарының жанасатын беттерінің орташа диаметрі;

$b$  — байланысатын беттің ені.

$f_T = 0,02$  деп алсақ, онда:

$$N_{TP} = D_{CP} \cdot b \cdot f_T \cdot p_{VD} \cdot \frac{\omega \cdot D_{CP}}{2}; \quad (3.87)$$

$$N_{TP} = \pi \cdot \frac{d_2 + d_1}{2} \cdot (d_2 - d_1) \cdot f_T \cdot p_{VD} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot \left(\frac{d_2 + d_1}{2}\right)}{60}; \quad (3.88)$$

$$N_{TP} = 3,14 \cdot \frac{0,14 + 0,129}{2} \cdot (0,14 - 0,129) \cdot 0,02 \cdot (370875) \cdot \frac{3,14 \cdot 3000 \cdot \left(\frac{0,14 + 0,129}{2}\right)}{60} = 3186 \text{ Вт};$$

Үйкеліс жұбының жанасу ауданына жатқызылған торецті тығыздағыштағы үйкеліске жоғалтылатын меншікті қуат:

$$N_{yD} = \frac{N_{TP}}{F} = \frac{N_{TP}}{\frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4}}; \quad (3.89)$$

$$N_{yD} = \frac{3186}{\frac{3,14 \cdot (0,14^2 - 0,129^2)}{4}} = 685806 \text{ Вт/м}^2$$

Соңғы тығыздағышта үйкеліс кезінде жоғалған қуат байланыс беттерін қыздырады, бұл олардың майлау жағдайын нашарлатады, жылу кернеулері

мен деформацияларға әкеледі. Сондықтан үйкеліс қуатын жоғалту, әрине, азайтылуы керек және жанасатын беттерден қарқынды жылу беруді қамтамасыз етеді.

### 3.6 Торецті тығыздағышта ағып кетуді есептеу

Соңғы тығыздағыштың тығыздық дәрежесін анықтайтын ағып кету мөлшері соңғысының негізгі сипаттамаларының бірі болып табылады. Бірқатар қиындықтармен конъюгацияның ағып кету мөлшерін есептеу. Атап айтқанда, есептеу үшін үйкеліс жұбының байланыс аймағындағы процестерді анықтайтын көптеген факторларға байланысты үйкеліс режимі туралы ақпарат қажет. Ең аз ағып кету, әдетте, құрғақ немесе шекаралық үйкеліс режиміне жақын байланыс аймағындағы үйкеліс режимі жүктелген соңғы тығыздағыштармен сипатталады. Ағып кету мөлшері үйкеліс жұбының байланыс аймағының радиалды еніне және ортаның тұтқырлығына байланысты емес, алшақтықтың квадратына пропорционал артады және қысым квадратына пропорционал азаяды. Майер мұны жүктеме әсерінен доғалардың пластикалық деформациясы кезінде олардың аймағының өзгеруіне байланысты өрескел беттерден пайда болған қуыстар мен микроканалдардың көлемінің өзгеруімен түсіндіреді, бұл оның алшақтықты өзгерту кезіндегі тәжірибелерімен расталады.

Ағып кетуді анықтау үшін сорылатын сұйықтықтың кейбір параметрлерін орнатамыз:

- сорылатын сұйықтықтың тығыздығы  $\rho_{ж} = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;
- айдалатын сұйықтықтың кинематикалық тұтқырлығы  $\eta_{ж} = 1 \text{ сСт}$ .

Сақиналардың бірінің үйкеліс жұбы мен сақиналардың қисықтығын ескере отырып, ағып кетуді анықтау формуласы келесідей болады:

$$q = \frac{\pi \cdot h^3}{6 \cdot \eta_{ж} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot [0.0375 \cdot \rho_{ж} \cdot \omega^2 \cdot (d_2^2 - d_1^2) - (p_1 - p_2)], \text{ кг/с} \quad (3.90)$$

мұнда  $h = Rz + b_1$  —  $Rz=0.1$  мкм бетінің кедір-бұдырлығынан және  $b_1$  түйіспелі жұптары арасындағы сұйықтық қабатының қалыңдығынан тұратын саңылаудың шамасы соңғы тығыздағыштағы нақты қысым мәндеріне және сорғы білігінің айналу жиілігіне байланысты таңдалады;

$$N_{уд} = \frac{N_{TP}}{F} = \frac{N_{TP}}{\frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4}} \quad (3.91)$$

$$N_{уд} = \frac{3186}{\frac{3,14 \cdot (0,14^2 - 0,129^2)}{4}} = 685806 \text{ Вт/м}^2$$

мұнда  $p_1, p_2$  — торецті тығыздағышқа шығу және кіру қысымы, МПа.

Байланыс жұптарының арасындағы алшақтықтан шығатын қысым атмосфералық  $p_1=0.1 \cdot 10^6$  Па, ал саңылауға кіретін қысым  $p_2=8$  сорғысының шығысындағы қысымға тең болады

$$q = \frac{3,14 \cdot (0,1 \cdot 10^{-6} + 1,85 \cdot 10^{-6})^3}{6 \cdot 0,01 \cdot 10^{-4} \cdot \ln \frac{0,14}{0,129}} \cdot \left[ 0,0375 \cdot 1000 \cdot \left( \frac{3,14 \cdot 3000}{30} \right)^2 \cdot (0,14^2 - 0,129^2) - (0,1 \cdot 10^6 - 8 \cdot 10^6) \right]$$

$$= 0,000043378.$$

Жалпы ағып кетуді көлемдікке айналдырамыз,  $\text{см}^3/\text{сағ}$ :

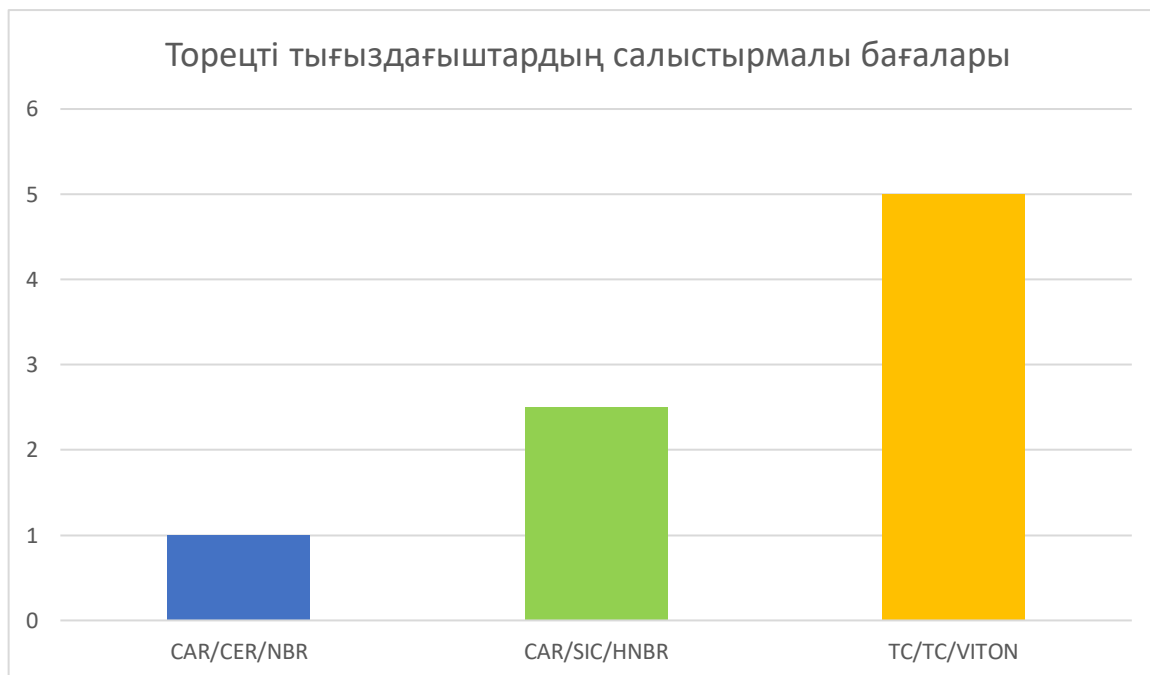
$$q = \frac{q_m \cdot 3600}{\rho_{ж}} \cdot 10^6 \quad (3.92)$$

$$q = \frac{0,000043378 \cdot 3600}{1000} \cdot 10^6 = 126 \text{ см}^3/\text{сағ}.$$

Жоғары қысымды сорғылардағы торецті тығыздағыштың ағып кету жылдамдығы  $q < 300 \text{ см}^3/\text{сағ}$ . Алынған ағып кетулер нормативті қанағаттандырады, сондықтан торецті тығыздағышты енгізген жөн.

## 4 ЭКОНОМИКАЛЫҚ БӨЛІМ

CAR/CER/NBR (1-нұсқа), CAR/SIC/HNBR (2-нұсқа) және TC/TC/VITON (3-нұсқа) материалдарымен гидравликалық жүктелген үш бірдей сыртқы тығыздағыштары бар мысалды қарастырайық. Сорғы ұзақ уақыт жұмыс істейді және тығыздағыштағы қысым 5 бардан аспаған кезде суды сорып алады. Әдетте сатып алушыларды қызықтыратын бірінші нәрсе - бұл баға. Төменде қарастырылған нұсқалар үшін тығыздағыштардың салыстырмалы бағасын көрсететін диаграмма берілген.

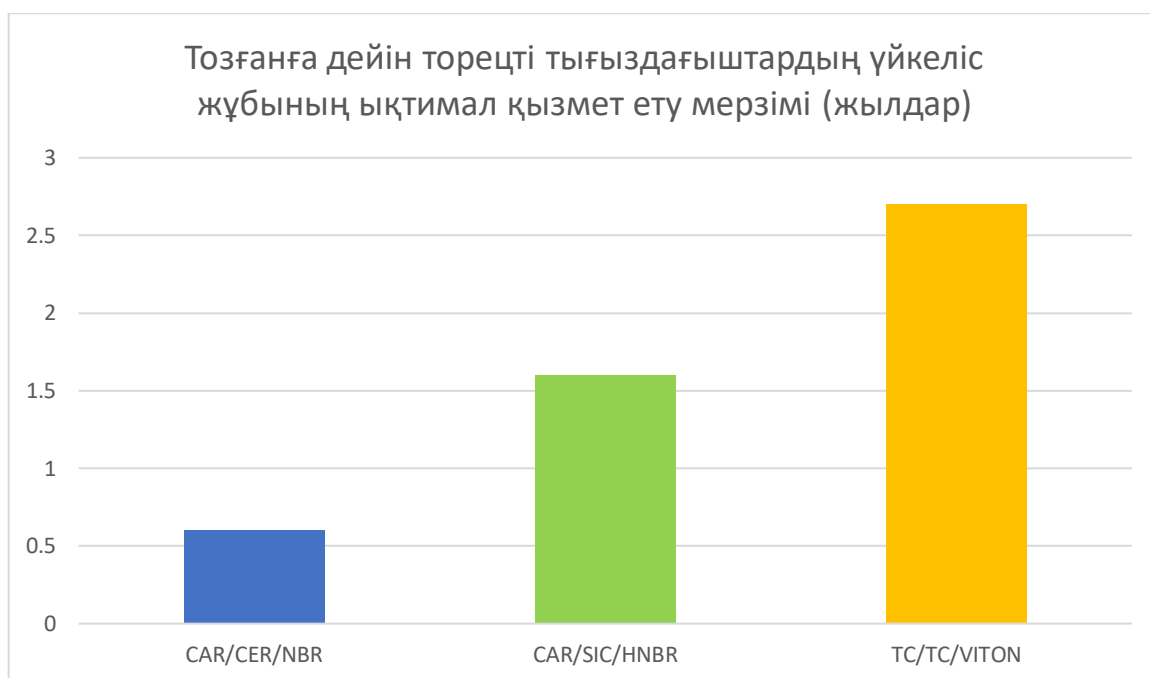


4.1 Сурет – Торецті тығыздағыштардың салыстырмалы бағалары.

CAR/CAR/NBR (графит керамикасы) материалдары бар сорғыға арналған тығыздағыштың бағасын біз бірлік ретінде қабылдаймыз. Қымбат материалдармен тығыздағыштар қымбатырақ: көмір графит - бензинге төзімді резеңке (CAR/SIC/HNBR) бар кремний карбиді - шамамен 2,5 есе қымбат, үйкеліс жұбының арнайы металл-керамикалық сақиналары және фторкаучук эластомері (TC/TC/VITON) - шамамен 5 есе қымбат.

### 4.1 Шекті тозуға дейін қызмет ету мерзімі және тығыздау ресурсы

Қарастырылып отырған тығыздағыштардың үйкеліс жұбының ықтималды қызмет ету мерзімін, сондай-ақ эластомерлердің ресурсын бағалаймыз. Бірінші жағдайда, график үйкеліс жұбы сақиналарының максималды тозуын 1,5 мм-ге дейін болжау арқылы алынады, бағалау жұмыста үйкеліс жұбы сақиналары материалдарының белгілі тозу мәндеріне сүйене отырып жүргізіледі.

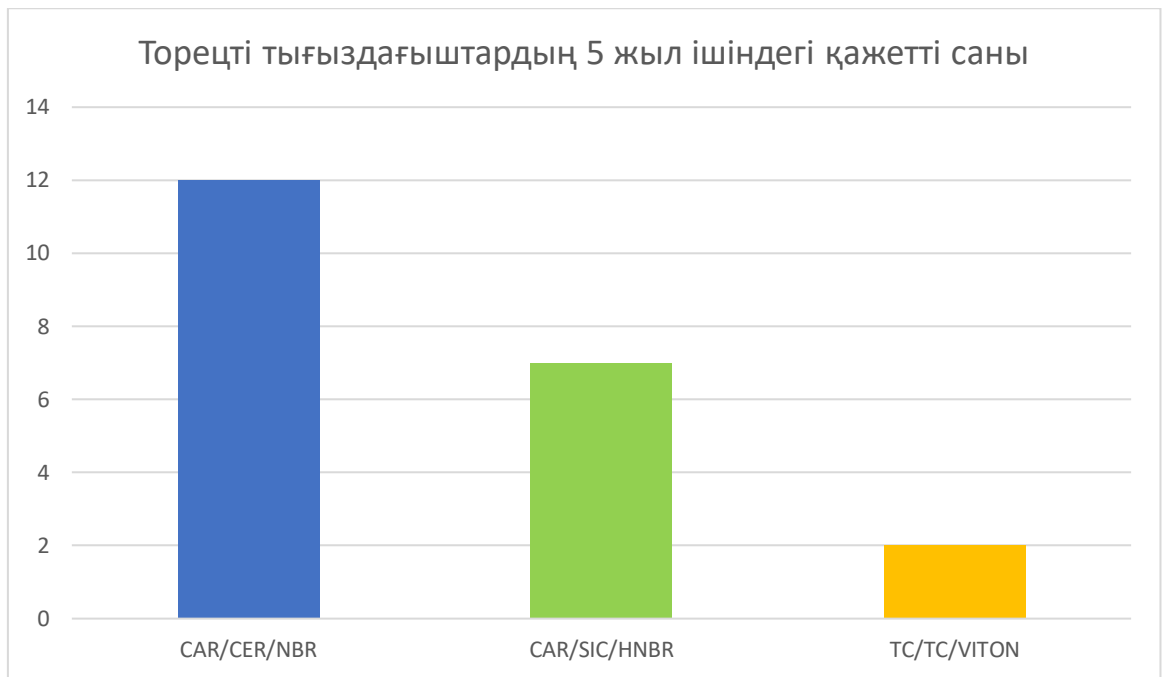


4.2 Сурет – Тозғанға дейін торецті тығыздағыштардың үйкеліс жұбының ықтимал қызмет ету мерзімі.

Ең арзан тығыздағыштың (CAR/CER/NBR материалдары) алты айдан астам уақыт жұмыс істей алатындығы бірден байқалады, екінші нұсқаны шамамен бір жарым жылға дейін пайдалануға болады, ал үшіншісі үйкеліс сақиналарының шекті тозуына дейін ерекше қызмет мерзімін көрсетеді - екі жарым жылдан астам. Егер жұмыс жағдайлары аз қолайлы болса және, мысалы, сұйықтықта абразивті бөлшектер болса, онда 1 және 2 нұсқалар тығыздағыштарының ресурсы 3-нұсқадан айтарлықтай аз болады. Жұмыс кезінде сорғының техникалық жағдайы сөзсіз нашарлаған кезде, әсіресе оны жиі бөлшектеуге және сәтсіз тығыздағышты ауыстыру үшін құрастыруға байланысты, тығыздаудың алғашқы екі нұсқасы соңғысына қарағанда тезірек тозады.

Біз одан әрі алға жылжысақ және бұрын анықталған мәліметтерге сүйене отырып, сорғының үздіксіз жұмыс істеуі үшін бес жыл ішінде қажет болатын торецті тығыздағыштардың қажетті санын есептейміз - біз бұл көрсеткішті сорғы қондырғысының мүмкін болатын минималды қызмет ету мерзіміне сүйене отырып алдық.





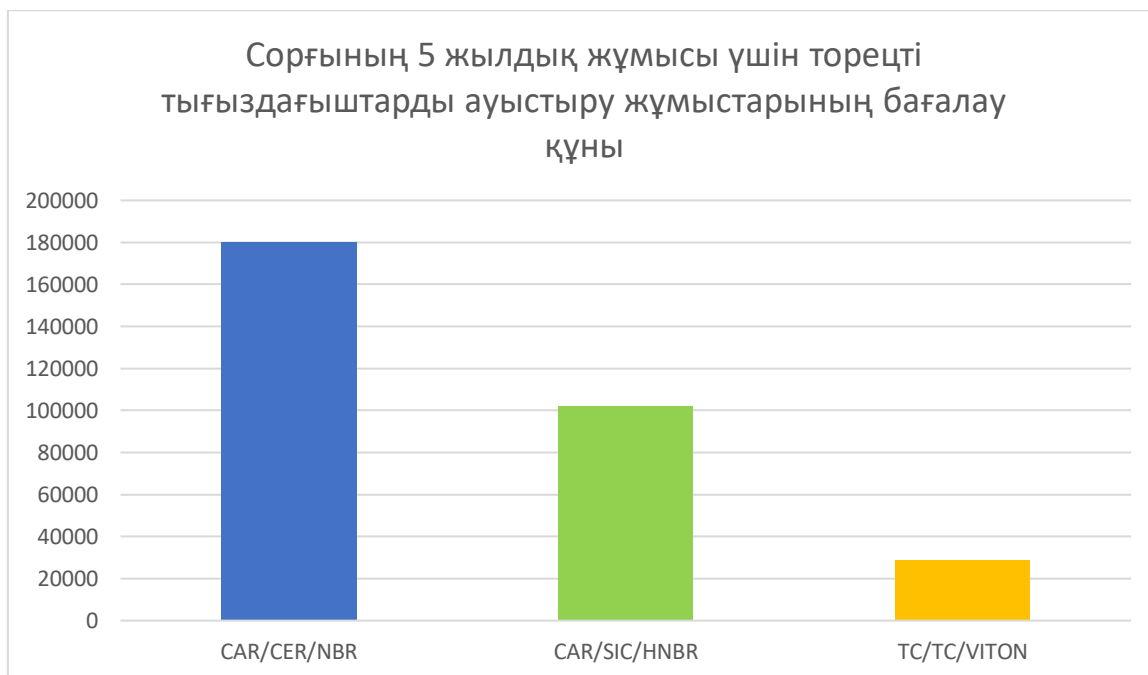
4.3 Сурет – Торецті тығыздағыштардың 5 жыл ішіндегі қажетті саны.

Жоғарыда аталған уақыт аралығында сорғыны пайдалану кезінде ауыстыру қажет болады: кем дегенде 12 дана графит-керамикасы және NBR резеңке; кем дегенде 7 дана көмір графит - карбид кремний материалдары бар тығыздағыштар және HNBR резеңке; барлығы 2 дана үйкеліс жұбы бар тығыздағыштар (VITON) негізіндегі металл-керамика және фторкаучук резеңке.

Сорғының тоқтап қалуы нәтижесінде пайда болатын шығындарды айтпағанда, әрбір тығыздағышты ауыстыру сорғыны тоқтатуды, оны бөлшектеуге, істен шыққан тығыздағышты бөлшектеуге, жаңа тығыздағышты орнатуға, сорғыны кейіннен құрастыруды, өндірістік циклды тоқтатуды қажет етеді. Сонымен қатар, сорғының техникалық жағдайы істен шыққан тығыздағышты ауыстыру нәтижесінде осы қондырғының әр құрастыру-бөлшектеу кезінде нашарлайды, сондықтан жабдықтың нұсқауларына сәйкес білік тығыздағышын ауыстырумен байланысты әр операция кезінде бұл жағдайды тексеру қажет болады.

## 4.2 Тығыздағыштарды ауыстыруға кететін шығындар

Білікті оқытылған және сертификатталған маманның 1 сағат жұмыс уақыты шамамен 6000 теңгені құрайды, ал сорғыны бөлшектеу, оның техникалық жағдайын тексеру, тығыздағышты жаңасына ауыстыру және жабдықты жинау үшін кем дегенде екі сағат кетеді деген болжаммен сорғының бес жылдық жұмысында қарастырылған барлық үш нұсқа үшін тығыздағыштарды ауыстыру жұмыстарының құнын анықтаймыз.



4.4 Сурет– Сорғының 5 жылдық жұмысы үшін торецті тығыздағыштарды ауыстыру жұмыстарының бағалау құны.

Мұнда жағдай ең арзан тығыздаудың пайдасына емес (1-нұсқа): 5 жыл ішінде жұмыс құны 180000 теңгеден асады. 2-нұсқа CAR/SIC/HNBR тығыздағыштары осы жылдар ішінде шамамен 102000 теңгені қажет етеді. Соңында, неғұрлым сенімді және берік 3-нұсқа (TC/TC/VITON) бес жыл ішінде шамамен 29000 теңге жұмсауды көздейді.

Сорғының бес жыл жұмыс істеуі жағдайында тығыздағыштардың құнын ескере отырып, ақшалай шығындардың түпкілікті есебін жүргіземіз:

1-нұсқа: графит-керамика және NBR резеңке (CAR/CER/NBR):  $11\ 000\ \text{тг} \cdot 12\ \text{дана} + 180\ 000\ \text{тг} \sim 312\ 000\ \text{тг}$ .

2-нұсқа: көмір графит-кремний карбиді және жақсартылған резеңке (CAR/SIC/HNBR):  $27\ 500\ \text{тг} \cdot 7\ \text{дана} + 102\ 000\ \text{тг} \sim 294\ 500\ \text{тг}$ .

3-нұсқа: металл-керамика сақиналары және фторкаучук негізіндегі резеңке [TC/TC/VITON]:  $55\ 000\ \text{тг} \cdot 2\ \text{дана} + 29\ 000\ \text{тг} \sim 139\ 000\ \text{тг}$ .

Осылайша, жоғарыда келтірілген талдау тығыздау материалдарының экономикалық негізделген таңдауын жасауға мүмкіндік береді: шығындар бойынша сорғының қымбат тығыздағышы тиімдірек болып табылады ( $312\ 000\ \text{тг} / 139\ 000\ \text{тг}$ )  $\sim 2.2$  есе. CAR/CER/NBR орнына TC/TC/VITON материалдарымен тығыздағышты қолданған кезде сорғының бес жылдық жұмысы үшін үнемдеу шамамен  $312\ 000\ \text{тг} - 139\ 000\ \text{тг} \sim 173\ 000\ \text{тг}$  болады.

## ҚОРЫТЫНДЫ

Бұл магистрлік диссертацияның мақсаты - сұйықтықтың ағынымен пайда болатын қысым салдарынан тығыздағыштарға әсер ететін жұмыс ортасы ағынының гидродинамикалық параметрлерін және кернеулерді бағалауға сүйене отырып, орталықтан тепкіш секциялық сорғының (ЦНС 300) тірек-тығыздағыш түйінін жетілдіру. Бұл жобада ЦНС 300 сорғыларының әртүрлі құрылымдарына зерттеу жүргізілді, оларды пайдалану мәселелері қарастырылды. Нәтижесінде орталықтан тепкіш секциялық сорғының тірек-тығыздағыш түйінін модернизациялау міндеті тұжырымдалды және шешілді.

Ұсынылған шешімдердің тиімділігіне техникалық-экономикалық талдау жүргізілді. Есептеу нәтижесінде жаңғыртылған тірек-тығыздағыш түйінін жетілдірудің экономикалық тиімділігі туралы қорытынды жасауға болады.

Сонымен қатар ЦНС 300 орталықтан тепкіш сорғының конструкциясының негізгі элементтерінің есептеулері жүргізілді.

Ұсынылған жаңғыртуды есептеу нәтижелері бойынша сорғының сенімділігі арттырылды және жөндеуаралық кезең мерзімдері ұлғайтылды.

## ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР

- 1 Балеев А.В., Плошенко И.Г., Роменец И.В. және т.б. Торцевое уплотнение. А.С. №850958 F16J 15/34. – Б.И. №3, 1989, 2 б.
- 2 Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., Машиностроение, 1982, - 422 б.
- 3 Безус А.А. Конструкции центробежных насосов. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Гидромашины и компрессоры» для студентов очной и заочной форм обучения специальности 1702 «Бурение нефтяных и газовых скважин». Уфа, УГНТУ, 1998, - 37 б.
- 4 Вахрамов Н.А., Шишкин В.С., Шмыров Е.А. Торцевое уплотнение. Патент Российской Федерации №2078269 F16J 15/3. – Б.И. №30, 1993, 4 б.
- 5 Величкович С.В., Шацкий И.П., Попадюк И.И., және т.б. Торцевое уплотнение. Патент Российской Федерации №2043558 F16J 15/3. – Б.И. №30, 1990, 3 б.
- 6 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. - М.; Высшая школа, 1984. – 336 б.
- 7 Касаткин А.П. Опорно-уплотнительный узел центробежных насосов. А.С. №22149 F16J 15/00. – Б.И. №15, 1990, 4 б.
- 8 Курушина Е.В. Методические указания по организационно-экономической части дипломных проектов. – Уфа, издательство нефтегазового университета, 1998. – 22 б.
- 9 Панов Г.Е. Охрана труда при разработке нефтяных и газовых месторождений. М., Недра, 1982, - 246 б.
- 10 Полиновский А.Ю., Зансохов В.Г. Уплотнительный узел. А.С. №304403 F16J 15/32. – Б.И. №10, 1985, 2 б.
- 11 Селезнев Ю.В. Подшипник скольжения. Патент Российской Федерации №2084717 F16C 33/18. – Б.И. №3, 1992, 4 б.
- 12 Смирницкий Е.К. Экономические показатели промышленности. М., Недра, 1980, - 432 б.
- 13 Тярсов А.К., Савва В.В. Подшипник скольжения вращающегося вала. Патент Российской Федерации №2125190 F16C 31/02. – Б.И. №3, 1996, 2 б.
- 14 Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В., Рабинович А.М. Расчеты и конструирование нефтегазопромыслового оборудования. М., Недра, 1987, - 422 б.
- 15 Гришко А. П., Шелоганов В. И. стационарные машины и оборудования. – М.: МГГУ, 2004.
- 16 Бухаленко Е. И. Нефтепромысловое оборудование.- М.: "Недра", 1990. - 559 б.
- 17 Брене А. Д., Брюгеман А. Ф., Злотникова Л. Г. Мұнай және газ өнеркәсібін жоспарлау.-М.: "Недра", 1989. - 333 б.

18 Баграмов Р. А. Бұрғылау машиналары мен кешендері: жоғары оқу орындарына арналған оқулық.- М.:Недра, 1988.-501 б.

19 Грижов Р.И. Краткий справочник конструктора. Ленинград, Машиностроение, 1983, - 463 б.