

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ



СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ

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

Союз Ж. Ғ.

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

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы

Алматы 2019



СӘТБАЕВ
УНИВЕРСИТЕТІ

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



ҚОРҒАУҒА ЖІБЕРІЛДІ

Кафедра меңгерушісі

техн. ғыл. д-ры, профессор

А.Калтаев

2019 ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖҰМЫС

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

5B071200 – «Машина жасау» мамандығы бойынша

Орындаған

С. Мәс

Ж. Ф. Союз

Ғылыми жетекші

техн. ғыл. канд., асс.-проф.

Н.С. Иманбаева Н.С. Иманбаева

« ___ » _____ 2019ж



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

5B071200 – «Машина жасау»



БЕКІТІМІН

Кафедра меңгерушісі

Физ-мат ғыл. д-ры, профессор

А.Калтаев

11 2018ж.

Дипломдық жұмысты орындауға
ТАПСЫРМА

Білім алушы Союз Жалғас Ғаниұлы

Тақырыбы Штангалы піспекті қондырғының жетегінің түрлендіруші механизмiнiң кинетостатикасын зерттеу және құрамдас теңгерілудегі динамикалық синтез есебiнiң аналитикалық шешiмi

Университет басшысының 2018 жылғы «06» қараша №1252-Б – бұйрығымен бекітілген

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі 2019 жылғы «6» мамыр

Дипломдық жұмыстың бастапқы берілістері _____

Дипломдық жұмыста қарастырылатын мәселелер тізімі

а. Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Әдебиеттік-потенттік шолу

б. Негізгі бөлім

в. Штангалы насос қондырғылардың және оның элементтерін жобалаудың негізгі есептері

г. Штангалы насосы қондырғының түрлендіруші механизмін кинетостатикалық талдау

д. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң динамикалық синтез есебiнiң аналитикалық шешiмi

е. Жұмыстың қорытындысы

Сызба материалдар тізімі (міндетті сызбалар дәл көрсетілуі тиіс)

Сызбалық материалдар 15 слайдпен көрсетілген


Ұсынылатын негізгі әдебиет 14 атау

Дипломдық жұмысты дайындау

КЕСТЕСІ

Бөлімдер атауы, қарастырылатын мәселелер тізімі	Ғылыми жетекші мен кеңесшілерге көрсету мерзімдері	Ескерту
Кіріспе. Дипломдық жұмыстың тақырыбын таңдауға негіз. Әдебиеттік-потенттік шолу	2.02.19	
Негізгі бөлім	15.02.19	
Штангалы насос қондырғылардың және оның элементтерін жобалаудың негізгі есептері	09.02.2019	
Штангалы насосты қондырғының түрлендіруші механизмін кинестатикалық талдау	17.02.2019	
Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің динамикалық синтез есебінің аналитикалық шешімі	27.03.2019	
Жұмыстың қорытындысы	5.04.2019	

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., асоц. проф.	14.05.2019	

Ғылыми жетекші  Н.С. Иманбаева

Тапсырманы орындауға алған білім алушы  Ж. Ф. Союз

Күні “ 14 ” 05 2019 ж.

МАЗМҰНЫ

	Кіріспе	7
1	Штангалы насос қондырғылардың және оның элементтерін жобалаудың негізгі есептері	9
1.1	Штангалы насостардың бағаналарының жоғарғы нүктесіндегі қысымын есептеу	9
1.2	Қарапайым теориялық және жерасты насосының нақты жұмыс циклі және оның диаграммасы	11
1.3	Штангалық насос құрылғыны пайдалану көрсеткіштері	15
2	Штангалы насосты қондырғының кинетостатикалық талдауы	18
3	Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің динамикалық синтез есебінің аналитикалық шешімі	21
3.1	Түрлендіруші механизмінің құрамдас теңгеру есебінің аналитикалық шешімін алу	21
	Қорытынды	30
	Пайдаланылған әдебиеттер	32

АҢДАТПА

Берілген дипломдық жұмыста Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің құрамдас теңгерілу режиміндегі қарсы салмақтың массасымен қоятын нүктелері анықталды яғни динамикалық синтез есебінің аналитикалық жалпы шешімі табылды және сандық нәтижелері алынды. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін кинетостатикалық анализ есебін компьютерлік модельдеу және құрамдас теңгерілу режиміндегі қарсы салмақтың массасымен қоятын нүктелері анықталды.

Дипломдық жұмыста орындалған зерттеу нәтижелері мұнай өндірісінде ретінде кең таралған штангалы жетекті балансирлі піспек-қондырғыларының түрлендіруші механизмін жетілдіру және нәтижесінде құнын төмендету үшін пайдаланылады.

АННОТАЦИЯ

В данной дипломной работе определены точки, которые ставят массу противовесов в составном режиме балансирования преобразовательного механизма привода Штанговой поршневой установки, то есть найдено общее аналитическое решение задачи динамического синтеза и получены количественные результаты. Установлено компьютерное моделирование задачи кинетостатического анализа преобразовательного механизма привода штанговой поршневой установки и точки, которые устанавливают массу противовесов в комбинированном режиме балансирования.

Результаты исследований, выполненных в дипломной работе, используются для совершенствования и снижения стоимости модифицирующего механизма балансировых поршневых Шпек-установок, широко распространенных как в нефтяной промышленности.

ANNOTATION

In this thesis, the points that put a lot of counterweights in the composite mode of balancing the Converter mechanism of the Rod piston unit drive are determined, that is, a General analytical solution to the problem of dynamic synthesis is found and quantitative results are obtained. A computer simulation of the problem of kinetostatic analysis of the Converter mechanism of the rod piston unit drive and the points that set the mass of counterweights in the combined balancing mode is established.

The results of the research carried out in the thesis are used to improve and reduce the cost of the modifying mechanism of balancing piston peg-installations, widely used in the oil industry.

КІРІСПЕ

Республикамызда мұнайгаз өндірісінің дамуы ең маңызда салалардың бірі болып есептеледі.

Мұнай өндірудің механизмдендірілген әдісі ретінде штангалы жетекті балансирлі насос қондырғылары пайдаланады. Жетек ұңғымада орналасқан тығынжылды кері тарту үшін негізделген, штанга көмегімен қайтымды-ілгерілемелі қозғалыс жасайды. Бұл қондырғылар басқа жетектермен салыстырғанда сұлбасы қарапайым әрі тиімді, жөндеуге ыңғайлы конструкцияландырған.

Жұмыс істеп жатқан кәсіптік қондырғы құрылғылар роторлы теңестіру арқылы теңгерілген.

Штангалы жетекті балансирлі насос қондырғылары БАҚ «Маңғыстаумұнайгаз», БАҚ «Өзенмұнайгаз», БАҚ «Қаражанбасмұнай» көптен пайдаланылады.

Мұнай өндірудің өзіндік құнын төмендету, оны динамикалық теңгерудің тиімді жолдарын қарастыру мақсаты аса өзекті мәселелердің бірі саналады.

Тербелмелі – қондырғыда кері салмақ әсерімен теңестіру қарастырылған, ол оған электроқозғалтқыштың бүкіл циклінде қондырғының бірқалыпты жұмыс істеуін қамтамасыз етеді, электроқозғалтқыш жүйеден электр энергиясын штангалы сұйықтықпен көтерген кезде ғана емес, төмен түсіргенде де тұтынады. Бұл оған ПҚ-да электроқозғалтқышты мәнді аз шамалы қуатты пайдалануға теңестірілмеген кезде мүмкіндік береді.

Штангалы насос бағаналарының ілгішінің нүктесінің орын ауыстыру заңдылығының шамасына күш салуын айқындайды, ол штангалы насостарға және тербелме станоктарға әсер етеді. Қарсы салмақтың орналасуынан, оның массасы, дәрежесі ТС-ың мүлтіксіз теңестірілуі тәуелді. Сонымен қатар ол механизмнің кинематикалық мәліметтерге әсер етеді. СШНҚ-і оптималды жобалауда ғаламдық есеп типті көлемдерді бөлек жасау емес, сонымен бірге СШНҚ-ы жабдықтарының элементтерінің өлшемдерінің тобы, шығындардың ең аз кетуін қарастырады [1].

Осы есептерді шешу кезінде негізгі қиындықтар бар. Құрамдас теңестіру режимдерінің зерттелмегендігі, сондай-ақ тербелме-станоктың оптималды динамикалық теңестіру есептерінің аналитикалық шешімін табуда математикалық аппараттарының жоқтығы.

Зерттеу нысаны. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін кинетостатикалық зерттеу және құрамдас теңгерілуіндегі динамикалық синтез есебінің аналитикалық шешімін алу.

Зерттеу мақсаты. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін кинетостатикалық анализ есебін компьютерлік модельдеу және құрамдас теңгерілу режиміндегі қарсы салмақтың массасымен қоятын нүктелерін анықтау.

Зерттеудің мәселелері. Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің кинетостатикасын, құрамдас теңгерілу режимін зерттеу.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің оптимальды динамикалық синтез есебін комбинациялық теңгеру режимінде шешу.

Ғылыми жаңалығы.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін кинетостатикалық анализі жасалды.

Кинетостатикалық анализ есебінің компьютерлік моделі жасалды.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмінің құрамдас теңгерілу режиміндегі қарсы салмақтың массасымен қоятын нүктелері анықталды яғни динамикалық синтез есебінің аналитикалық жалпы шешімі табылды және сандық нәтижелері алынды.

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

1 Штангалы насос қондырғылардың және оның элементтерін жобалаудың негізгі есептері

Механизмделген мұнай өндіру тәсілдерінің ең көп көлемде тараған түрі саңылаулы штангалы насос қондырғылары (СШНҚ). Осыған себеп болған құрылымының қарапайымдылығы, жасап шығарғанда қолданылатын материалдардың арзан және көп мөлшерде болуы, жұмыс істеу кезінде жоғары сенімді және күй талғамайтындығы. СШНҚ барлық түрі өзіне үш бас өзара байланысты бөліктерді құрайды: тығынжылды насос, ол ұңғыманың түбінде орналасқан, штангалы насос бағаналары жетекке жалғастырылған, олар қайтымды -ілгерілмелі қозғалыстағы насостың қозғалмалы бөлігімен байланысады және осымен оны қозғалысқа келтіреді.

1.1 Штангалы насостардың бағаналарының жоғарғы нүктесіндегі қысымын есептеу

СШНҚ анализдері әдетте қойылған жұмыс режимдерінен: штангалы насос бағаналарындағы, құбырға және сұйықтың тіреуінде жақсы өрнектелген, бұл бізге математикалық моделін әлдеқайда қарапайым түрге келтіруге мүмкіндік береді, мұндай квадраттық шешім механикалық процестерде болып жатқан бас өзгешеліктерді ескере отырып, сонымен қатар кедергі күштерін және штангалы насостың бойында тербелісті ескеру.

Ең алдымен жоғарыда көрсетілген насосты құбырлардың бағаналарының серпімді және массаның тең таралғанын ескермеу, соңғы айтылған сөзді бір нүктеге түскен серпімді түрде әсер етуін ескеру. Осы секілді оңайлатылған математикалық әр жарты жүріс штангалардағы бойлық тербелістердің ашуын жорамалдайды; осы есептің негізінде штангалар ілгішінің нүктелеріндегі жүктеулерді формулалар жиынтығы түрінде анықтау, бұл эксперименталды мәліметтерді салыстыру жолымен шығару.

Барлық ұзындығы бойынша көлденең қимасы тұрақты домалақ сырық түріндегі штангалы насос бағаналары қабылданған. Әр түрлі штангалардың диаметрлерінен құрылған екі және үш сатылы бағаналардың орташа диаметрін мына формуламен анықтайды [2].

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

осы кезде құралған насосты штанганың бағаналарының массасы

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

(1) және (2)-і d_1, d_2, d_3 — ортаңғы және астыңғы бағананың сатысының штангасының үстінгі диаметрі. ($l_1 + l_2 + l_3 = 100$ %; екі сатылы бағана кезінде $l_3 = 0$); q_1, q_2, q_3 - d_1, d_2, d_3 диаметрлі штангалардың ұзындығының бір метрдегі орташа массасы; L —насосың ілгішінің тереңдігі.

Насосты құбырлардың бағаналарының ішінде штангалы насосты бағаналар орналасқан, ол өзімен тұрақты барлық ұзындығы бойынша өтуші тесігі және дененің көлденең қимасының ауданы бар цилиндрлік дене.

Сатылы бағана кезінде құбырдың орташа ауданы мына формуламен анықталады

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

НҚБ мен штангалардың арасындағы қиманың орташа ауданы

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

мұндағы: f_{1T}, f_{2T}, f_{3T} - сатылы бағананың құбырының денесінің көлденең қимасының ауданы, см²; F_1, F_2, F_3 - штанганың үстінгі мен НҚБ арасындағы өтуші қимасының ауданы.

(1) және (3)-і бойынша құрамдастырылған штангалы бағаналардың және құбырлардың диаметрлерін орташалаңдыру фактіге негізделген штангалы бағаналарды орташалаңдырған жүктеу астындағы серпімді созылған құбырлардың тендігін қамтамасыз етеді.

Төменгі құбырға саңлау насосының цилиндрі бекітілген, ал астыңғы штангаға – тығынжылды бекіткен.

Қос тығынжылды насостың диаметрі $d_H = 70$ мм аспайды.

Штангалы насосты бағананың үстінгі шетінде (ілгіш нүктесі) тербелмелі станогына жалғасқан, ол өзімен бұл нүктеге $S = f(t_u)$, заңдылығы арқылы тік түзу сызықтық қайтымды қозғалысты береді, мұндағы t_u – уақыт, сызықша уақыт, S —екі рет дифференциалданған цикл, t_u функциясы бойынша басынан саналады; осыған сәйкес штанганың ілгішінің нүктесінің орын ауыстыру жылдамдығы $v = dS/dt_u$, ал үдеуі $w = d^2S/dt_u^2$.

s, v, w функциялары $T_u = 2\pi/\omega$ периодымен периодталған, мұндағы ω механизмнің кривошиптің айналуының тұрақты бұрыштық жылдамдығы.

$$\omega = 2\pi n \quad (5)$$

Статикалық күштердің суммасы штангалы насос бағаналарына әрекеті жүріс кезінде (жоғары индексі Н) және жоғары (индексі В), артынан периодтардың аяқталуы бастапқы деформациясы мынаған тең

$$Q_n = gQ_{ш} \left(1 - \frac{\rho_{жс}}{\rho_{ш}} \right) - f_{yш} p_{\delta} - Q_{трн}; \quad (6)$$

$$Q_{\sigma} = Q_n + Q_{трн} + [\rho_{жс} g(L - \Delta H) + p_{\delta}] f_n \quad (7)$$

Мұндағы $f_n, f_{yш}$ - саңлаудың аузындағы штоктық және насосық тығынжылінің көлденең қимасының ауданы; $\rho_{жс}, \rho_{ш}$ - штанга материалы мен (болат) саңлау өнімінің тығыздығы; p_{δ} - буферлік қысым (саңлаудың лақтыру сызығында); $Q_{трн}$ - кебу үйкелістің берілген күштері, олар штангалы насостың бағаналарына жоғары және төмен жүргенде жинақы әсер етеді; ΔH - саңлаудың эксплуатациялық бағаналарына динамикалық сұйықтық әсерінен тереңдікке батуы.

1.2 Қарапайым теориялық және жерасты насосының нақты жұмыс циклі және оның диаграммасы

Жерасты насосының жұмысын келесі шарттарда қарастырайық.

1. Қондырғының жерасты бөлігіндегі сұйықтық пен штангының салмағының статикалық күштері, Архимед күші және құбырлар мен штангалардың материалдарының серпімді күштері ғана әсер етеді. Штангалар мен тығынжылдың қозғалысы өте аз болғаны (қатал айтсақ, шексіз аз) мұнда инерция күштерінің жоқ екендігін білдіреді.

2. Тығынжыл жұбының саңылауында, клапандарда және құбырларда сұйықтықтың ағып шығуы жоқ.

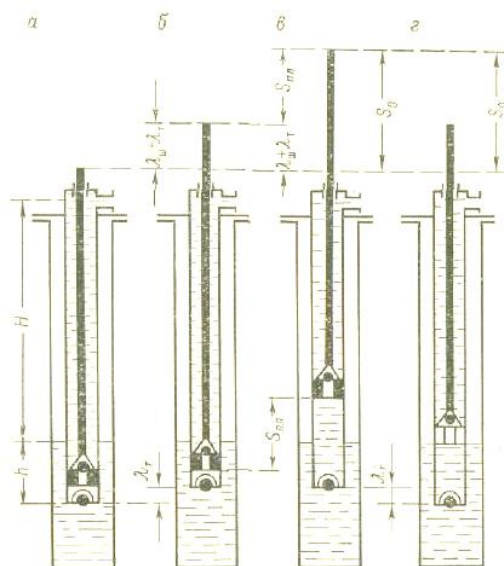
3. Бір фазалық дигаздалған сұйықтық толығымен сорылып шығарылады [3].

Жерасты насостың теориялық циклін аналитикалық және графикалық координаталарда көрсетейік: s - штанга ілгішінің нүктесінің орын ауыстыруы; P - ілгіш нүктесіндегі штангаға түскен жүктеме (1- сурет).

$$P'_{ш} = q' L \quad (8)$$

мұндағы: q' - сорылатын сұйықтықтағы штанганың 1 м салмағы, кгс/м; L - түсірілген штангалардың ұзындығы, м; $P'_{ш}$ - сұйықтыққа батырылған штангалар бағаналарының салмағы, кгс.

Жоғары қозғалу штанганың сұйықтық салмағының жүктелуінен созылуын және құбыр ұзындығының кемуін көрсетеді.



1– сурет - Жерасты насосының орнатылған жұмысы кезінде тығынжылдың негізгі орналасулары.

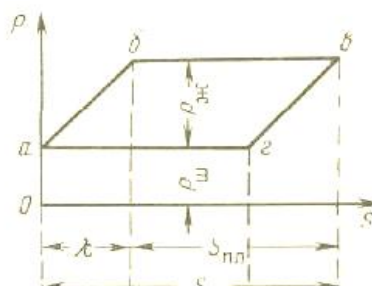
а-б - штангалар сұйықтықпен жүктелу процесі;

б-в – жоғары қозғалу процесі;

в-г- штангаларды жүктен босату процесі;

г-а- тығынжылдың төмен қозғалу процесі.

Мұндағы *а* нүктесі штанганың ілгіші нүктесінің астыңғы жағындағы орналасу нүктесіне сәйкес келеді. Бұл нүктеде сұйықтыққа батырылған штанганың салмағы ғана әсер етеді (2 – сурет).



2– сурет- Сұйықтық динамограммасы

$$P' = Fv(L - h) = F y H, \quad (9)$$

Мұндағы: F_H – тығынжылдың көлденен қимасының ауданы, m^2 ; $y_{жс}$ – сорылып шығарылатын сұйықтықтың көлемдік салмағы, $кгс/м^3$; L – насостың түсу тереңдігі, $м$; h – насостың динамикалық деңгейінің астына батуы, $м$; λ – сұйықтықтың көтерілу биіктігі, $м$; $P_{жс}'$ – сұйықтықтың салмағы, $кгс$.

Құбырлардың және штангалардың серпімді ұзаруына штанганың ілгіш нүктесінің жалпы жүрісінің жоғалуы:

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

мұндағы E – болаттың серпімділік модулі, кгс/см²; $f_{и}$ және f_m – штангалар мен құбырлардың көлденен қимасының ауданы, см²; λ - құбырлар мен штангалардың суммарлық созылуы, м.

$$\lambda = \lambda_{и} + \lambda_m$$

мұндағы $\lambda_{и}$ – созылуы ; λ_m – құбырдың созылуы.

λ шамасын абсцисса осіне шектету (1.2 сурет). Әрі қарай (9) және (10) процесс аяғындағы штангалар мен сұйықтықтар салмақтарының қабылдауларының жүктелуін анықтайды

$$P_{max} = P'_{жс} + P'_{и} \quad (11)$$

және оны ордината осіне шектейді. Процесс аяғында қабылданған штангалар мен сұйықтықтың салмағы арқылы алынған b нүктесін (және қабылдағыш клапанның ашылуы) a түзуімен қосамыз, осыдан біз штангалар бағаналарының созылуы мен құбырлардың ұзындықтарының қысқаруы штангалардың ілгіш нүктесінің орын ауыстыруына тура пропорционал екенін көреміз. Одан кейін тығынжылдың жоғары көтерілу b - b қадамына графиктік түзу түсіреміз,

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

Мұндағы S_0 – штанга ілгішінің қадамындағы нүктесінің ұзындығы, м; $S_{ПД}$ цилиндрдегі тығынжылдың қадамының ұзындығы, м.

Жоғарыда көрсетілгендерге қарағанда b - z динамограммасының түзулері (штангаларды жүктен босату процесі) және z - a (тығынжылдың астыға қадам жасау процесі) түзулері симметриялық.

Есептеу арқылы алынған насостың жұмыс істеу циклінің динамограммасы қарапайым теориялық динамограмма деп аталады және оны құрауда шарттарды қабылдау өзімен бірге параллелограмды көрсетеді.

Қарастырып отырған циклдағы қондырғының өнімділігі мына формуламен анықталады

$$Q_{сyt} = 1440 F_{Hn} S_{ПД} = 1440 F_{Hn} (S_0 + \lambda) \quad (13)$$

Мұндағы $Q_{сyt}$ - өнімділік, м³/сут; n – насос циклдарының саны, мин.

Насостың беріліс коэффициенті

$$\eta_{II} = \frac{Q_{сум}}{Q_m} = \frac{S_{III}}{S_0}, \quad (14)$$

мұндағы η_{II} – беріліс коэффициенті; Q_T – насостың теориялық өнімділігі.

$$Q_T = 1440 F_H n S_0 \quad (15)$$

(8), (11) және (12) есептеуші формулалар қарапайым циклдің характерлік параметрлерін тура анықтауға мүмкіндік береді: насостың іс-әрекет циклындағы штангаға түскен ең үлкен немесе ең кіші жүктеулерді және қондырғының өнімділігін анықтайды.

Қарапайым циклдің динамограммасы өндеу және практикалық динамограммаларының ашып оқылуына және насостың жағдайы туралы сапалы әрі көп хабар алудың негізі болып табылады [4].

Терең жерасты насостың теориялық циклі штанганың қозғалысы кезінде өте аз болуы мүмкін, осы жағдайда сұйық үйкеліс пен инерция күштері барынша сезілмейді.

Штангалардың салмақ күшін, сұйықтықтың және Архимед пен жартылай сулы штангалардың құбырларға үйкелісін ескеріп, теориялық динамограммасын қарастырайық (1.3 а).

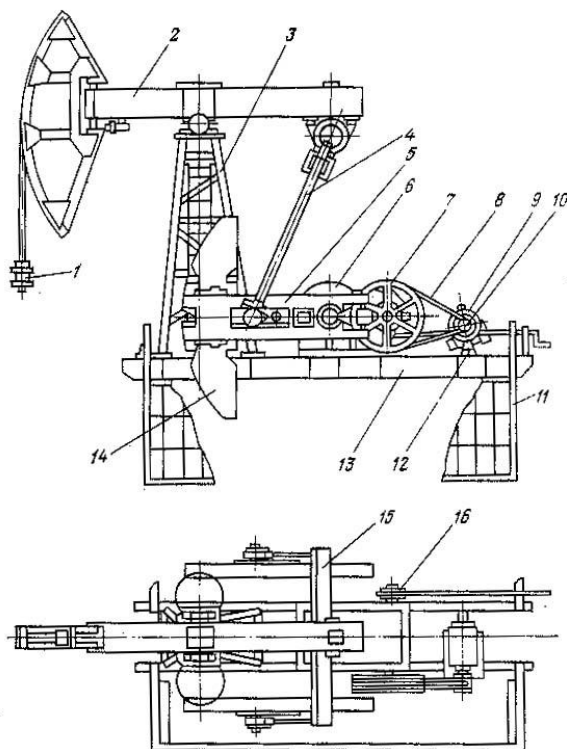
Штангалардың құбырларға жартылай сұйық үйкелісінің шамасы әр насостың жарты цикл сайын тұрақты. Қарапайым теориялық динамограмманың контурын пунктирмен белгілейміз. 1.3 б суретте қозғалысы өте аз кезінде стендтік санылаудағы терең жерасты насосының жұмысы нақты динамограммасы көрсетілген: соның ішінде минуттағы тербелме $n = 1,6$ және $S_0 = 1,2$ м. ілгіш нүктесінің жүріс ұзындығы. Сонымен қатар бұл жерде қарапайым теориялық динамограмманың контуры пунктирмен белгіленген.

Насосты қондырғыдағы штангаға түсетін инерциялық жүктеулер насостың клапандарының жұмысынан және штанганың ілгіш нүктесінің қозғалысы бір қалыпты болмағанынан туындайды.

Насос клапандарының жұмысын алып тастап «еркін штанга» деп аталатын қозғалысты ғана қарастырайық. Штанга ілгішінің бір қауіпсіз қозғалысында инерция күштері пайда болады. Штанга массасы ілгіш нүктесінің жанына түсіп тұр деп елестетейік. Сонда қайтымды-кірісті қозғалыстағы ілгіш нүктесінің үдеу графигі 1.4. а және 1.5. теориялық динамограммаларда көрсетілген.

1.3. Штангалық насос құрылғыны пайдалану көрсеткіштері

«Қаражанбасмұнайда» ресейлік қондырғылар қолданады, мысалы: СКВ-3,5-4000 және СКД 8-3, 0-4000 (3 – сурет), америкалық қондырғылар: PF8- 3, ал 5-4000 қондырғыларын LUFKIN фирмасы шығарады [5].



3-сурет – Штангалы піспекті қондырғы

Штангалы піспекті қондырғының техникалық мінездемесі (1-кесте) мен бәсеңдеткіштің техникалық мінездемесі (2- кесте) төмендегі кестелерде көрсетілген.

Штангалы піспекті қондырғыны пайдалану (эксплуатация) ережелері:

Піспек-қондырғының жақсы жұмыс істеуі үшін оны күн сайын тексеріп отырады:

- бөтен шу мен дірілді тексеру;
- бұлғақ саусағының жұмыс істеуін тексеру;
- белдіктердің жай-күйін тексеру, егер керек болған жағдайда тарту немесе ауыстыру керек.
- күнделікті бәсеңдеткіштегі майдың мөлшерін тексеріп отырамыз.

Піспек-қондырғыны құру ережелері:

Піспек-қондырғының астына фундаментті қою керек.

Піспек-қондырғының астындағы фундамент монолит- темірбетоннан және темірден жасалу керек.

1-кесте- Штангалы піспекті қондырғының техникалық мінездемесі

Мінездеме	Піспек-қондырғының типтік өлшемдері		
	СК8-3,5-4000	СКД8-3,0-4000	PF8-3,5-4000
Шығаратын мемлекет	Ресей	Ресей	АҚШ
Номиналды салмақ, кН	80	80	80
Соташықтың жүрісінің номиналды мәні, м	3,5	3,0	3,5
Номинальді айналу моменті (бәсеңдеткіш білігінің шығысында) кН*м	40	40	40
Теңгергіштің айн/мин саны	5-12	4-12	5-12
Бәсеңдеткіш	Ц2НШ-750Б	Ц2НШ-750Б	PF8-3,5-4000

2 – кесте - Штангалы піспекті қондырғының бәсеңдеткішінің техникалық мінездемесі

Мінездеме	Бәсеңдеткіштің типтік өлшемдері	
	Ц2НШ-750Б	PF8-3,5-4000
Шығаратын мемлекет	Ресей	АҚШ
Түрлері	Екі ступчалық цилиндр	
Номинальді айналу моменті (білік шығысында), кН*м	40	40
Беріліс саны	37,18	37,18
Масса, кг	2735	2760

Фундаментті құйып жатқанда піспек-қондырғының фундаменті көлденең жату керек. Құрылыс болып жатқан орынға керекті піспек-қондырғының керекті құрал-саймандарын және толықтыратын бөлшектерін алып келу керек.

Піспек-қондырғыны құру келесі ережелермен сипатталады:

а. Транмиссия қызметі үшін фундамент тегістігі үстінде алаң салынады, тежегіш және жұмыс істеткіш аппаратура орнатылады. Сол алаңға кіретін есік тежегіш жақтан болуы тиіс.

ә. Піспек-қондырғыны жерлендіру, жұмыс істеткіш аппаратураны тежегіштің жанына орнату керек және электрөрісіне және электрмоторға

қосу керек. Ұңғыма біздің бақылауымыздың сол жағымыз да орналасса айналшақ сағат тілінің бағытымен айналу керек.

б. Электромотордың көмегімен айналшақты тігінен тұрғызып қойып, тежегішті қатайту керек және соларға салмақ өлшегіш орнату керек, бұрандамамен айналшықты орнату керек. Тежегішті босатып айналшақты элетромотордың көмегімен 180° бұрамыз, қайтадан тежегішті орнату керек және салмақ өлшегішті айналшақтың келесі жағына орнату керек.

г. Піспек-қондырғының нақты ортасын тауып, мойынтіретің қаңқа тіреуін қозғалтып, орналмалы бұрандама көмегімен теңгергіштің ортасының табылғанын тексеру керек.

ж. Бұлғақ-қосиінді қоршау үшін механизмнің сыналыбелдік берілісін жинап және орнату керек.

д. Теңгергіштің басы астыңғы жақта орналасқан жағдайда маңдайша аспасы мен тығыздама арақашықтығы 200мм кем болмау керек.

Қауіпсіздік ережелері:

Тыйым салынады:

Піспек-қондырғының жұмысы қосиін-бұлғақ механизм және сыналыбелдік берілістің қоршауынсыз жүзеге аспайды.

Жұмысты техникалық ақауларын жөндей және тексерістен өтпейінше күн сайын жұмыс істей беруге болмайды.

Жұмыс істеп жатқан теңгергіштің бас жағында тұруға болмайды.

Айналғыш шкив тежегіштің орнына сүймен немесе басқа да заттарды тығып тоқтатуға болмайды.

Піспек-қондырғыны іске қоспас бұрын:

-теңгергіш басы мен теңгергішті тоқтатуға көңіл аудару;

- бәсеңдеткіштің тежегіштен ажыратылғанына және қауіпті аймақта адамдар жоқ екеніне көз жеткізу керек.

Техникалық жөндеу жұмыстары кезінде « Қоспаңдар, адамдар жұмыс істеп жатыр!» деп жазылған жазбаны ілу керек.

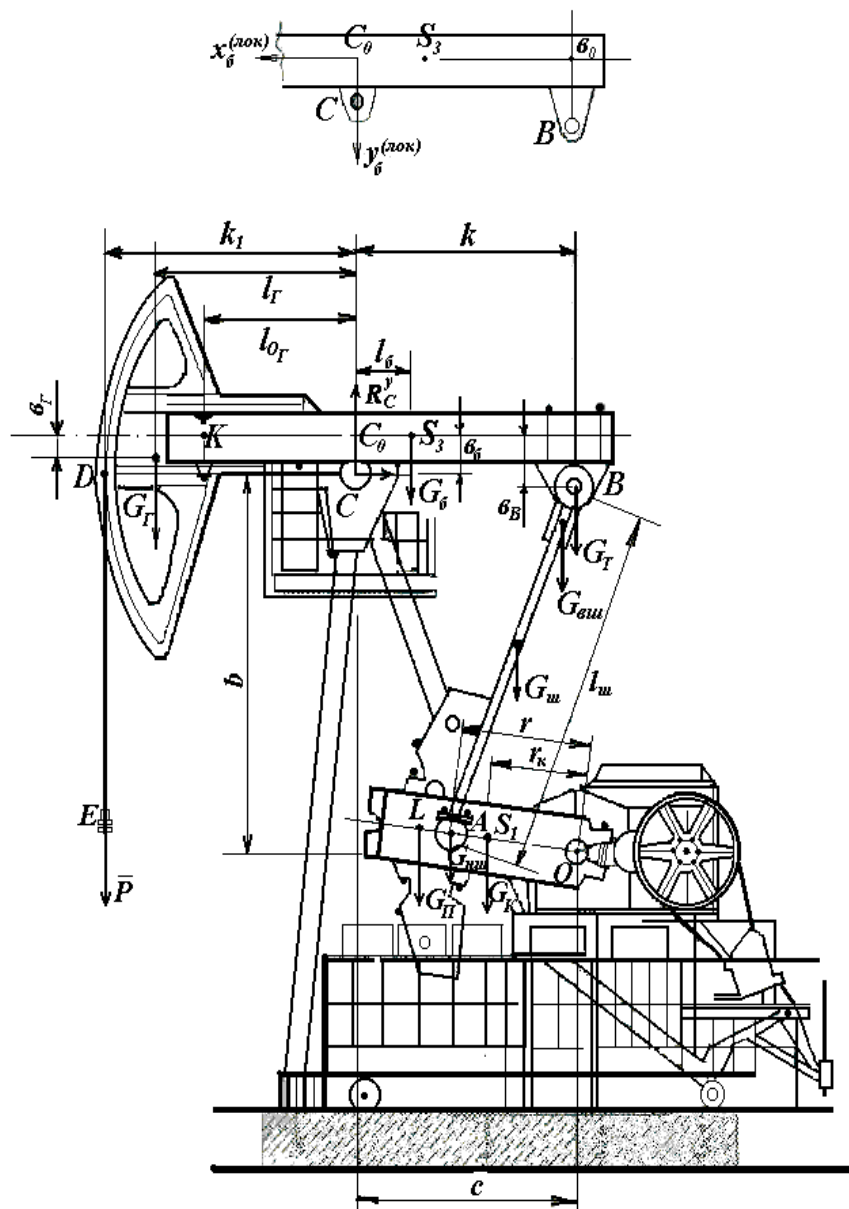
Автоматты және дистанционды басқармалы піспек-қондырғылар орнатылған ұңғымаларда қосу қондырғысының жанында "Назар аударыңыздар! Қосу автоматты түрде!" деп жазылған жазбаны ілу керек.

Жұмыс істеп тұрған піспек-қондырғының шу шығаруы 90 дБ-ден аспауы тиіс.

2 Штангалы насосы қондырғының кинетостатикалық талдауы

ШПҚ жетегінің түрлендіргіш механизмінің кинетостатикалық талдауларын жасаймыз.

Қарастырылып отырған механизмде ұңғыманың сағалық тығыздамасында жүктеме және буындар мен жүктердің ауырлық күші әрекет етеді (3-сурет):



3-сурет – Штангалы піспекті қондырғы

$G_1 = 2 G_{айш}$ – айналшақтың салмағы;

$G_{21} = 2 G_{тб}$, мұндағы $G_{тб}$ – бұлғақтың төменгі басының салмағы;

$G_{22} = 2 G_B$, мұндағы G_B – бұлғақ салмағы;

$G_{23} = G_T$ – маңдайша салмағы;

$G_{31} = G_{тт}$ – балансирдегі маңдайша тірегінің салмағы;

$G_{32}=G_6$ – балансир салмағы;
 $G_{33}=G_{66}$ – балансир басының салмағы;
 G_Q – сұйықтың салмағы;
 G_T – теңгеруші салмақ;

ШПҚ жетегінің түрлендіргіш механизмінің кинетостатикалық талдауы кіші бағдарламаларды қолдану арқылы жүргізілді

* RESFM - берілген келтіру нүктесіне қатысты күштер жүйесінің басты векторы мен басты моментін анықтау;

* TRIR01-екі звенолы топтың топ шарнирлеріндегі реакцияларды анықтау.

* LEADL_FA-кіріс буынының (қисық тип) күштік талдау.

Сол циклда редуктордың есебі, айналшақ пен бұлғақтың қосылу түйіні, балансир басының саусағы, тіреудің алдыңғы және артқы бөліктеріндегі жиынтық күш, траверс мойынтірегі тіректерінің бекіту болттарының есебі бар.

Сол циклда редуктордың есебі, айналшақпен шатунның қосылу түйіні, балансир басының саусағы, тіреудің алдыңғы және артқы аяқтарындағы жиынтық күш, траверса мойынтірегі тіректерінің бекіту болттарының есебі бар.

2 звеноға: $\vec{F}_{21} = \vec{G}_{21} - m_{21}\vec{a}_A$, $\vec{F}_{22} = \vec{G}_{22} - m_{22}\vec{a}_{S2}$ күштері, ал A, S_2, T_2 нүктелерінде $\vec{F}_{23} = \vec{G}_{23} - m_{23}\vec{a}_{T2}$ күштері

3 звеноға B, S_3, H нүктелерінде:

$\vec{F}_{31} = \vec{G}_{31} - m_{31}\vec{a}_{T3}$, $\vec{F}_{32} = \vec{G}_{32} - m_{32}\vec{a}_{S3}$, $\vec{F}_{33} = \vec{G}_{33} - m_{33}\vec{a}_H$ күштер. Ал E нүктесінде төмен жүрісте

$\vec{F}_{34} = \vec{P}_{\text{вниз}} - m_{34}\vec{a}_E$, жоғары жүрісте $\vec{F}_{34} = \vec{P}_{\text{вверх}} - m_{34}\vec{a}_E$.

"RESFM" көмегімен 2 буынға және 3 буынға әсер ететін күштің басты векторы мен басты моментін анықтаймыз.

Екі звенолы топтың реакциясын анықтау үшін тепе-теңдік теңдеуін құрастырамыз.

$$A \cdot \vec{R} = \vec{b}, \quad (16)$$

мұндағы

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_A - Y_C & X_A - X_C & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & Y_C - Y_B & X_C - X_B & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$b = \begin{bmatrix} -F_1^x \\ -F_1^y \\ (Y_{S1} - Y_A)F_1^x - (X_{S1} - X_A)F_1^y - M_1 \\ -F_2^x \\ -F_2^y \\ (Y_{S2} - Y_B)F_2^x - (X_{S2} - X_B)F_2^y - M_2 \end{bmatrix}, \quad \vec{R} = \begin{bmatrix} R_1^x \\ R_1^y \\ R_{21}^x \\ R_{21}^y \\ R_2^x \\ R_2^y \end{bmatrix}$$

$R_A^x, R_A^y, R_{32}^x, R_{32}^y, R_C^x, R_C^y$ реакцияларын және олардың нормаль және тангенсаль құраушыларын анықтаймыз

Айналшақтың күштік есебіне кірісеміз. Айналшаққа A, S_1, L нүктелерінде $\vec{R}_{21}, \vec{F}_{12} = \vec{G}_K - m_K \vec{a}_{S1}, \vec{F}_{13} = \vec{G}_\Pi - m_\Pi \vec{a}_L, \vec{F}_{14} = \vec{G}_{Red}$ әсер етеді. Теңгеруші момент пен реакцияларды $\vec{M}_{yp}, R_{01}^x, R_{01}^y$ анықтаймыз (4-сурет).



4 – сурет - Бұраушы моментті графигі (кНм)

1 – $n=6,8$ айн/мин, $r=1,195$ м.

3 – $n=6,8$ айн/мин, $r=0,570$ м.

$P_B = 80$ кН, $P_H = 53$ кН

3 Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiнiң динамикалық синтез есебiнiң аналитикалық шешiмi

Айналшақтың айналушы өсiнiң массалар орталығынан теңгерушi салмақтың арақашықтығы бiрiншi жақындатылу кезiнде былай анықталады [6]:

$$OL = H_E (P_{\text{жof}} + P_{\text{төм}}) / (4 * G_T), \quad (17)$$

Мұндағы H_E – штангалар бағаналарының жүрiсiнiң ұзындығы, $P_{\text{жof}}$, $P_{\text{төм}}$ – жоғары және төмен жүргендегi штангалар iлгiшiнiң нүктесiнде жүктемелер, G_T – теңгерушi салмақтың суммасы.

Бағдарамалар арқылы алынған нәтижелердi тексеру үшiн қосымша тиiмдi жүктемелердi және қанша мөлшерде болатындығын табу үшiн аналитикалық әдесiн қолдануға болады. Бұл әдiс қондырғыны жақсы жұмыс iстеуге және бағдарламалық мәлiметтердi тура анықтауға мүмкiндiк бередi.

Динамикадағы мүмкiн орынауыстыру приципiн қолданамыз. Бiр еркiндiк дәрежесi бар механизм үшiн бұл принцип келесi түрде жазылады:

$$\sum \delta A = 0 \quad \sum N_i = 0 \quad (18)$$

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмiне әсер ететiн звенолардың ауырлық күштерi және сальниктiң аузына жүктеулер әсер етедi және келесi түрде белгiлеп аламыз:

Құрамалық теңгеру жағдайында келесi жазбаларды қиындатпас үшiн G_T салмағына қосымша (1т және 3т) массаларды қосып отырамыз.

Мүмкiн орынауыстыру принципi бойынша осы күштердiң қуаты нөлге тең. Бiздiң есеп үшiн қуаттар қосындысы:

$$\begin{aligned} \bar{G}_{\text{айн}} \bar{V}_{S_u} + \bar{G}_{21} \bar{V}_A + \bar{G}_{22} \bar{V}_{S_2} + \bar{G}_{23} \bar{V}_T + \bar{G}_{31} \bar{V}_{B_i} + \bar{G}_{32} \bar{V}_{S_3} + \bar{G}_{66} \bar{V}_{66} + \\ + G_T \bar{V}_L + \bar{G}_Q \bar{V}_Q + M_i \omega_{\text{айн}} = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

Мұнда, \bar{V}_i - бұл ауырлық күштерiнiң нүктелерiне қатысты жылдамдықтар;

$\omega_{\text{айн}}$ - айналшақтың бұрыштық жылдамдығы;

M – бұраушы момент.

3.1 Түрлендіруші механизмiнiң құрамдас теңгеру есебiнiң аналитикалық шешiмiн алу

Мұнай өндiрiсiнде штангалы піспекті қондырғыларды қолдану үшiн өнеркәсiптiк талаптарды қанағаттандыратын болу керек.

Роторлы теңгеру кезінде қуаттардың жоғары және төмен кезінде пиктік мәндерінің сәйкес келуі теңгерудің критерий болып табылған: сонымен қатар, жағамсыз тангенсальды әсер етулердің шамасы айналшақтың айналу бағытынан тәуелді болады [7].

Мұнай өндіруде штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін жақсы жұмыс істемеу туындайды, бұл редуктордың жақсы орындалмағанымен ғана емес, сондай-ақ станоктардың жақсы теңгерілуінің болмауынан да болады. Белгілі шарттарла роторлы теңгеру тербелме-станоктардың айналшағының саусағында жағымсыз тангенсальды әсерлер туатынын бізге теория жүзінде дәлелденген, ол механизм ішінде соққыға әкелетіні анық. Жағымсыз тангенсальды реакция әсерлерінен құтылу үшін штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмі үшін құрамалық тәсілін таңдадық етті.

Құрамалық теңгермелі штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін қолдануда келесі есептер туындайды:

Осы құрылғыларды таза роторлық әдіспен теңгергенде жағымсыз тангенсальды әсерлердің орнына; осы жағымсыз тангенсальды әсерлерді теңгеруші қарсы салмақты балансирге бір бөлігін алып тастау жолымен болдырмауға болады ма және қанша салмақты балансирге қоюымыз қажет?.

Берілген геометрияда тербелме станоктардың және роторлық теңгерудің біліктегі момент мәндерінің таңбаларының ауысуы болдырмау үшін піспектің диаметрі кейбір шектік шарттардан кіші болмау керектігін анализден көреміз.

Шексіз ақырын помпирлеу үшін піспек диаметрінің шектік шарттары жуықталған қарапайым қатынаспен анықталады

$$\frac{D_{ш}}{d} = \frac{4}{\sqrt{\left(\frac{1}{r} - 2\right) \frac{H}{L}}}, \quad (20)$$

мұндағы $D_{ш}$ - насос диаметрінің шектік мәні; ; d - штангалар диаметрі; r - айналшақтың радиусы; l – бұлғақ ұзындығы; L және H – насосың төмен түсі тереңдігі және динамикалық деңгейге дейінгі тереңдік.

Жүріс ұзындығы максимал кезінде айналшақтағы жағымсыз тангенсальды реакциялар әсерін алып тастау мүмкіндігін тексеру, теңгеруші салмақтың бір бөлігін балансирге ауыстыруды зерттейміз. Помпирлеу режимін үлкен саны кезінде айналшақтағы жағымсыз тангенсаль әсерлер кез-келген салмақтарды роторлық және балансирлік құрамалық теңгеру салмақтарында пайда болады. Бізге белгілі теңгеру әдісінде жағымсыз тангенсаль әсерлерін тек тербелме станоктың төртзвенотық механизм звеноларының өлшемдерін өзгерту жолымен ғана ескеруге болады. Бірақ бұл жолмен теңгеру станоктардың өлшемдерінің өлшемдері маңызды артуына әкеледі. Кинематикалық балансирлі схемаға ауысу орналасуларды немесе талдауларын бірнеше есе жақсартуға болады. Ол өзімен екінші текті рычагты көрсетеді. Бірақ бұл шарттарда

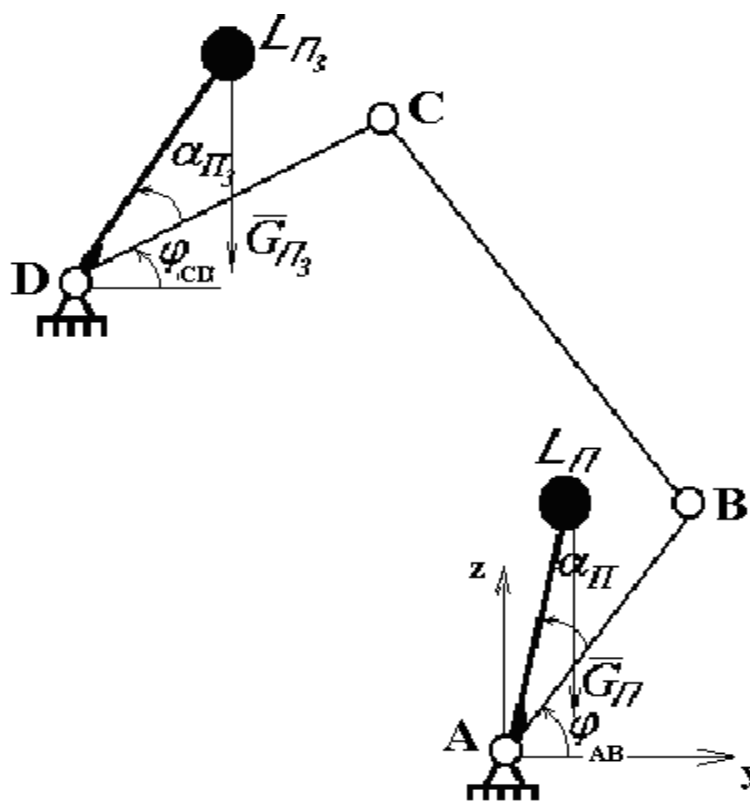
жағымсыз тангенсаль әсерлерінің жойылу талаптары станоктарды өте үлкен өлшемдеріне әкеп соғады [9, 10].

Біліктегі моменттің таңбаларының ауысуын жоюды екі жолмен іске асыруға болады, олар өлшемдерді көбейтумен байланысты емес. Біріншісі, таза механикалық жол – ең қосымша роторлық теңгеруді енгізу, айналу сан мәнімен айналса, негізгі роторлық теңгеруден екі есе айналу саны көп болса. Бұл жолмен тек жағымсыз тангенсаль әсерлерді жоюға болмайды, сонымен қатар тангенсаль әсерінің қисығын түзеуге де мүмкіндік береді.

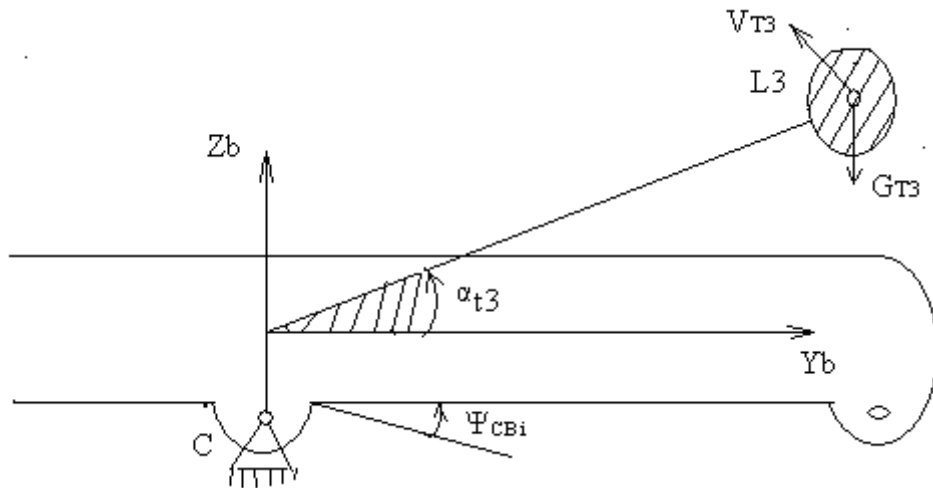
Екінші жолы – электромеханикалық.

Штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін теңгеру мақсаты керекті қуатты азайту және жүктеулерді бірқалыпты таралуы. Штангалар бағаналарының жоғары жүрісі кезінде теңгеруші қондырғы мүшеге энергия бөледі, бұл энергия штангалардың төмен жүрісі кезінде жиналады. Қарастырылып отырған штангалы піспекті қондырғы жетегінің түрлендіруші механизмін роторлық теңгеру әдісі қолданылады, ол теңгеруші салмақты арнайы құралдарымен айналшаққа бекітеді. Екі білікті балансирлер жағдайында айналшақтың салмағы да теңгеруші рөлін ойнайды, яғни жағымды жұмыс жасайды. Нәтижесінде айналшақтың массалар центрі және теңгеруші салмақ айналшақтың айналу осінің бір жағында жатады.

Құрамалы теңгеру жағдайын қарастырамыз, бұл кезде балансирдің соңына қосымша жүк орналасады (5, 6 – суретер).



5 – сурет – Айналшақ пен балансирге теңгеруші салмақты орналастыру



6 – сурет – Балансирге қойылған теңгеруші салмақ

Балансирде орналасқан қосымша жүктің массасы $m_{жб} = 3000$ кг деп алайық, оған қосымша маңдайша салмағын қосу қажет $m_T = 185$ кг, осы кезде берілген мәліметтер: $n = 4,3$ айн/мин; $r = 1,195$ м; $P_{ж} = 60$ кН; $P_T = 40$ кН

Осының нәтижесінде ‘SK_R2_02’ бағдарламасының көмегімен топсалы бірігулердегі реакциялар күштердің графигі алынған, редуктордың шығыс білігіндегі моменттер табылды.

Қуаттар.

Роторлық теңгеру кезінде $N_{max} = 14,9$ кВт, ал құрамалық теңгеру кезіндегі мәндер $N_{max} = 12,84$ кВт, бірақ пайыздық қатынаста қуат: N_{max} 19,5%-ға кеміді.

Бұраушы момент.

Роторлық теңгеру кезінде $|M|_{max} = 20,5$ кН·м, құрамалық теңгеру кезінде мәндер $|M|_{max} = 16,51$ кН·м кеміді, пайыздық қатынаста моменттер: M_{max} 19,5%-ға кеміді.

Редуктордың баяу жүріс білігіндегі тіреулер реакциясы. Роторлық теңгеру кезіндегі: $R_{max} = 99,03$ кН,

құрамалық теңгеру кезінде мәндері: $R_{max} = 78$ кН, қатынаста реакциялар 21,3%-ға кеміді.

Бұлғақ бұлғағындағы реакциялар.

Роторлық теңгеруде: $M_{max} = 20,5$ кН·м

2*RAtau компоненттері: $R_{max} = 119,5$ кН,

2*RBtau компоненттері: $|R_B|_{max} = 122,4$ кН

Құрамалық теңгеруде: $M_{max} = 19,35$ кНм

2*RAtau компоненттері мәндері : $R_{max} = 72,1$ кН

2*RBtau компоненттері: $|R_B|_{max} = 74,9$ кН

Сонымен біз айналшақтың осінен теңгеруші салмаққа дейін және айналшақтағы қосымша жүктердің арақашықтарының мәндерін алдық:

3т үшін $l_T = 1759,02$ мм, $G_T = 1145$ кг.

Динамикалық синтез есебінің жалпы жағдайдағы шешімін аналитикалық жолмен табу үшін теңгеруші массаны айналшақ бойынан α – бұрышына, ал балансир бойынан α_{T3} - бұрышына бұрылып орналасқан деп есептейміз.

Сонда келесі теңдеулерді аламыз [11]:

$$\bar{R}_{43} = \bar{R}_C + \begin{bmatrix} l_{П3} \cos(\varphi_{CB} + \alpha_{П3}) \\ l_{П3} \sin(\varphi_{CB} + \alpha_{П3}) \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$\bar{V}_{43} = \frac{d\bar{R}_{43}}{dt} = \begin{bmatrix} -l_{П3} \sin(\varphi_{CB} + \alpha_{П3}) \cdot \dot{\varphi}_{CB} \\ l_{П3} \cos(\varphi_{CB} + \alpha_{П3}) \cdot \omega_3 \end{bmatrix} \quad (21)$$

(19) теңдеудегі сәйкес қосындыларды келесі түрде анықтайық

$$\bar{G}_{П}^1 \bar{V}_{П}^1 = -G_{П}^1 l_{П}^1 \cos(\varphi_{OA_i} + \alpha_{П}^1) = -\omega_{OA} G_{П}^1 l_{П}^1 \cos \alpha_{П}^1 \cos \varphi_{OA_i} + \omega_{OA} G_{П}^1 l_{П}^1 \sin \alpha_{П}^1 \sin \varphi_{OA_i} \quad (22)$$

$$\bar{G}_{П}^3 \bar{V}_{П}^3 = -\omega_{3_i} G_{П}^3 l_{П}^3 \cos(\varphi_{CB_i} + \alpha_{П}^3) = -\omega_{3_i} G_{П}^3 l_{П}^3 \cos \alpha_{П}^3 \cos \varphi_{CB_i} + \omega_{3_i} G_{П}^3 l_{П}^3 \sin \alpha_{П}^3 \sin \varphi_{CB_i} \quad (23)$$

(19) формулаға келесі белгісіздер енгіземіз:

$$x_1 = G_{П}^1 l_{П}^1 \cos \alpha_{П}^1, \quad x_2 = G_{П}^1 l_{П}^1 \sin \alpha_{П}^1, \quad x_3 = G_{П}^3 l_{П}^3 \cos \alpha_{П}^3, \quad x_4 = G_{П}^3 l_{П}^3 \sin \alpha_{П}^3,$$

Және келесі белгілеулер енгіземіз:

$$c_i = \cos \varphi_{OA_i}, \quad s_i = \sin \varphi_{OA_i}, \quad c_i^* = \frac{\omega_{3_i}}{\omega_{OA}} \cos \varphi_{CB_i},$$

$$s_i^* = \frac{\omega_{3_i}}{\omega_{OA}} \sin \varphi_{CB_i}, \quad b_i = -\frac{1}{\omega_{OA}} \cdot \sum \bar{F}_i \cdot \bar{V}_i. \quad (24)$$

Сонда келесі теңдеуді жоғарыдағы белгілеулерді енгізу арқылы келесі түрде жазамыз.

$$M_{айни} = b_i + x_1 \cdot c_i - x_2 \cdot s_i + x_3 \cdot c_i^* - x_4 \cdot s_i^* \quad (25)$$

Осы өрнектің сол жағын Δ_i - деп белгілейміз, онда синтездеу шарты кезінде оның мақсаты x_1, x_2, x_3, x_4 - ті табу болады, осы кезде $\Delta_i=0$ жақындатылған шешімге жетеміз. Ол үшін S орта квадраттық мәнін азайтамыз.

$$S(x_1, x_2, x_3, x_4) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta_i^2 = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N M_i^2 \Rightarrow \min_{x_1, x_2, x_3, x_4} \quad (26)$$

x_1, x_2, x_3, x_4 бойынша (26)-тен дербес туындылар алып төрт белгісізі бар төрт теңдеуді шешеміз [12].

$$\begin{aligned} x_1 : \frac{2}{N} \sum c_i (b_i + x_1 \cdot c_i - x_2 \cdot s_i + x_3 \cdot c_i^* - x_4 \cdot s_i^*) &= 0 \\ x_2 : \frac{-2}{N} \sum c_i (b_i + x_1 \cdot c_i - x_2 \cdot s_i + x_3 \cdot c_i^* - x_4 \cdot s_i^*) &= 0 \\ x_3 : \frac{2}{N} \sum c_i (b_i + x_1 \cdot c_i - x_2 \cdot s_i + x_3 \cdot c_i^* - x_4 \cdot s_i^*) &= 0 \\ x_4 : \frac{-2}{N} \sum c_i (b_i + x_1 \cdot c_i - x_2 \cdot s_i + x_3 \cdot c_i^* - x_4 \cdot s_i^*) &= 0 \end{aligned}$$

$$\sum c_i \cdot b_i + \sum c_i^2 \cdot x_1 - \sum c_i \cdot s_i \cdot x_2 + \sum x_3 \cdot c_i^* \cdot c_i - \sum c_i \cdot x_4 \cdot s_i^* = 0$$

$$\sum s_i \cdot b_i + \sum c_i \cdot s_i \cdot x_1 - \sum s_i^2 \cdot x_2 + \sum x_3 \cdot c_i^* \cdot s_i - \sum s_i \cdot x_4 \cdot s_i^* = 0$$

(27)

$$\sum c_i^* \cdot b_i + \sum c_i^* \cdot x_1 \cdot c_i - \sum c_i^* \cdot s_i \cdot x_2 + \sum x_3 \cdot c_i^{*2} - \sum c_i^* \cdot x_4 \cdot s_i^* = 0$$

$$\sum s_i^* \cdot b_i + \sum s_i^* \cdot x_1 \cdot c_i - \sum s_i^* \cdot s_i \cdot x_2 + \sum s_i^* \cdot x_3 \cdot c_i^* - \sum s_i^{*2} \cdot x_4 = 0$$

(27)-ші жүйеге белгілеулер енгізейік:

$$\begin{aligned}
a_{11} &= \sum c_i^2; & a_{12} &= -\sum c_i \cdot s_i; & a_{13} &= \sum c_i^* \cdot c_i; & a_{14} &= -\sum c_i \cdot s_i^* \\
a_{21} &= \sum c_i \cdot s_i; & a_{22} &= -\sum s_i^2; & a_{23} &= \sum c_i^* \cdot s_i; & a_{24} &= -\sum s_i \cdot s_i^* \\
a_{31} &= \sum c_i^* \cdot c_i; & a_{32} &= -\sum c_i^* \cdot s_i; & a_{33} &= \sum c_i^{*2}; & a_{34} &= -\sum c_i^* \cdot s_i^* \\
a_{41} &= \sum s_i^* \cdot c_i; & a_{42} &= -\sum s_i^* \cdot s_i; & a_{43} &= \sum s_i^* \cdot c_i^*; & a_{44} &= -\sum s_i^{*2} \cdot x_4 \\
b_1 &= -\sum c_i \cdot b_i; & b_2 &= -\sum s_i \cdot b_i; & b_3 &= -\sum c_i^* \cdot b_i; & b_4 &= -\sum s_i^* \cdot b_i;
\end{aligned}$$

Сонда (27)-ті мына түрде жазуға болады:

$$\begin{cases}
a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + a_{14}x_4 = b_1 \\
a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + a_{24}x_4 = b_2 \\
a_{31}x_1 + a_{32}x_2 + a_{33}x_3 + a_{34}x_4 = b_3 \\
a_{41}x_1 + a_{42}x_2 + a_{43}x_3 + a_{44}x_4 = b_4
\end{cases} \quad (28)$$

Сонда есептің шешімін алу үшін, (28) 4 – белгісізге тәуелді жүйені шешеміз.

Енді $M_{a_{ini}} = const = x_5$ -деп қарастырып (25)-ші теңдеуге тағы да бір белгісіз енгіземіз және төмендегі белгілеулерді ескере отырып келесі түрде жазамыз:

$$b_i = \frac{1}{\omega} \sum F_i \cdot V_i$$

$$c_i = \cos \varphi_{ABi}; \quad s_i = \sin \varphi_{ABi}; \quad c_i^* = \frac{\omega_{3i}}{\omega_{AB}} \cos \varphi_{CBi}; \quad s_i^* = \frac{\omega_{3i}}{\omega_{AB}} \sin \varphi_{CBi};$$

$$\Delta_i = b_i - x_1 \cdot c_i + x_2 \cdot s_i - x_3 \cdot c_i^* + x_4 \cdot s_i^* + x_5 \quad (29)$$

Δ_i - ді синтездеу шарты кезінде оның мақсаты x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 – ті табу болады, осы кезде $\Delta_i = 0$ жақындатылған шешімге жетеміз. Ол үшін S орта квадраттық мәнін азайтамыз.

$$S(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta_i^2 = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N M_i^2 \Rightarrow \min_{x_1, x_2, x_3, x_4, x_5} \quad (30)$$

x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 бойынша (29)-ден дербес туындылар алып бес белгісізі бар бес теңдеулер жүйесін шешеміз.

$$x_1 : \frac{-2}{N} \sum c_i (b_i - x_1 \cdot c_i + x_2 \cdot s_i - x_3 \cdot c_i^* + x_4 \cdot s_i^* + x_5) = 0$$

$$x_2 : \frac{2}{N} \sum s_i (b_i - x_1 \cdot c_i + x_2 \cdot s_i - x_3 \cdot c_i^* + x_4 \cdot s_i^* + x_5) = 0$$

$$x_3 : \frac{-2}{N} \sum c_i^* (b_i - x_1 \cdot c_i + x_2 \cdot s_i - x_3 \cdot c_i^* + x_4 \cdot s_i^* + x_5) = 0$$

$$x_4 : \frac{2}{N} \sum s_i^* (b_i - x_1 \cdot c_i + x_2 \cdot s_i - x_3 \cdot c_i^* + x_4 \cdot s_i^* + x_5) = 0$$

$$x_5 : \frac{2}{N} \sum c_i^* (b_i - x_1 \cdot c_i + x_2 \cdot s_i - x_3 \cdot c_i^* + x_4 \cdot s_i^* + x_5) = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} -\sum_{i=1}^N c_i^2 \cdot x_1 + \sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i \cdot x_2 - \sum_{i=1}^N c_i \cdot c_i^* \cdot x_3 + \sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i^* \cdot x_4 + \sum_{i=1}^N c_i \cdot x_5 = -\sum_{i=1}^N c_i b_i \\ -\sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i \cdot x_1 + \sum_{i=1}^N s_i^2 \cdot x_2 - \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i^* \cdot x_3 + \sum_{i=1}^N s_i \cdot s_i^* \cdot x_4 + \sum_{i=1}^N s_i \cdot x_5 = -\sum_{i=1}^N s_i b_i \\ -\sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i^* \cdot x_1 + \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i^* \cdot x_2 - \sum_{i=1}^N (c_i^*)^2 \cdot x_3 + \sum_{i=1}^N s_i^* \cdot c_i^* \cdot x_4 + \sum_{i=1}^N c_i^* \cdot x_5 = -\sum_{i=1}^N c_i^* b_i \\ -\sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i^* \cdot x_1 + \sum_{i=1}^N s_i \cdot s_i^* \cdot x_2 - \sum_{i=1}^N s_i^* \cdot c_i^* \cdot x_3 + \sum_{i=1}^N (s_i^*)^2 \cdot x_4 + \sum_{i=1}^N s_i^* \cdot x_5 = -\sum_{i=1}^N s_i^* b_i \\ -\sum_{i=1}^N c_i \cdot x_1 + \sum_{i=1}^N s_i \cdot x_2 - \sum_{i=1}^N c_i^* \cdot x_3 + \sum_{i=1}^N s_i^* \cdot x_4 + N \cdot x_5 = -\sum_{i=1}^N b_i \end{array} \right.$$

Теңдеулер жүйесіне келесі белгілеулерді енгізе отырып төмендегі түрде қайта жазамыз:

$$\begin{aligned}
a_{11} &= -\sum_{i=1}^N c_i^2 & a_{12} &= \sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i & a_{13} &= -\sum_{i=1}^N c_i \cdot c_i^* & a_{14} &= \sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i^* & a_{15} &= \sum_{i=1}^N c_i \\
a_{21} &= -\sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i & a_{22} &= \sum_{i=1}^N s_i^2 & a_{23} &= -\sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i^* & a_{24} &= \sum_{i=1}^N s_i \cdot s_i^* & a_{25} &= \sum_{i=1}^N s_i \\
a_{31} &= -\sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i^* & a_{32} &= \sum_{i=1}^N s_i \cdot c_i^* & a_{33} &= -\sum_{i=1}^N (c_i^*)^2 & a_{34} &= \sum_{i=1}^N s_i^* \cdot c_i^* & a_{35} &= \sum_{i=1}^N c_i^* \\
a_{41} &= -\sum_{i=1}^N c_i \cdot s_i^* & a_{42} &= \sum_{i=1}^N s_i \cdot s_i^* & a_{43} &= -\sum_{i=1}^N s_i^* \cdot c_i^* & a_{44} &= \sum_{i=1}^N (s_i^*)^2 & a_{45} &= \sum_{i=1}^N s_i^* \\
a_{51} &= -\sum_{i=1}^N c_i & a_{52} &= \sum_{i=1}^N s_i & a_{53} &= -\sum_{i=1}^N c_i^* & a_{54} &= \sum_{i=1}^N s_i^* & a_{55} &= N
\end{aligned}$$

$$b_1 = -\sum_{i=1}^N c_i b_i \quad b_2 = -\sum_{i=1}^N s_i b_i \quad b_3 = -\sum_{i=1}^N c_i^* b_i \quad b_4 = -\sum_{i=1}^N s_i^* b_i \quad b_5 = -\sum_{i=1}^N b_i$$

$$\left\{ \begin{aligned}
a_{11} \cdot x_1 + a_{12} \cdot x_2 + a_{13} \cdot x_3 + a_{14} \cdot x_4 + a_{15} \cdot x_5 &= b_1 \\
a_{21} \cdot x_1 + a_{22} \cdot x_2 + a_{23} \cdot x_3 + a_{24} \cdot x_4 + a_{25} \cdot x_5 &= b_2 \\
a_{31} \cdot x_1 + a_{32} \cdot x_2 + a_{33} \cdot x_3 + a_{34} \cdot x_4 + a_{35} \cdot x_5 &= b_3 \\
a_{41} \cdot x_1 + a_{42} \cdot x_2 + a_{43} \cdot x_3 + a_{44} \cdot x_4 + a_{45} \cdot x_5 &= b_4 \\
a_{51} \cdot x_1 + a_{52} \cdot x_2 + a_{53} \cdot x_3 + a_{54} \cdot x_4 + a_{55} \cdot x_5 &= b_5
\end{aligned} \right. \quad (31)$$

Сонымен (30)-ші теңдеуді шешу арқылы (28)-шы функционалдың минимумын табамыз.

ҚОРЫТЫНДЫ

Диплом алдындағы практикада біз мұнай өндірудегі процестермен, Қаражанбастағы құрылғылармен және оның мұнай және газ өндірісіндегі бұрғылау әдістерін, осы өндіріс орнындағы піспек-қондырғыларды толығырақ пайдалану әдісін, техникалық мәліметтерін, қауіпсіз жұмыс жасауын қарастырдық.

ШНҚЖ роторлық жолмен теңгерілген екі иықты түрлендіруші механизмінің кинематикалық және кинетостатикалық есептеулері орындалды. Айналшақтың бұрыштық жылдамдығы $n=4,3$ айн/мин, сальник ауызында $6т/4т$ максимал/минимал жүктеме әсер еткен кездегі тербелме станоктарды есептеу үшін “SK_R2_02” программасы қолданылды.

ШНҚЖ кинематикалық параметрлері есептелді, орын ауыстыру, топсалардың абсолют координаталары анықталды, жылдамдықтар мен үдеулер табылды. Топсалардағы реакциялардың графигі және кестелер жасалды, теңгеру режимдері зерттеліп, редуктордың шығыс білігіндегі моменттер анықталған.

Динамикалық синтез есебін шығару үшін квадраттық аппроксимация (жуықтау) әдісі жасалды. Роторлық теңгеру қолданылған кезде екі түрлі әдіс қолданылып, теңгеруші масса мен оны қоятын жер өстен қандай қашықтықта екендігі аналитикалық жолмен табылды. Біздің есебімізде $m=1912$ кг, $l=1620$ мм. Яғни “SK_R2_02” программасымен табылған шешім ($m=1912$ кг, $l=1507$) мен аналитикалық жолмен табылған шешім сәйкес келді. Роторлық теңгерумен құрамалық теңгерудің режимдерінің салыстырмалық анализі жүргізілді. “SK_R2_02” программасын қолданғанда айналдырушы момент $M_{max}=20,5$ кН·м, жұмсалатын қуат $N_{max}=9,225$ кВт. Роторлық теңгеру кезінде осы программаның нәтижелері аналитикалық жолмен анықтаған мәндермен бірдей болып шықты: $M_{max}=19,35$ кНм, $N_{max}=M_{max} \cdot W=19,35 \cdot 0,45=8,7075$ кНм, яғни M_{max} 5,61 % кеміді, N_{max} 5,6 % ке кеміді.

Теңгеру кезінде $X_1=30,98693$ осыдан шығатыны $m=1912$ кг, $l=1620$ мм. Ал “SK_R2_02” есептегенде $l=1507$ мм болған еді.

Екінші әдіспен есептегенде $X_1=30,77829$ яғни $l=1609$ мм, $m=1912$ кг.

$$x_2 = \frac{\sum c_i \cdot b_i + \sum c_i^2 \cdot x_1}{\sum c_i \cdot s_i} = -562,605$$

Яғни моменттердің орташа квадраттық

қосындысы $M_{орт}=-562,605 / 72= 7,8834$ кНм тең. “SK_R2_02” программасын қолданғанда $M=-7,80750$ кНм.

Комбинациялық теңгеру әдісін қолдану арқылы айналдырушы моментті азайтуға болатынына көз жеткіздік. Мысалы, 3 тонна қосымша жүк қойған кезде айналдырушы момент $M=16,51$ кН·м, яғни $M_{max} =19,5\%$ -

ға кеміді. Ал қуат құрамалық теңгеру кезіндегі $N_{\max} = 12,84$ кВт, пайыздық қатынаста қуат: N_{\max} 19,5%-ға кеміді.

Комбинациялық теңгеру әдісі қолданылғанда аналитикалық шешім квадраттық жуықтау есебіне әкелінді. Есепті шешу үшін 4 және 5 белгісізі бар сызықтық теңдеулер системасын шешетін екі түрлі әдіс жасалды.

ПАЙДАЛАНГАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

- 1 Уалиев Г.У. Динамика механизмов и машин. - Алматы: АГУ-Тауар, 2000. - 282 с.
- 2 Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов. - М.: Машиностроение, 1982. - 256 с.
- 3 Dresig H., Ibrayev S. Optimal Design of Non-harmonic Vibration Exciters Based on 6-bar Linkages // Материалы международной конференции молодых ученых, посвященных 10-летию независимости Казахстана. - Алматы, 2001. - Т. 2, - С. 68-72.
- 4 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1965. - 776 с.
- 5 Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В., Рабинович А.М, и др. Расчёт и конструирование нефтепромыслового оборудования. М.: Недра, 2004. – 422 с.
- 6 Вирновский А. С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. Избранные труды. М., Недра, 2000. - 354 с.
- 7 Молдабеков М.М., Тулешов А.К., Маликов М.Т. Методы и алгоритмы автоматизированного динамического анализа рычажных механизмов. - Алматы: Ғылым, 2001. - 189 с.
- 8 Уалиев Г.У. и др. Математическое моделирование динамики механических систем с переменными характеристиками. Монография. – Алматы: Изд-во КазНПУ, 2006. – 275 с.
- 9 Ибраев С.М., Иманбаева Н.С. Оптимальное уравновешивание преобразующих механизмов привода штанговых насосных установок // Материалы международной конференции «Состояние и перспективы развития механики и машиностроения в Казахстане», Алматы, 29-30 ноября 2007 года.- Алматы, КазНТУ, 2007. – С. 57-62.
- 10 Ибраев С.М., Иманбаева Н.С. Динамический синтез нефтяных станков–качалок на основе среднеквадратического приближения // Материалы международной конференции «Состояние и перспективы развития механики и машиностроения в Казахстане», Алматы, 29-30 ноября 2007 года.- Алматы, КазНТУ, 2007. – С. 62-66.
- 11 Иманбаева Н.С. Синтез и кинематический анализ пространственного рычажного механизма IV класса // Материалы международной научной конференции «Проблемы прикладной математики». Шымкент, 2006 г. - С. 316-318. Ибраев С.М., Иманбаева Н.С., Танжарикова Г.П. Динамический синтез пространственного самоустанавливающего механизма штанговых насосных установок // Материалы III Международной научно-практической конференции «Молодежь и Наука: Реальность и будущее», Россия, г.Невинномысск, 24 марта 2010 года. – С. 547-551.