

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

Н. Ж. Калбанов

Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмінің  
кинетостатикасын зерттеу және балансирлі теңгерілудегі динамикалық синтез  
есебінің аналитикалық шешімі

**ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС**

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

**КОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ**

Кафедра меңгерушісі  
физ-мат. ғыл. д-ры., профессор  
*А. Калтаев*  
«14» *қараша* 2019 ж.



### ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

Тақырыбы: «Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші  
механизмінің кинетостатикасын зерттеу және балансирлі теңгерілудегі  
динамикалық синтез есебінің аналитикалық шешімі»

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған

Н. Ж. Калбанов

Ғылыми жетекші  
техн. ғыл. канд., асс.-проф.  
*Н.С. Иманбаева*  
«08» *05* 2019 ж.

Алматы 2019

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



Ә.Бүркітбаев атындағы Өнеркәсіптік инженерия институты  
Қолданбалы механика және инженерлік графика кафедрасы

5B071200 – «Машина жасау»




Дипломдық жұмысты орындауға  
**ТАПСЫРМА**

Білім алушы Н. Ж. Калбанов  
Тақырыбы Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинетостатикасын зерттеу және балансирлi теңгерiлудегi динамикалық синтез есебiнiң аналитикалық шешiмi  
Университет басшысының 2018 жылғы «б» қараша № 252-б бұйрығымен бекітілген  
Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі 2019 жылғы «б» мамыр  
Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері \_\_\_\_\_  
Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі  
а. Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Статикалық және динамикалық теңгеру  
б. Иінтіректі механизмдерді статикалық теңдестіру әдістері  
в. Негізгі бөлім. Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмiнiң кинематикалық анализi мен нәтижелерi  
г. Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмiнiң кинетостатикалық анализi мен нәтижелерi  
д. Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмiнiң балансирлi теңгеру есебiнiң аналитикалық тәсілі  
е. Жұмыстың қорытындысы  
Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)  
Сызбалық материалдар слайдпен көрсетілген  
Ұсынылатын негізгі әдебиет \_\_\_\_\_

Дипломдық жұмысты дайындау  
**КЕСТЕСІ**

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Кіріспе. Статикалық және динамикалық теңгеру	31.01.19 - 10.02.19	
Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің кинематикалық анализі мен нәтижелері және кинетостатикалық анализі мен нәтижелері	10.02.19 - 25.03.19	
Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің балансірлі теңгеру есебінің аналитикалық тәсілі	25.03.19 - 2.04.19	

Дипломдық жұмыс бөлімдерінің кеңесшілері мен норма бақылаушының аяқталған жұмысқа қойған  
**қолтаңбалары**

Бөлімдер атауы	Кеңесшілер аты, әкесінің аты, тегі, (ғылыми дәрежесі, атағы)	Қол қойылған күні	Қолы
Норма бақылау	Е.Т. Бекенов, техн. ғыл. канд., ассоц.-проф	13.05.2019	

Ғылыми жетекші  Н.С. Иманбаева

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  Н. Ж. Калбанов

Күні "13" 05 2019 ж.

## АНДАТПА

Бұл мақалада механизм схемасында қосарланған айналшақ пен бұлғақ траверса арқылы қос-иінге жалғанғандықтан, кинематикалық талдау жасағанда механизм схемасын қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм ретінде қарастырамыз. Штангалы сорғы қондырғысының түрлендіруші механизмін балансирлі теңгеру есебінің аналитикалық шешімі табамыз. Ол үшін мүмкін орынауыстырулар принципін қолданамыз. Бұраушы моменттің ортақвадраттық минимум шартынан аналитикалық шешімді аламыз.

## АННОТАЦИЯ

Рассматривается кинематическая схема механизма как простого кривошипно-шатунного механизма, так как в схеме механизма кривошип и шток соединены траверсой. Попытаемся найти аналитическое решение задачи оптимальной динамической балансировки трансформаторного механизма насосной установки с балансировкой баланса. Для чего мы используем принцип возможных перемещений. Из полученного выражения находим  $M_i$ , выражая его через остальные значения степеней  $\cdot$ . Из условия минимума среднеквадратичного значения крутящего момента  $M$  получаем аналитическое решение.

## ABSTRACT

Here we consider the kinematic scheme of the mechanism as a simple crank mechanism, since in the scheme of the mechanism the crank and the rod are connected via a traverse. We will try to find an analytical solution to the problem of optimal dynamic balancing of the transforming mechanism of the pumping unit with balance balancing. For what we use the principle of possible displacement. From the resulting expression we find  $M_i$ , expressing it through the remaining values of the powers  $\cdot$ . From the condition of the minimum of the mean square value of the torque  $M$ , we obtain an analytical solution.

## МАЗМҰНЫ

Кіріспе	7
1 Механизмдердің динамикалық синтезінің міндеттері: зерттеудің қазіргі жағдайын талдау	9
1.1 Статикалық және динамикалық теңгеру	9
1.2 Иіктіректі механизмдерді статикалық теңдестіру әдістері	10
1.3 Тегіс иіктіректі механизмдер мен механизмдерді жоғары кинематикалық буынмен теңгерудің жалпы әдістері	11
2 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің кинематикалық анализі мен нәтижелері және кинетостатикалық анализі мен нәтижелері	15
2.1 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің кинематикалық анализі мен нәтижелері	15
2.2 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің кинетостатикалық анализі мен нәтижелері	20
3 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің балансірлі теңгеру есебінің аналитикалық тәсілі	22
Қорытынды	25
Пайдаланылған әдебиеттер тізімі	26

## КІРІСПЕ

Бұл механизм схемасында қосарланған айналшақ пен бұлғақ траверса арқылы қос-иінге жалғанғандықтан, кинематикалық талдау жасағанда механизм схемасын қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм ретінде қарастырамыз. Штангалы сорғы қондырғысының түрлендіруші механизмін балансирлі теңгеру есебінің аналитикалық шешімі табамыз. Ол үшін мүмкін орынауыстырулар принципін қолданамыз. Бұраушы моменттің ортақвадраттық минимум шартынан аналитикалық шешімді аламыз.

**Зерттеу нысаны.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмі

**Зерттеу мақсаты.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін компьютерлік модельдеу негізінде кинематикасын, кинетостатикасын, теңгерілу режимдерін зерттеу және штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін жаңа түрлендіруші механизмнің көпкритерилі синтезі.

**Зерттеудің мәселелері.** Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинематикасын, кинетостатикасын, теңгерілу режимдерін зерттеу және компьютерлік моделін жасау.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің артық байланыссыз кеңістіктегі өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің құрылымдық есебін шығару.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің кеңістіктегі өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің кинематикасын, кинетостатикасын есептейтін программалар топтамасын жасау.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің оптимальды динамикалық синтез есебін роторлық және комбинациялық теңгеру режимдерінде шешу.

Сапалық критерилер топтамасы бойынша штангалы піспекті қондырғы жетегінің кеңістіктегі өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің динамикалық синтезін жасау.

**Ғылыми жаңалығы.** Әртүрлі жүктелу және теңгерілу режимдеріндегі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмнің кинематикасы, кинетостатикасы, динамикалық теңгерілуі зерттелген және компьютерлік моделі жасалған.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің құрылымдық синтезі жасалған және артық байланыссыз кеңістіктегі III классты механизмдер арқылы құрылымдық шешімдері берілген.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмнің кинематикасы, кинетостатикасы зерттелді және компьютерлік моделі жасалды.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің оптимальды динамикалық синтез есебінің аналитикалық жалпы шешімі табылды және сандық нәтижелері алынды.

Жасалынған компьютерлік моделдер арқылы Соболев-Статников әдісі негізіндегі көпкритериалды кездейсоқ іздеу әдісін қолданып штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін көпкритерилі динамикалық синтезі жүргізілді және штангалы піспекті қондырғы жетегінің жаңа түрлендіруші механизмі жасалды.

**Қолдану аймағы.** Дипломдық жұмыста орындалған зерттеулер нәтижелері мұнай өндірісінде ретінде кең таралған штангалы жетекті балансирлі піспек-қондырғыларының түрлендіруші механизмін жетілдіру және нәтижесінде құнын төмендету үшін пайдаланылуы мүмкін.



# **1 Механизмдердің динамикалық синтезінің міндеттері: зерттеудің қазіргі жағдайын талдау**

## **1.1 Статикалық және динамикалық теңгеру**

Машиналардың жұмыс органдарының қозғалыс жылдамдығының өсуіне байланысты механизмдердің буындары Инерция күштерінің қозғалмайтын негізге әсерін зерттеу ерекше маңызға ие болады. Бұл ретте іргетасқа күштік әсер әдетте ауыспалы сипатқа ие, осыған байланысты механизмдердің динамикалық синтезінің міндеттері, негізінен, осы ауыспалы құрауыштарды жою проблемаларына қатысты. Бұл дірілдің деңгейі, машинаның ресурсы мен сенімділігі, оның жұмысының дәлдігі осыған байланысты. Осыған байланысты механизмдер мен машиналардың динамикалық синтезі мәселелері туындайды.

Сонымен қатар, электр энергиясына кететін шығынды азайту мақсатында жұмыс жасау. Дірілдің әсерінен қоршаған ортаның виброшумдық ластануы орын алады, соның әсерінен, қызмет көрсетуші персоналдың қауіпсіз өмір сүру жағдайы нашарлайды, еңбек өнімділігі төмендейді және виброязвамен сырқаттану қаупі артады. Сондықтан механизмдер мен машиналардың теңестіру сапасын арттыру техникалық, технологиялық, экономикалық аспектіде ғана емес, сонымен қатар әлеуметтік аспектіде де маңызы зор.

Қазіргі заманғы техникада жұмыс жылдамдығының өсуіне байланысты әртүрлі мақсаттағы технологиялық машиналар кең таралған, онда қозғалтқыштан жұмыс орнына энергия беру рычагты механизм арқылы жүзеге асырылады. Механизмнің динамикалық анализінде берілген күштердің әсерінен механизмдердің қозғалысы зерттеледі.

Механизм қозғалысының динамикалық сипаттамалары Инерция күштеріне, жылдамдыққа және жеделдетуге байланысты (мысалы, еркін құлауды жылдамдату мәніне жылжымалы буынды жеделдетудің максималды мәні).

Механизмдердің динамикалық синтезінің есебінде механизмнің құрылымдық сұлбасы белгілі деп саналады, сондай-ақ (әдетте) метрикалық параметрлер (буындардың ұзындығы). Механизмді жобалау кезінде динамикалық сипаттамалар берілген деп болжанады және масса-инерциялық, ал бірқатар жағдайларда қозғалыстың талап етілетін динамикалық сипаттамалары қамтамасыз етілетін тұрақты геометриялық параметрлер іздестіріледі. Әдетте, механизмдердің динамикалық теңестіру есебі механизмдер үшін қарастырылады. Негізгі қарастырылатын міндеттер мыналар болып табылады:

1 механизмнің тірекке (механизм орналасқан іргетасқа) әсерін теңестіру (массаны теңестіру)

2 механизмнің қозғалтқышына (немесе жетекші буынға) әсер етуді теңестіру (сәті немесе қуатын теңестіру)

3 кинематикалық жұптарға әсерін теңестіру.

Қозғалатын буындардың Инерция күштерінің мәнін азайту үшін осы буындардың массасын азайту керек. Осы мүмкіндікті пайдалана отырып, мәселені шешу күрделілігіне байланысты, мұндай есептер арнайы әдістермен шешіледі.

Жобаланатын механизмде жою оның статикалық және динамикалық теңдеуіне сәйкес болады. Бұл ретте тепе-теңдік дәрежесі бойынша дәл немесе жақындатылған шешімді (тепе-теңдік) алуға болады.

Механизмнің нақты статикалық теңдеуінің критеріі оның буындарының Инерция күштерінің негізгі векторы нөлге теңдіктің шарты болып табылады.

$$\bar{F}^{IH} = 0,$$

механизм массасының жалпы орталығының қозғалмауына не сәйкес келеді. Нақты динамикалық тепе-теңдеу кезінде, көрсетілген шартпен бір мезгілде, буындардың Инерция күштерінің басты сәтінде нөлге айналдыру қажет, яғни.

$$\bar{F}^{IH} = 0, \quad M_0^{IH} = 0$$

Егер механизм үшін қандай да бір тәсілмен дәл теңестіру шарттарын орындауға қол жеткізілсе, онда бұл жағдайлар кіру буынының қозғалысының кез келген Заңы кезінде сақталады және демек механизмнің теңдестірілуі (статикалық және динамикалық) механизмнің ажырамас сапасына айналады. Механизмнің жуықталған теңдеуін нақты есепті шешу кезінде кейбір екінші дәрежелі шарттармен елемеуге болатын дәлге жақындау ретінде қарастыруға болады. [1]

## 1.2 Иіктіректі механизмдерді статикалық теңдестіру әдістері

Бұл ретте статикалық теңестіру әдістері алғаш рет академик И. И. Артоболовскийдің еңбектерінде жүйелендірілген. Гильберт еркіндіктің нөлдік дәрежесімен кинематикалық тізбектерді қосу әдісін дамыта отырып, теңдестіруші пантографтың қосылуының жалпы әдісін әзірледі, ол барлық механизмнің массасының орталығын қозғалмайтын нүктеге келтіруге мүмкіндік береді. Ал ұқсастық әдісі в. А. Щепетильниковтың жұмысында симметриялы емес механизмдер жағдайына дамыды. Ноль-векторлар әдісі, атап айтқанда симметриялық тетіктерді қосу әдісі де өнімді болды. Бұл әдістердің жалпы кемшілігі механизмнің сұлбасын күрделендіріп, буындардың санын көбейту болып табылады.

1972 жылы Теппер мен Лоуэн Беркоф пен Лоуэн сызықтық-тәуелсіз векторлар әдісін алып, оны қозғалудың бір дәрежесі бар кез келген жазық механизмдерге таратады. Контурлық теорема дәлелденді: "инерция күші буындары топтарының осьтік симметриясыз жазық механизмде массаларды

ішкі қайта бөлу арқылы кез келген буыннан тірекке дейін тек айналмалы жұптардан тұратын контурлар болған кезде ғана толық теңестірілуі мүмкін". 1979 жылдан бастап. Вaгсі , қосымша буындарды "қосалқы теңестіруші контурлар" түрінде енгізу массалардың ішкі қайта бөлінуі есебінен теңестіруге келмейтін механизмдер үшін жағдайды орындауға қол жеткізді.

Өйткені толық теңгерімді механизмдері, әдетте, үлкен қарсы салмақ орнату талап етіледі немесе өнімділігі күрделі (многозвенными), ол практикада жиі пайдаланылады және жуықтау әдістері статикалық теңгеру. Мәселен, өткен жүзжылдықтың отызыншы жылдарының соңында қисық-сырғымалы механизмдердегі (бу машиналары, компрессорлар, Іштен жану қозғалтқыштары, ауыл шаруашылығы машиналары және т.б.) теңдестірудің көптеген мәселелері табысты шешілді. Бұл ретте массаларды алмастыру және буындардың Инерция күштерін құрауыштарға ыдырату әдістері пайдаланылды, ал қисықшиптің айналуы тұрақты бұрыштық қарттылықпен орын алады деп болжалды. Теңдеуге айналшақ бір қарсы салмақты орнату арқылы жетті, бұл тәжірибе үшін қолайлы қарапайым құрылым береді. Мәні бойынша мұндай тепе-теңдік тек бір құрамдас бөліктің азаюына әкеледі , сонымен бірге оның екінші құраушысы артады.

Профессор И. А. Щепетильниковтың "басты түзету массасының" көмегімен жазық механизмдерді теңдестіру тәсілін ұсынды. [2]

### **1.3 Тегіс иіктіректі механизмдер мен механизмдерді жоғары кинематикалық буынмен теңгерудің жалпы әдістері**

Әр түрлі құрылымдағы жазық механизмдерді теңдестірудің толық шолуы мен негізгі идеялары жұмыста берілген . Мысалы, жұмыстарда алғаш рет симметриялы емес буындары бар әртүрлі кластағы топсалы, топсалы-тісті және иіктіректі механизмдердің статикалық және динамикалық тепе-теңдеуінің жаңа әдістері негізделген.

Симметриялы емес буындары бар механизмдердің техникада үлкен қолданылуы белгілі, бірақ осыған қарамастан, олардың теңдестіру есептері соңғы уақытқа дейін шешілмеген. Бұл жағдай көптеген жағдайларда әртүрлі машиналардың жоғары дірілінің, олардың ресурсының төмендеуінің себебі, сондай-ақ өнімділікті арттыру үшін кедергі болды .

Осы міндеттерді шешу кезінде "нүктелік масса", "буынның басты нүктесі" және "басты нүкте векторы" ұғымдарына негізделген буындардың негізгі нүктелерінің массалары мен векторларын алмастыратын әдістер қолданылды. Бұл әдістер топсалы, тісті-топсалы және жұдырықшалы механизмдерде теңдестірілмеген күштердің басты векторын дәл теңдестіруге және иіктіректі механизмдер үшін бірдей міндетті жақын шешуге мүмкіндік береді.

Жұмыс барысында поршеньді машиналарда теңдестірілмеген күштерді талдау және оларды теңестіру қарастырылған. Бұл міндет механизмдер мен

машиналар теориясында классикалық болды және Іштен жану қозғалтқыштарын, поршеньді компрессорларды, сорғыларды және басқа да машиналарды дамыту үшін принципті маңызы бар.

Жұмыста көмекші векторлар әдісімен бірдей және біркелкі емес шатунды-поршеньді топтармен көпцилиндрлі машиналарда теңдестірілмеген күштерді талдау бойынша көптеген есептер шешілді және поршеньді машиналардың иінді біліктері технологиялық төлкемен немесе оларсыз теңгерілуі тиіс шарттар қарастырылды.

Қазіргі уақытта симметриялы буындары бар механизмдерді теңдестіру өте маңызды болып табылады, өйткені бұл механизмдер халық шаруашылығының әртүрлі салаларында кеңінен қолданылады. Мысал ретінде астық тазалау машиналарының електеу стандартының механизмдерін, тоқу станоктары мен тігін машиналарының механизмдерін, поршеньді машиналарды және т.б. көрсетуге болады. Мұндай тетіктер "нүктелік масса", "басты нүкте нүктесі" және "басты нүкте векторы" дәстүрлі ұғымдарына негізделген белгілі классикалық әдістермен теңестірілмейді.

Жұмыста симметриялы емес буындары бар екінші кластағы тұйық топсалы кинематикалық тізбектің статикалық теңдеуін шешу жалпы түрде қарастырылды және симметриялы емес буындары бар күрделі кинематикалық тізбектерді теңдеудің қиын есептері қарастырылады. Оларды шешу үшін тағы бірқатар жаңа ұғымдар енгізілді: "Нөлдік буын", "жеңіл буын" және "функционалдық тізбек".

Жұмыстарында механизмдердің динамикалық тепе-теңдігі қарастырылды. Бұл міндетті нақты шешуді жүзеге асыру үлкен сындарлы қиындықтарды қарсы алады. Алайда, басты вектордың теңдестірілуі және теңдестірілмеген күштің басты моментінің тек бірінші гармоникасының ғана қарапайым конструктивтік құрылғыға жетеді.

Негізгі вектордың бірінші гармоникаларының орталық және дезаксиалды қисық-ползунды механизмдерінде және теңдесі жоқ күштің басты мезетінде теңдестіру есептері шешілді. Мұндай механизмдердің теңдестіру әдісі көп жағдайларда тиімді болуы мүмкін, әсіресе оны іске асыру қарапайым конструктивтік құрылғының көмегімен қол жеткізіледі.

Жұмыста көп цилиндрлі машиналарды теңдестіру, теңгеру станоктарында механизмдерді динамикалық теңдестіру, кардан берілістерді теңдестіру, Тоқыма машиналарының механизмдерін теңдестіру есептері және т. б. қарастырылады.

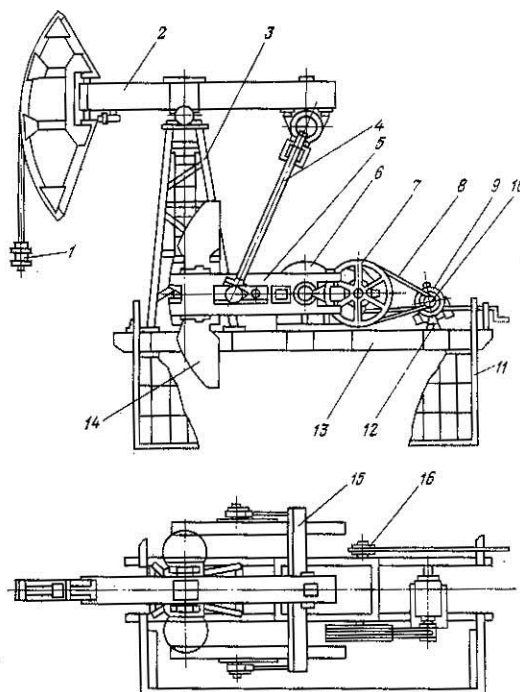
Жұмыста бар зерттеулердің келесі кемшіліктері көрсетіледі. Біріншіден, механизмдердің толық теңдеуі екі кезеңде орындалады: басында – статикалық теңдеуі, содан кейін динамикалық (жылдам). Бұл әр кезеңде қолданылатын теңдестіру критерийлерін бір кешенді критерийге біріктіре алмауына байланысты. Нәтижесінде алынған шешім оңтайлы болып табылмайды: дәл теңдеуді орындағаннан кейін лезде теңдестіру тек бірінші гармоника үшін орындалады. Екіншіден, қосымша буындарды қосу конструкцияны

күрделендіреді, жалпы салмақты арттырады. Үшіншіден, механизмдердің құрамына теңдестіретін буындарды енгізу көбінесе жоғары кинематикалық буды (тісті, жұдырықшалы және т.б.) пайдалана отырып жүргізіледі. Белгілі болғандай, бұл механизмнің пайдалану сипаттамаларын төмендетеді, атап айтқанда, механизмнің тоқтаусыз жұмыс істеу уақытын азайтуға әкеледі.

Бұл кемшіліктерді жою жуықтап теңестіру үшін оңтайландырылған әдістерді пайдаланумен байланысты.

Қазіргі таңда механикалық әсердің теңдестірілген жеке жетектері бар мұнай өндірудің штангалық тереңдік осьтік тәсілі бүкіл әлемде ең кең тараған болып табылады, ал біздің елде бұл әрекет етуші ұңғымалар қорынан 100000 еселік жуық құрайды. Қазақстанның кен орындарында тәулік сайын осындай қондырғыларды пайдаланатын Ұңғымаларды жер асты және күрделі жөндеуден қабылдап-тапсыру жүргізіледі. Мұнайдың өзіндік құнын төмендету мәселесі өте өзекті. Жетек механизміне қойылатын негізгі талаптар: сенімді қарапайым конструкция, жұмыстың автономдылығы, жұмыс және дайындау кезіндегі шағын энергия шығындары, жөндеу жарамдылығы және т. б.

Осы және басқа зерттеулерді талдау проблеманың жай-күйін жоғарыда келтірілген талдауда көрсетілген СК дәстүрлі пайдаланылатын конструкциясының негізгі кемшіліктерін анықтауға мүмкіндік берді (1.1 – сурет).



1.1 – сурет - СКД типті станок-тербелме: 1- штоктың сағалық аспасы; 2 – тіректі теңгергіш; 3 – тіреу; 4 – шатун; 5 – қисықты тип; 6 – редуктор; 7 – шкив жетекті; 8 – белбеу; 9 – электрқозғалтқыш; 10 – шкив жетекші; 11 – қоршау; 12 – плита бұрылатын; 13 – рама; 14 – қарсы салмақ; 15 - траверс; 16 - тежегіш

Әртүрлі елдерде шығарылатын тербеліс станоктары бірдей конструктивтік схемада: геометриялық өлшемдермен, жетек (қозғалтқыш) қуатымен, теңдестіру схемасымен, конструкцияны бекіту элементтерімен, механикаландыру және автоматтандыру деңгейімен, жөндеу жарамдылығымен ерекшеленеді - және осы айырмашылықтардың негізінде әртүрлі патенттердің үлкен саны бар.

Механикалық әрекеттің (СК) теңгерімдік жеке жетектері плунжердің қайтарымды-үдемелі қозғалысы, сондай-ақ сору режимінің параметрлерін (жүріс ұзындығы мен жүріс санын) өзгерту жолымен іске қосу, тоқтату және өнімділікті реттеу үшін пайдаланылады. Конструкциялық қарапайымдылықтың, материалдарды дайындауда қолданылатын арзандықтың және қызмет көрсетудің қарапайымдылығының арқасында дәстүрлі СК төрт звенолы механизмдердің беріліс (қисық тәрізді-коромыслы) негізінде салынды. Мұнай өндірудің өзіндік құнын төмендетудің өткір қажеттілігі жағдайында, энергия ресурстарын өндіру процесінде тұтынылатын қымбат бағамен дәстүрлі тетіктердің негізгі кемшіліктері айқын болды.

Осы және басқа зерттеулерді талдау проблеманың жай-күйін жоғарыда келтірілген талдауда көрсетілген СК дәстүрлі пайдаланылатын конструкциясының негізгі кемшіліктерін анықтауға мүмкіндік берді.

Механикалық әрекеттің (СК) теңгерімдік жеке жетектері плунжердің қайтарымды-үдемелі қозғалысы, сондай-ақ сору режимінің параметрлерін (жүріс ұзындығы мен жүріс санын) өзгерту жолымен іске қосу, тоқтату және өнімділікті реттеу үшін пайдаланылады. Конструкциялық қарапайымдылықтың, материалдарды дайындауда қолданылатын арзандықтың және қызмет көрсетудің қарапайымдылығының арқасында дәстүрлі СК төрт звенолы механизмдердің беріліс (қисық тәрізді-коромыслы) негізінде салынды. Мұнай өндірудің өзіндік құнын төмендетудің өткір қажеттілігі жағдайында, энергия ресурстарын өндіру процесінде тұтынылатын қымбат бағамен дәстүрлі тетіктердің негізгі кемшіліктері айқын болды. [3]

## 2 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің кинематикалық анализі мен нәтижелері және кинетостатикалық анализі мен нәтижелері

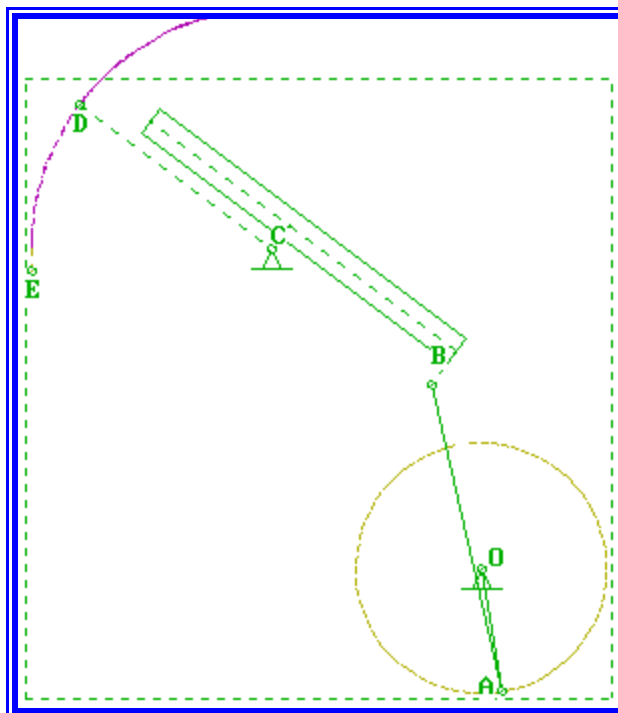
### 2.1 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің кинематикалық анализі мен нәтижелері

Екі жақты теңгергіші бар тары түрлендіргіш механизмінің кинематикалық схемас қисық тәрізді-коромыслы топсалы-иінтіректі механизм, АВ шатуны және СВ теңгергіші бар. Балансирдің тербеліс қозғалысын DE иілгіш (арқанды) буынының көмегімен балансирдің басына қосылатын штангалар бағанасының қайтарымды-үдемелі қозғалысына түрлендіру үшін доға басы болады.

Ережелерді талдау. Осы механизмнің ABC Ассураның екі өткізгіштік тобын талдаудың орналасу жағдайын талдау үшін 'TRIAN' стандартты кіші бағдарламасы қолданылды.

Топсалардың абсолютті координаттары белгілі болып саналады  $C$  и  $A_i$ ,  $i=1, \dots, N$ , қисықшип бұрылуының берілген бұрыштарында  $\varphi_i = (\varphi_{OA})_i$ ,  $i=1, \dots, N$ , а сондай-ақ буындардың ұзындығы  $AB = l_{ш}$  және  $BC$ , соңғысы берілген өлшемдер арқылы анықталды  $k$ ,  $\varphi_6$ ,  $\varphi_B$ :  $BC = (k^2 + (\varphi_6 - \varphi_B)^2)^{1/2}$ . Кіші бағдарлама шығуында шатун мен балансирдің бұрыштық жағдайы, шарнирдің абсолюттік координаттары бар (2.1 – сурет).

Штангалар бағанасының ілу нүктесінің шеткі жағдайына сәйкес келетін қисықшиптің °төмен бұрылу бұрыштары сол кіші бағдарламаның көмегімен анықталды. [4]



2.1 – сурет –TRAIN бағдарламасында топсалардың орналасу жағдайы

Төменде бізді қызықтыратын барлық нүктелердің абсолюттік координаттары анықталады: топсалар, күш қолдану нүктелері (буындар мен элементтер массаларының орталықтары)

Қисықшип А шарнир координаттары

$$X_A = X_O + OA \cos \varphi_1, \quad Y_A = Y_O + OA \sin \varphi_1,$$

В нүктесінің  $X_B$ ,  $Y_B$  координаттары

$$X_B = X_A + AB \cos \varphi_2, \quad Y_B = Y_A + AB \sin \varphi_2,$$

$\varphi_2$  бұрышы мына өрнекпен анықталады,

$$\varphi_2 = \arctg \left[ \frac{X_A - X_C}{Y_A - Y_C} \right] + \arccos \left[ \frac{l_{AB}^2 + S_i^2 - l_{AB}^2}{2l_{AB} \cdot S_i} \right],$$

$$\text{мұндағы, } S_i = \sqrt{(X_A - X_C)^2 + (Y_A - Y_C)^2}$$

Траверсаның масса орталығының координаттары

$$\begin{cases} X_{Trav} = X_B + \frac{BT(X_A - X_B)}{AB} \\ Y_{Trav} = Y_B + \frac{BT(Y_A - Y_B)}{AB} \end{cases}$$

$$X_{C_0} = X_C + y_{C_{лок}} \sin \varphi_3, \quad Y_{C_0} = Y_C - y_{C_{лок}} \cos \varphi_3,$$

Мұндағы,  $y_{C_{лок}}$  - локалдық координата,

$$\varphi_3 = \arctg \left[ \frac{Y_B - Y_C}{X_B - X_C} \right]$$

$$X_B = X_A + AB \cos \varphi_2, \quad Y_B = Y_A + AB \sin \varphi_2$$

Балансир мен қайырмалы бастиектің қосылу орнының координаттары

$$X_B = X_A + AB \cos \varphi_2, \quad Y_B = Y_A + AB \sin \varphi_2$$

$$\begin{cases} X_D = X_{C_0} + x_{D_{лок}} \cos \varphi_3 - y_{D_{лок}} \sin \varphi_3 \\ Y_D = Y_{C_0} + x_{D_{лок}} \sin \varphi_3 + y_{D_{лок}} \cos \varphi_3 \end{cases}$$



Балансирдің доға басы массасының орталығының координаттары

$$\begin{cases} X_{head} = X_{C_0} + x_{H_{лок}} \cos \varphi_3 - y_{H_{лок}} \sin \varphi_3 \\ Y_{head} = Y_{C_0} + x_{H_{лок}} \sin \varphi_3 + y_{H_{лок}} \cos \varphi_3 \end{cases}$$

Балансир массасының ортасының координаттары (басы және траверсы жоқ)

$$\begin{cases} X_{S_3} = X_{C_0} + x_{3_{лок}} \cos \varphi_3 - y_{3_{лок}} \sin \varphi_3 \\ Y_{S_3} = Y_{C_0} + x_{3_{лок}} \sin \varphi_3 + y_{3_{лок}} \cos \varphi_3 \end{cases}$$

Штангалар бағанасының ілу нүктесінің координаттары

$$X_E = X_{E_0}, \quad Y_E = Y_{E_0} - CD * \varphi_3$$

Орын ауыстыруларды талдау (механизмнің белгілі жағдайларында топсалардың жылдамдықтары мен үдеулерін анықтау) 'TRILV02' жылдамдықтарын және 'TRILA02' қосжолақты топ пен 'TRIVEL02' және 'TRIACC02' базистік буындарын талдаудың кіші бағдарламаларын қолдану арқылы жүргізілді .

$\varphi_1$  жалпылама координатасы арқылы дифференциалдап келесі теңдеуді аламыз, (22),

$$\varphi_3' = \frac{l_1(-X_2 \sin \varphi_1 + Y_2 \cos \varphi_1)}{l_3(-X_2 \sin \varphi_3 + Y_2 \cos \varphi_3)}$$

Координаттық осьтерге А топсасының жылдамдығын проекциялау

$$V_A^X = -\omega_1(X_A - X_O), \quad V_A^Y = \omega_1(Y_A - Y_O)$$

Айналшақ орталығы жылдамдығының проекциялары

$$V_{S1}^X = -\omega_1(X_{S1} - X_O), \quad V_{S1}^Y = \omega_1(Y_{S1} - Y_O)$$

Қарсы салмақ орналасу нүктесінің жылдамдығының проекциялары

$$V_{St}^X = -\omega_1(X_{St} - X_O), \quad V_{St}^Y = \omega_1(Y_{St} - Y_O)$$

Проекциялардағы бұлғақтың жылдамдығы

$$V_B^X = -\omega_3(X_B - X_C), \quad V_B^Y = \omega_3(Y_B - Y_C)$$

Траверс масса орталығының жылдамдығы

$$V_{Trav}^X = V_B^X + l_{CT} \frac{(V_A^X - V_B^X)}{s_2}, \quad V_{Trav}^Y = V_B^Y + l_{CT} \frac{(V_A^Y - V_B^Y)}{s_2}.$$

Шатун массасының жылдамдығы

$$V_{S2}^X = \frac{V_B^X + V_{AB}^X}{2}, \quad V_{S2}^Y = \frac{V_B^Y + V_{AB}^Y}{2}.$$

Балансир массасының және доғалық бастиектің массасының орталығының жылдамдығы

$$V_{S3}^X = -\omega_3(X_{S3} - X_C), \quad V_{S3}^Y = \omega_3(Y_{S3} - Y_C),$$

$$V_G^X = -\omega_3(X_G - X_C), \quad V_G^Y = \omega_3(Y_G - Y_C).$$

Штангалар бағанасын ілу нүктесінің жылдамдығы

$$V_K^X = -\omega_3(X_K - X_C), \quad V_K^Y = \omega_3(Y_K - Y_C),$$

$$V_E^X = 0, \quad V_E^Y = \omega_3(Y_E - Y_C).$$

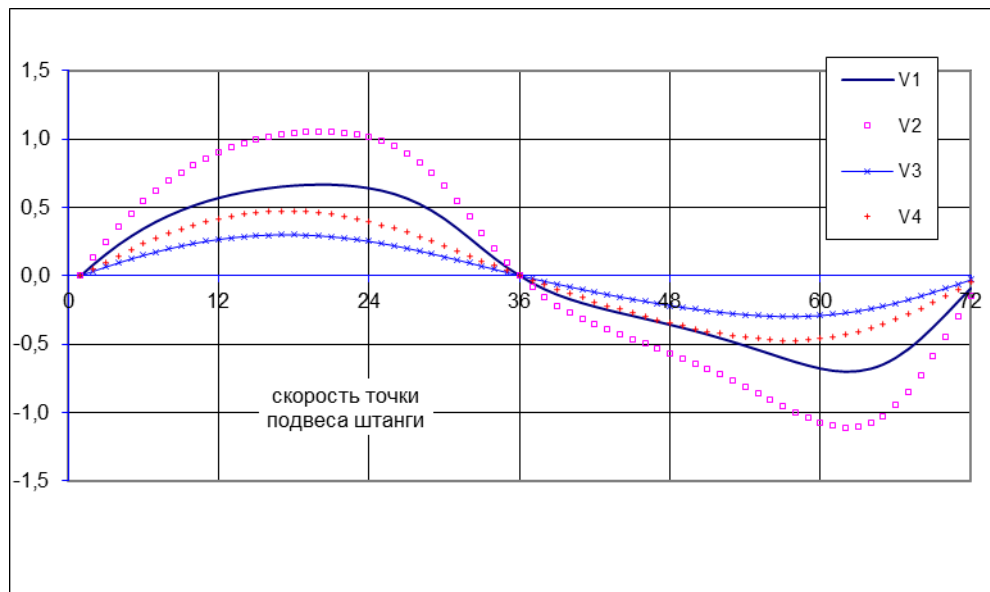
Кинематиканы зерттеу нәтижелері суреттерде (2.2-2.4 – сурет) көрсетілген.

1 – n=4,3 айн/мин, r=1,195 м.

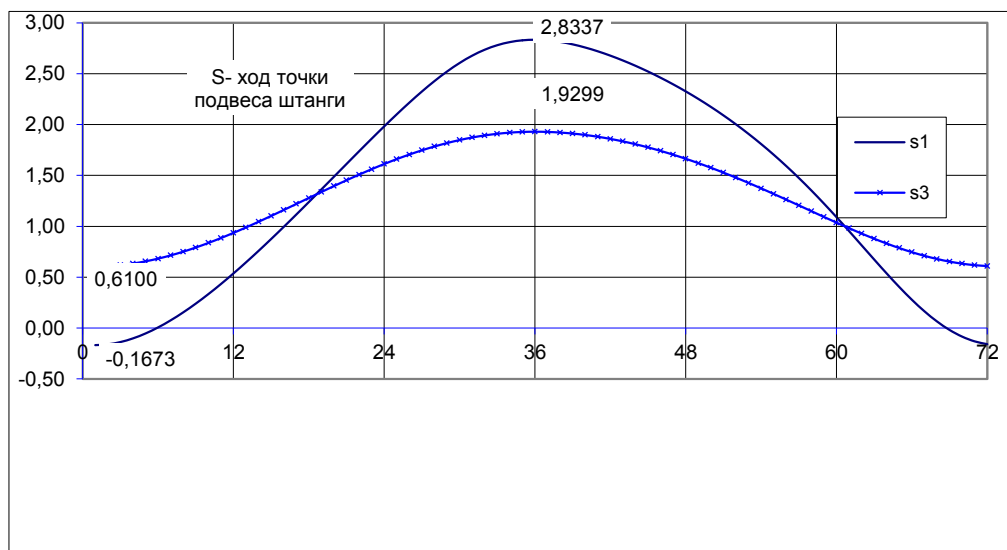
2 – n=6,8 айн/мин, r=1,195 м.

3 – n=4,3 айн/мин, r=0,570 м.

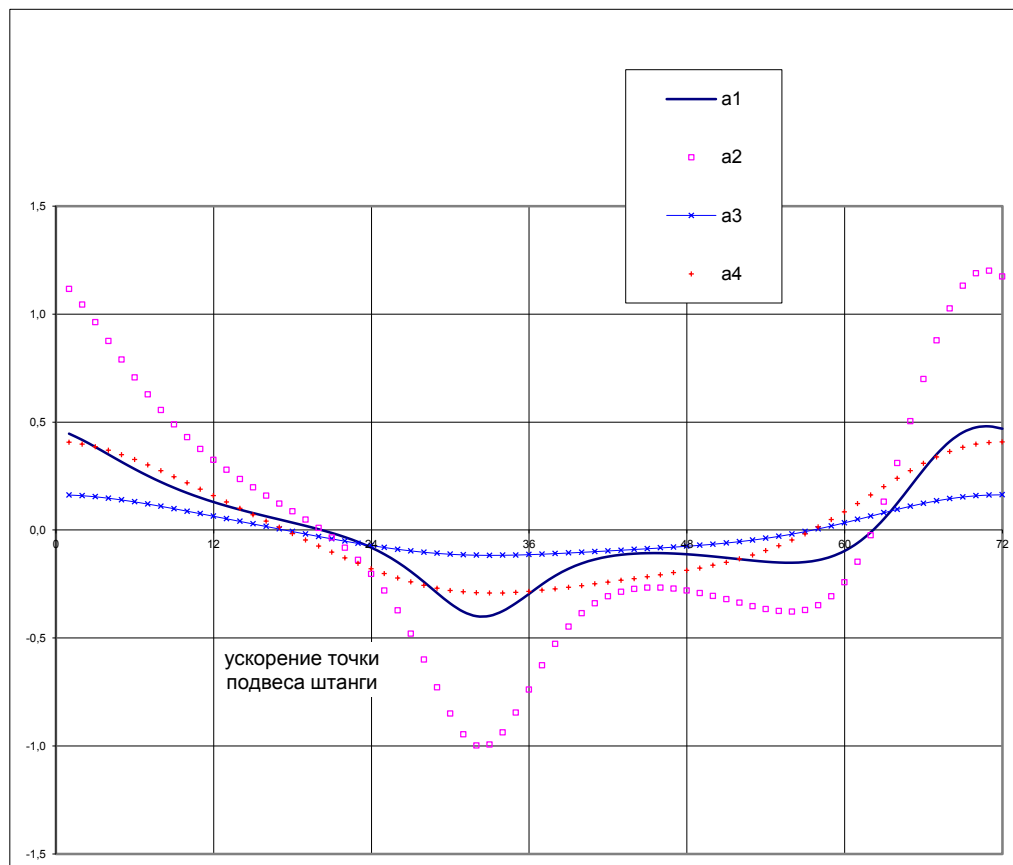
4 – n=6,8 айн/мин, r=0,570 м.



2.2 – сурет - s(a) жүрген жолының айналшақтағы бір айналым кезіндегі графикалық өзгерісі



2.3 – сурет -  $v$  (б) жылдамдығының айналшақтағы бір айналым кезіндегі графикалық өзгерісі



2.4 – сурет  $a$  (в) үдеуінің нүтелерінің айналшақтағы бір айналым кезіндегі графикалық өзгерісі

## 2.2 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің кинестатикалық анализі мен нәтижелері

Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмі параллель жазықтықта қозғалатын екі айналшақ пен екі бұлғақтан тұрады, сондықтан олардың массаларын екі еселеп алып, кинестатикалық және кинематикалық анализ жасағанда жазық төрт звенолы механизм ретінде қарастырамыз.

Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизміне келесі ауырлық күштері әсер етеді (2.5 – сурет)..

$G_{кр}$  – айналшақ массасы (екі еселенуі тиіс);

$G_{21} = 2 G_{ниш}$ , где  $G_{ниш}$  – бұлғақтың төменгі маңдайшасының массасы;

$G_{22} = 2 G_{ш}$ , где  $G_{ш}$  бұлғақ массасы;

$G_{23} = G_{виш}$  – траверса массалары;

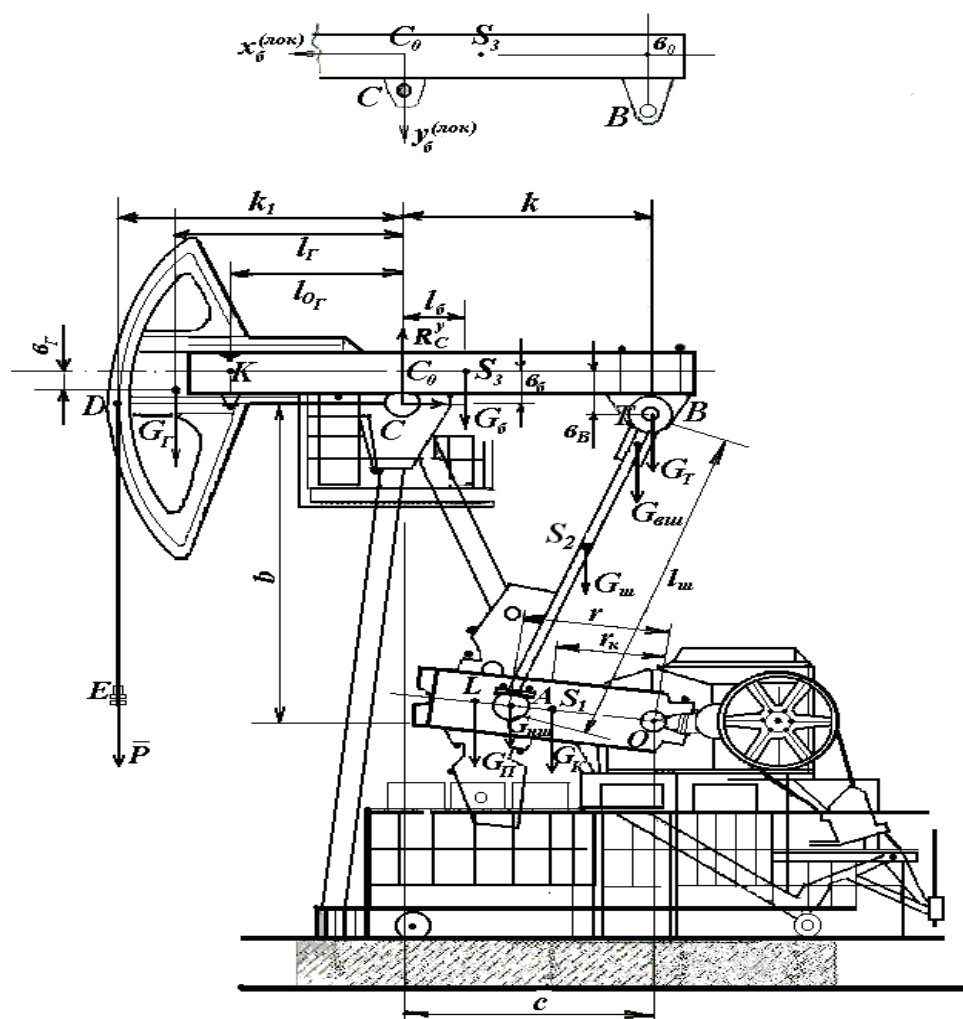
$G_{31} = G_T$  – балансирдегі траверса тіреуіштерінің массасы;

$G_{32} = G_6$  – балансирдің массасы;

$G_{33} = G_Г$  – балансирдің маңдайшасының массасы;

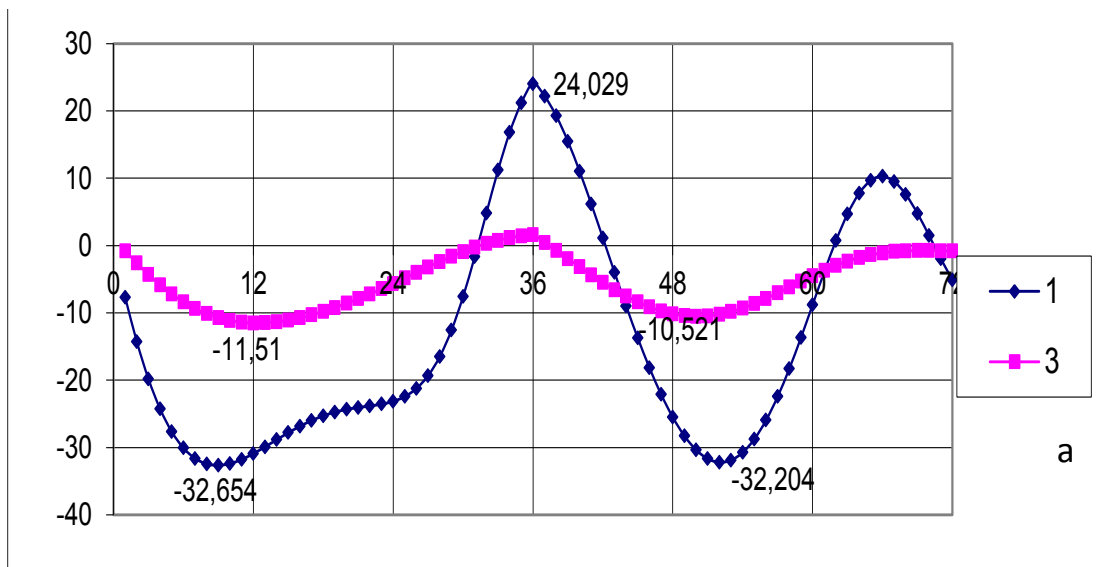
$G_Q$  – сұйықтықтың массасы;

$G_{II}$  – қарсы салмақтың массасы. [5]



2.5 – сурет - ШПҚ түрлендіруші механизмі

Айналшақтың күш анализіне көшеміз. Кривошипке  $\vec{R}_{21}$  күші әсер етеді,  $\vec{F}_{12} = \vec{G}_K - m_K \vec{a}_{S1}$ ,  $\vec{F}_{13} = \vec{G}_L - m_L \vec{a}_L$ ,  $\vec{F}_{14} = \vec{G}_{Red}$  және А, S<sub>1</sub>, L нүктелерінде. «LEADL\_FA» қолданып  $\vec{M}_{yp}$ ,  $R_{01}^x$ ,  $R_{01}^y$  мәндерін табамыз. Кинетостатикалық анализ нәтижелері келесі суреттерде көрсетілген (2.6-2.7 – сурет).



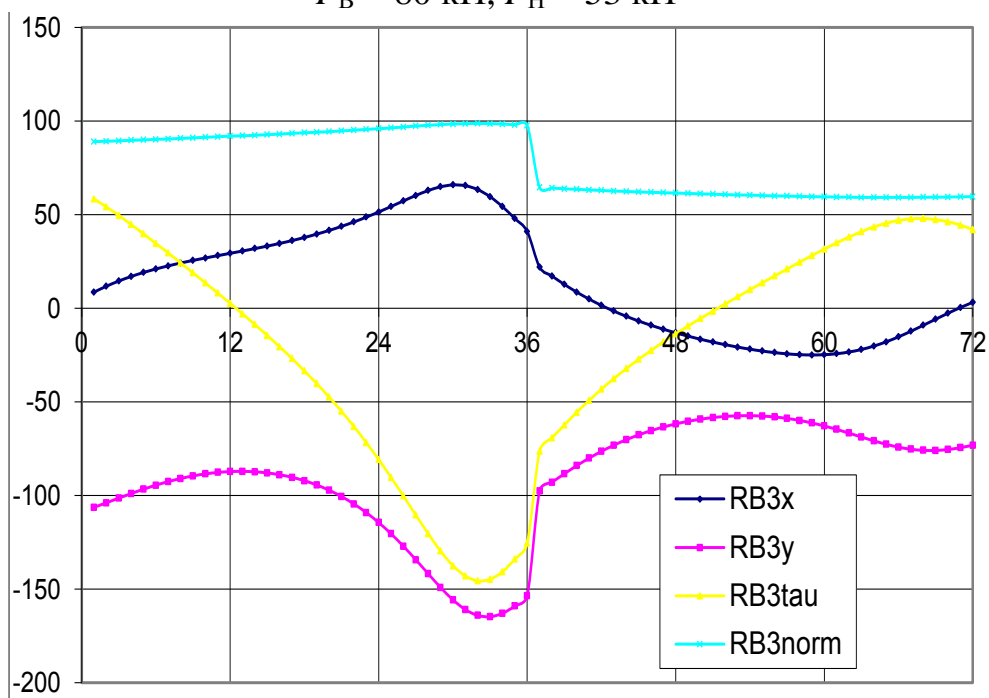
2.6 – сурет – Айналу моментінің өзгерісі(кНм)

1 – n=4.3 айн/мин, r=1,195 м.

3 – n=6,8 айн/мин, r=0,570 м.

$P_B = 80$  кН,  $P_H = 53$  кН

6

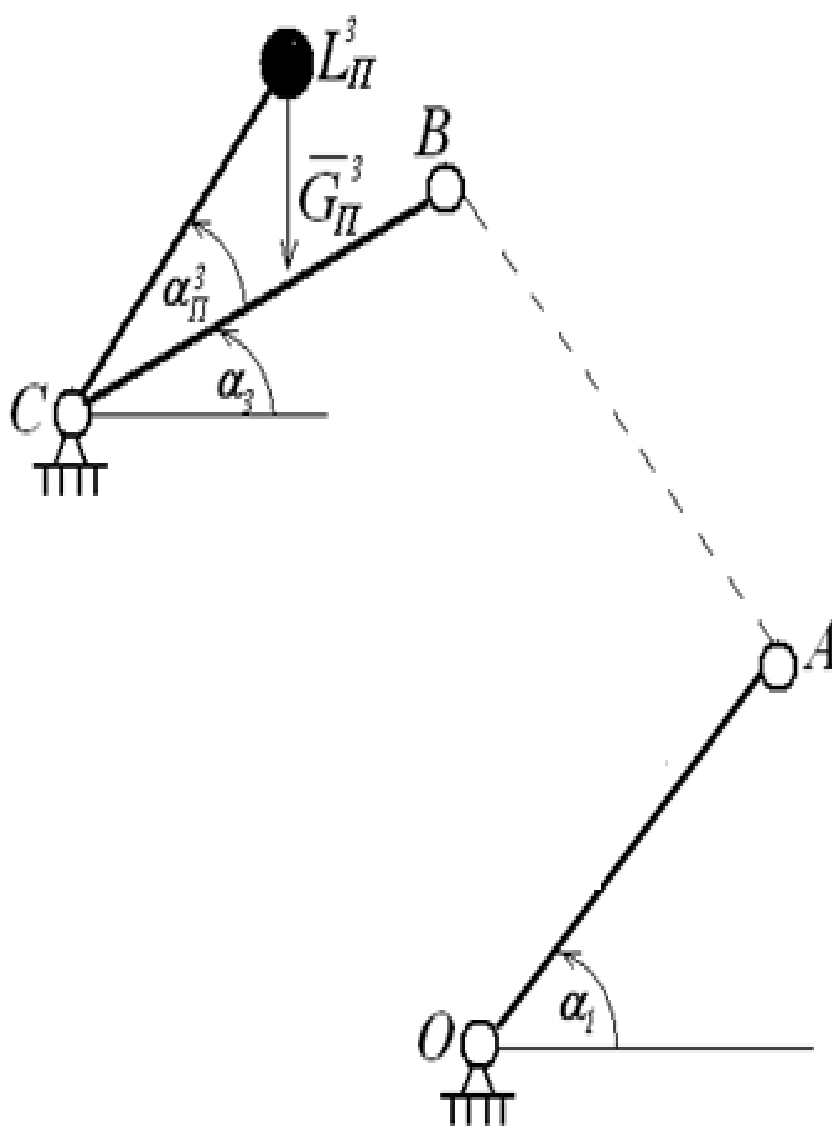


2.7 – сурет – n=6,8 об/мин; r=1,195 м;  $P_B=80$  кН;  $P_H = 53$  кН берілгендері бойынша с балансирінде және в траверсадағы күш реакцияларының өзгерісі.

### 3 Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмнің балансирлі теңгеру есебінің аналитикалық тәсілі

Бұл жерде қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм ретінде механизмнің кинематикалық сызбасын қарастырамыз, себебі бұлғақ механизм схемасында траверса арқылы қосылған. Теңдестіруші теңдестіру кезінде, тербелмелі білдектің түрлендіргіш механизмнің оңтайлы динамикалық теңдестіру есебінің аналитикалық шешімін табуға тырысамыз. Мүмкін орын ауыстыру принципін не үшін қолданамыз. Алынған өрнектен  $M_i$  тауып, оны қуаттың қалған мәндері арқылы белгілейміз:  $M$  айналмалы сәттің орташа квадраттық мәнінің минимумынан аналитикалық шешім аламыз.

Түйінді сөздер: түрлендіргіш механизм, қисық, шатун, балансир, штангалық сорғы қондырғысы, теңдеуші момент (3.1 – сурет).



3.1 – сурет – Балансирға қосымша жүктеме қосу

Штангалық сорғы қондырғыларының (ШСК) қарастырылатын түрлендіргіш тетігінде (екінші түрдегі рычагты білдіретін теңгергіші бар кинематикалық схема) ұңғыманың сағалық тығыздамасында жүктеме және буындар мен жүктердің ауырлық күші әрекет етеді.

Кері салмақ қисық түрінде емес, балансирде орналасқанда түрлендіргіш механизмнің (ШПК) теңгерімдік теңдеуін қарастырайық. Оңтайлы динамикалық тепе-теңдеу есебін жалпы түрде шешу қажет. Есептің аналитикалық шешімін табуға тырысамыз. Сонымен қатар теңгерімге қарсы салмақ бұрышқа ығыстырылды деп есептейміз.

Бастапқы өрнек түрінде жазылған мүмкін орын ауыстыру принципі

$$\begin{aligned} \bar{G}_{кр} \bar{V}_{S_{S_{1_i}}} + \bar{G}_{21} \bar{V}_{A_i} + \bar{G}_{22} \bar{V}_{S_{2_i}} + \bar{G}_{23} \bar{V}_{T_i} + \bar{G}_{31} \bar{V}_{B_i} + \bar{G}_{32} \bar{V}_{S_{3_i}} + \bar{G}_\Gamma \bar{V}_{\Gamma_i} + \bar{G}_\Pi^3 \bar{V}_\Pi^3 \\ + \bar{G}_{Q_i} \bar{V}_{Q_i} + M_i \omega_{OA} = 0, \quad i = 1, \dots, N \end{aligned}$$

Қисық және балансир көрсетілген, аралық буындар пунктирмен көрсетілген.

Сонда тиісті қосылым үшін бізде

$$\begin{aligned} \bar{G}_\Pi^3 \bar{V}_\Pi^3 = -\omega_{3_i} G_\Pi^3 l_\Pi^3 \cos(\varphi_{CB_i} + \alpha_\Pi^3) = -\omega_{3_i} G_\Pi^3 l_\Pi^3 \cos \alpha_\Pi^3 \cos \varphi_{CB_i} + \\ \omega_{3_i} G_\Pi^3 l_\Pi^3 \sin \alpha_\Pi^3 \sin \varphi_{CB_i} \end{aligned}$$

Айнымалылар қосамыз:

$$x_1 = G_\Pi^3 l_\Pi^3 \cos \alpha_\Pi^3$$

$$x_2 = G_\Pi^3 l_\Pi^3 \sin \alpha_\Pi^3$$

Сонда өрнек (1) келесідей

$$\begin{aligned} \bar{G}_{кр} \bar{V}_{S_{S_{1_i}}} + \bar{G}_{21} \bar{V}_{A_i} + \bar{G}_{22} \bar{V}_{S_{2_i}} + \bar{G}_{23} \bar{V}_{T_i} + \bar{G}_{31} \bar{V}_{B_i} + \bar{G}_{32} \bar{V}_{S_{3_i}} + \bar{G}_\Gamma \bar{V}_{\Gamma_i} - x_1 \omega_{3_i} \cos \varphi_{CB_i} - x_2 \omega_{3_i} \sin \varphi_{CB_i} \\ + \bar{G}_{Q_i} \bar{V}_{Q_i} + M_i \omega_{OA} = 0, \quad i = 1, \dots, N \end{aligned}$$

Белгілерді қосамыз:

$$c_i^* = \frac{\omega_{3_i}}{\omega_{OA}} \cos \varphi_{CB_i}, \quad s_i^* = \frac{\omega_{3_i}}{\omega_{OA}} \sin \varphi_{CB_i}, \quad b_i = -\frac{1}{\omega_{OA}} \cdot \sum \bar{F}_i \cdot \bar{V}_i.$$

Өрнегін, енгізілген айнымалы және механизмнің әрбір  $i$ -ші жағдайы үшін белгілеулерді ескере отырып,  $i=1, \dots, n$  қайта жазамыз.

$$M_i = b_i + x_1 \cdot c_i^* - x_2 \cdot s_i^*,$$

Біз айналу моментінің орташа квадраттық мәнінің минимумына қол жеткізетін мәнді іздейміз.

$$S(x_1, x_2) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N M_i^2 \Rightarrow \min_{x_1, x_2}$$

Функцияның минимумының қажетті шарттарынан екі белгісіз теңдеуді аламыз

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N c_i^{*2} \cdot x_1 - \sum_{i=1}^N c_i^* \cdot s_i^* \cdot x_2 = -\sum_{i=1}^N c_i^* \cdot b_i \\ \sum_{i=1}^N s_i^* \cdot c_i^* \cdot x_1 - \sum_{i=1}^N s_i^{*2} \cdot x_2 = -\sum_{i=1}^N s_i^* \cdot b_i \end{cases}$$

Теңдеулер жүйесін белгілі сандық әдістермен шеше отырып, шешім аламыз. Есептің талдамалы шешімі

$$\bar{x} = A^{-1} \cdot \bar{b},$$

мұндағы,

$$A = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N c_i^{*2} & -\sum_{i=1}^N c_i^* \cdot s_i^* \\ \sum_{i=1}^N s_i^* \cdot c_i^* & \sum_{i=1}^N s_i^{*2} \end{bmatrix}, \bar{b} = \begin{bmatrix} -\sum_{i=1}^N c_i^* \\ -\sum_{i=1}^N s_i^* \end{bmatrix}, \bar{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}$$

Механизмнің жуықталған теңдеуін нақты есепті шешу кезінде кейбір екінші дәрежелі шарттармен елемеуге болатын дәлге жақындау ретінде қарастыруға болады. [6]



## ҚОРЫТЫНДЫ

Штангалы піспекті қондырғылардың түрлендіруші механизмінің балансирлі теңгеру есебін (1 – кесте) қарапайым айналшақты-бұлғақты механизм ретінде механизмнің кинематикалық сызбасын қарастырамыз, себебі бұлғақ механизм схемасында траверса арқылы қосылған. Теңдестіруші теңдестіру кезінде, тербелмелі білдектің түрлендіргіш механизмінің оңтайлы динамикалық теңдестіру есебінің аналитикалық шешімі мүмкін орын ауыстыру принципі арқылы шешілді.

Әртүрлі жүктелу және теңгерілу режимдеріндегі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинематикасы, кинетостатикасы, динамикалық теңгерілуі зерттелген және компьютерлік моделі жасалған. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің өздігінен теңгерілетін түрлендіруші механизмінің құрылымдық синтезі жасалған және артық байланыссыз кеңістіктегі III классты механизмдер арқылы құрылымдық шешімдері берілген.

1 – кесте – Штангалы піспекті қондырғының берілген алғашқы мәндері

Сору режимдері				Айналшақ білігіндегі максималды айналу моменті	Теңгерілу кезіндегі оптималды қарсы салмақ	Айналшақ осінен қарсы салмақ центріне дейінгі қашықтық
$P_{\text{верх}}$	$P_{\text{низ}}$	Бұрыштық жылдамдық	Айналшақ ұзындығы			
<i>кН</i>	<i>кН</i>	<i>айн/мин</i>	<i>мм</i>	<i>кН·м</i>	<i>кг</i>	<i>мм</i>
80	53	4,3	1195	32,6	4576	1371
80	53	6,8	570	11,5	1144	1201

Кері салмақ қисық түрінде емес, балансирде орналасқанда түрлендіргіш механизмнің теңгерімдік теңдеу деп қарастыра отырып, оңтайлы динамикалық тепе-теңдеу есебін жалпы түрде шешу арқылы берілген тапсырма шығарылды. Есептің аналитикалық шешімін табу кезінде теңгерімге қарсы салмақ бұрышқа ығыстырылды деп есептелінеді. Есептің жалпы шешімі кестеде (2 – кесте) көрсетілген.

2 – кесте – Есептеу кезінде алынған мәндер

$l_1=1,195 \text{ м}, l_2=2,16 \text{ м}, l_3=1,754 \text{ м}, \omega_1=-0,7 \text{ с}^{-1}, P_g/P_n=80/53 \text{ кН}$	
$M_{\text{max}}$ [кН·м]	14,200
$N_{\text{max}}$ [кВт]	9,94
$M_{\text{орта}}$ [кН·м]	7,789
$m_3^{\text{Груз}}$ [кг]	4000
$l_3^{\text{Груз}}$ [м]	2,048
$\alpha_3^{\text{Груз}}$ [градус]	4.3

## ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Бухаленко Е. И., Абдуллаев Ю. Г. Монтаж, обслуживание и ремонт нефтепромыслового оборудования. -М.: Недра, 2007.
- 2 Гусейнов М.А., Садыхова Д.М., Абилова Л.М. К вопросу уравнивания станков-качалок. Химическое и нефтяное машиностроение, 1977.
- 3 Зайцев Ю. В., Балакирев Ю. А. Технология и техника эксплуатации нефтяных и газовых скважин. М., Недра, 1986.
- 4 Аливердизаде К. С. Приводы штангового глубинного насоса, -М.: Недра, 2003.
- 5 С.М.Ибраев, Н.С.Иманбаева, Г.Айдашева. Аналитическое решение задачи балансного уравнивания преобразующего механизма ШНУ. Сатпаевское чтение, 2019.
- 6 Молчанов Г. В., Молчанов А. Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа, -М.: Недра, 2012.