

AZƏRBAYCAN RESPUBLİKASI

Əlyazması hüququnda

**MEXANİKLƏŞDİRİLMİŞ İSTİSMAR ÜSULU İLƏ
İŞLƏDİLƏN MAŞINLARIN İNTİQAL MEXANİZMLƏRİNİN
TƏDQIQI VƏ TƏKMİLLƏŞDİRİLMƏSİ**

İxtisas: 3313.02 - Maşınlar, avadanlıqlar və proseslər

Elm sahəsi: Texnika elmləri

İddiaçı: **İradə Murad qızı Kərimova**

Fəlsəfə doktoru elmi dərəcəsi
almaq üçün təqdim edilmiş dissertasiyanın

AVTOREFERATI

Bakı – 2021

Dissertasiya işi Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universitetində
"Mexanika" kafedrasında yerinə yetirilmişdir.

Elmi rəhbər: AMEA-nın müxbir üzvü, texnika elmləri
doktoru, professor **Ramiz Seyfulla oğlu
Qurbanov**

Rəsmi opponentlər: Texnika üzrə elmlər doktoru, professor
İskəndər Yaqub oğlu Şirəli

Texnika üzrə elmlər doktoru
Fəxrəddin Səttar oğlu İsmayılov

Texnika üzrə fəlsəfə doktoru
Bünyad Zinhar oğlu Kazımov

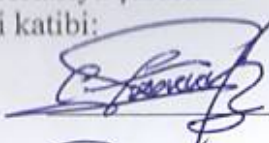
Azərbaycan Respublikasının Prezidenti yanında Ali Attestasiya
Komissiyasının Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universiteti
nəzdində Elmiyyat göstərən ED 2.02 Dissertasiya şurası

Dissertasiya şurasının sədri: Texnika elmləri doktoru, professor

 **Mustafa Baba oğlu Babanlı**

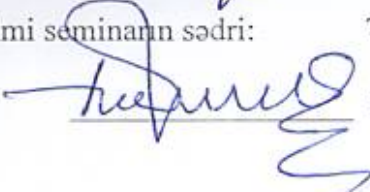
Dissertasiya şurasının
elmi katibi:

Texnika üzrə fəlsəfə doktoru, dosent

 **Tahir Qaffar oğlu Cabbarov**

Elmi seminarın sədri:

Texnika üzrə elmlər doktoru, professor

 **İbrahim Əbülfəz oğlu Həbibov**

İŞİN ÜMUMİ XARAKTERİSTİKASI

Mövzunun aktuallığı və işlənmə dərəcəsi. Neft-qaz yataqlarının işlənməsi və istismarı proseslərində müxtəlif növ neft-mədən avadanlıqlarından (stasionar qurğular və maşınlar) geniş istifadə edilir. Neftçixarmada istifadə edilən maşın və avadanlıqlar müntəzəm olaraq təkmilləşdirilir və onların rəşional istifadəsi getdikcə təmin edilir. Enerji sərfinin qənaətinə tələbat çox olduğundan, neft-mədən avadanlıqları və maşınlarından mərkəzdənqaçma və vintli nasoslardan istifadə geniş tətbiq tapa bilməmişdir. Hal-hazırda dünyada 5,5 milyon quyu fondu üzrə ildə istehsal olunan neftin 70%-i ştanqlı quyu nasoslarının payına düşür. Azərbaycanca ştanqlı quyu nasoslari ilə istismar olunan quyuların sayı 4000-dən çoxdur.

Ştanqlı nasoslar ilə işləyən quyuların mancanaq sisteminin səmərəli işləməsi istismar əmsalinin uzun müddət lazımı səviyyədə olmasını və ümumi hasilat göstəricilərinin dayanıqlığını təmin edə bilər. Mancanaq sistemində tez-tez narahatlıqlar yaradan elementlər mühərrik-reduktor (birinci kontur) və reduktor-mancanaq dəzgahı (ikinci kontur) hesab edilir.

Bu baxımdan istismar maşınlarının səmərəli istismarını təmin etmək məqsədilə ştanqlı nasos üsulu ilə işləyən quyuların istismar maşınlarının intiqal sisteminin mühərrik-reduktor və reduktor mancanaq dəzgahı konturlarının yeni nəzəri-təcrübi tədqiqatlar əsasında təkmilləşdirilməsi aktual məsələdir. Belə yanaşma elmi-təcrübi əhəmiyyətli olduğundan həmişə tədqiqatçıların diqqətini cəlb etməkdə olacaqdır. Lakin texniki ədəbiyyatın təhlili göstərir ki, dissertasiya işində tədqiqata aid olunan problem başqa tədqiqatçılar tərəfindən son illər tədqiqata cəlb edilməyib.

Dissertasiya işi qeyd edilən istiqamətdə tədqiqatların aparılmasını nəzərdə tutmaqla yerinə yetirilmişdir.

Tədqiqatın obyektı və predmeti. Tədqiqatın obyektı – Mexanikləşdirilmiş istismar üsulu ilə işlədilən maşınların intiqal mexanizmlərinin kontur elementləri; Tədqiqatın predmeti – İntiqal mexanizmlərinin kontur elementlərinin tədqiqi əsasında

mexanikləşdirilmiş istismar üsulu ilə işlədilən maşınların istismar-güc xarakteristikalarının texnoloji optimallaşdırılması.

Tədqiqatın məqsəd və vəzifələri. Tədqiqatın məqsədi ştanqlı nasos üsulu ilə işlədilən maşınların istismarının səmərəli olmasına nail olmaq məqsədilə maşının intiqalı mühərrik-reduktor və reduktor-mancanaq dəzgahı əlaqəli konturlar sistemi kimi nəzərdən keçirilməklə konturların tərkibindəki elementləri konstruksiya və istifadə baxımından optimallaşdırmaqla intiqal mexanizminin yeni səmərəli əsaslarını yaratmaqdan ibarətdir.

Tədqiqat işində aşağıdakı işləmələr yerinə yetirilmişdir:

- Maşınların intiqal mexanizmlərinin zəncirinin istismar-güc xarakteristikalarının texnoloji optimallaşdırılması;

- Mancanaq dəzgahının intiqal mexanizmini mühərrik-reduktor və reduktor-mancanaq dəzgahı əlaqəli konturlarından ibarət olmasını təklif etməklə müvafiq səmərəli konstruktiv klasterlərin yaradılması;

- Oxşarlıq və ölçülər nəzəriyyəsiindən istifadə etməklə qayış ötürməsinin oxşarlıq meyarlarının müəyyənləşdirilməsi və bu meyarlar əsasında qayış ötürməsinin kompüter simulyasiyasına əsaslanan optimal layihələndirilmə üsulunun işlənilməsi;

- İstifadə olunan reduktorların iki pilləli zəncir reduktoru ilə əvəzlənməsinin optimallaşdırılması məsələsinin həlli.

Tədqiqat metodları. İstifadə olunan tədqiqat metodları və nəzəriyyələr: sistemli təhlil, qeyri-səlis məntiq, oxşarlıq və ölçülər nəzəriyyələri, riyaziyyatın ayrı-ayrı bölmələrinə aid olan riyazi metodlar.

Müdəfiyə çıxarılan əsas müddəalar:

1. Ştanqlı nasos üsulu ilə işlədilən istismar maşınlarının intiqal mexanizmlərinin mühərrik-reduktor konturunun (1-ci kontur) klasterlərinin müxtəlif kombinasiyalarının tədqiqi əsasında istismar keyfiyyətinin qiymətləndirilməsi;

2. İntiqal mexanizmlərinin zəncirinin reduktor-mancanaq dəzgahının (2-ci konturunun) kinematik və dinamik modellərinin tədqiqi əsasında tələb olunan kinematik və dinamik iş rejimlərinin təyin olunması;

3. İntiqal mexanizmlərinin reduktor-mancanaq dəzgahının tələb olunan struktur, kinematik və dinamik xarakteristikalarını ödəyən

klaster yığımının yaradılması.

Tədqiqatın elmi yeniliyi:

1. Mancanaq dəzgahının intiqal mexanizminin mühərrik-reduktor və reduktor-mancanaq dəzgahı konturlarını araşdırmaqla yaradılmış müvafiq konstruktiv klasterlər ilə onların optimal konstruktiv tərkibləri müəyyən edilmişdir.

2. Oxşarlıq və ölçülər nəzəriyyəsindən istifadə etməklə qayış ötürməsinin oxşarlıq meyarları müəyyən edilmiş, bu meyarlar əsasında qayış ötürməsinin kompüter simulyasiyasına əsaslanan və optimal güc sərfini əldə etməyə imkan verən praktiki layihələndirilmə üsulu işlənmişdir;

3. Mühərrikin oxu ilə reduktorun aparən valının oxunu birləşdirən düz xəttlə üfqi xətt arasında qalan və enerji sərfinin itkilər baxımından optimal qiymətini müəyyən etməyə imkan verən bucağın intervalı müəyyən edilmişdir.

4. İkipilləli zəncir reduktorunun tətbiqini əsaslandırmaqla optimallaşdırma məsələsinin həlli nəticəsində istifadədə olan reduktorun ikipilləli zəncir reduktoru ilə əvəzlənməsinin mümkünlüyü göstərilmişdir.

Tədqiqatın nəzəri və praktiki əhəmiyyəti. Dissertasiya işində alınmış nəticələrin nəzəri-təcrübi bazasını intiqal mexanizminin təkmilləşdirilməsinin metodoloji əsaslarının işlənməsi, müvafiq konturların işləmə səmərəliliyini müəyyən edən parametrlərin dəyişmə diapazonlarının əsaslandırılması və yeni klasterlərin yaradılması təşkil edir. İşin təcrübi əhəmiyyəti mexanikləşdirilmiş üsul ilə işlədilən istismar maşınlarının texniki səmərəliliyini artırmaq məqsədi ilə maşınların intiqalının mühərrik-reduktor və reduktor-mancanaq dəzgahı konturlarının təkmilləşdirilməsi ilə əlaqədar verilən təkliflərlə müəyyənləşdirilir.

İntiqal konturlarının yeni optimal elementlərinin işlənməsinə dair işdə alınmış nəticələrin oxşar tədqiqatların aparılmasında istifadə olunana bilən tədqiqat üsulunun tətbiqi ilə, eləcə də əyani kompüter simulyasiyasına əsaslanan proqram təhlili nəticəsində alınması işin nəzəri və praktiki əhəmiyyətini müəyyən edə bilər.

Dissertasiya işində alınmış nəticələrdən həm də neft-mədən avadanlıqlarının neft çıxarılması prosesində istismarının enerji

göstəricilərinin optimallaşdırılmasında istifadə oluna bilər.

Aprobasiyası və tətbiqi. Dissertasiya işinin əsas müddəaları aşağıdakı konfranslarda məruzə edilmişdir:

1. V международная научно-практическая конференция “Теория и практика современной науки” (Москва, 2012);

2. Doktorantların və gənc tədqiqatçıların XVII Respublika elmi konfransı (Bakı ş., 2013);

3. Gənc tədqiqatçıların Azərbaycan xalqının ümummilli lideri Heydər Əliyevin anadan olmasının 90 illiyinə həsr edilmiş I Beynəlxalq elmi konfransı (Bakı ş., Qafqaz universiteti, 2013);

4. Doktorantların və gənc tədqiqatçıların Azərbaycan xalqının ümummilli lideri Heydər Əliyevin anadan olmasının 90 illiyinə həsr olunmuş “Azərbaycan-2020: Neft-qaz sənayesinin inkişaf perspektivləri” adlı elmi praktiki konfransı (Bakı ş., Azərbaycan Dövlət Neft Akademiyası, 2013);

5. II Международная научно-практическая конференция “Булатовские чтения” (Краснодар, 2018);

6. 10th International Conference on Theory and Application of Soft Computing. Computing with Worlds and Perceptions (ICSCW-2019);

İşin nəticələri habelə ADNSU-nun “Mexanika” kafedrasının ümumi elmi iclaslarında müzakirə olunmuş, kafedranın illik elmi-tədqiqat hesabatlarına daxil edilmişdir.

İşin nəticələri “Bibiheybətneft” NQÇİ-nin 3073, 3207 və 3262 sayılı quyularının təmsalında mədən aprobasiyasını keçməklə müvafiq aktlarla təsdiqlənmişdir.

Dissertasiya işinin mövzusunə aid 16 elmi iş, o cümlədən 10 məqalə (onlardan 4-ü xaricdə) və 6 Respublika və Beynəlxalq səviyyəli konfrans materialı və tezis dərc edilmişdir.

Dissertasiya işinin yerinə yetirildiyi təşkilatın adı: Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universiteti

Dissertasiyanın struktur bölmələrinin ayrılıqda həcmi qeyd olunmaqla dissertasiyanın işarə ilə ümumi həcmi: Dissertasiya işi giriş, 4 fəsil, nəticə, 7 sayda internet saytı olmaqla 120 adda istifadə olunmuş ədəbiyyat siyahısı və əlavədən ibarətdir. İşin həcmi 15 sayda şəkil, 11 sayda qrafik, 15 sayda cədvəl daxil olmaqla 155

səhifə təşkil edir. Dissertasiyanın işarə ilə ümumi həcmi 231840-dir.

İŞİN MƏZMUNU

Girişdə mövzunun aktuallığı şərh edilmiş, işin məqsədi, müdafiə olunan müddəalar, alınmış nəticələrin elmi yeniliyi, işin elmi və təcrübi əhəmiyyəti, nəticələrin aprobeasiya və tətbiqi haqqında məlumatlar verilmişdir.

Mexanikləşdirilmiş istismar üsullarında istifadə olunan mancanaq dəzgahının intiqalına dair son illərdə elmi-tədqiqat işləri sayca zəifləməkdədir. Son illərdə müxtəlif sahələrdə tədqiqat işləri qayış ötürməsindən (pazvari qayışdan) zəncir ötürməsinə keçid prosesinə aid elmi-tədqiqat işləri aparılmaqdadır. Zəncir ötürməsinin müxtəlif variantları mədən şəraitində yoxlanılmış və qayış ötürməsindən zəncir ötürməsinə keçidin texniki-texnoloji və enerji sərfi baxımından səmərəli olması müəyyənləşdirilmişdir.

Birinci fəsildə mexanikləşdirilmiş istismar üsulu ilə işlədilən maşınların texniki-iqtisadi göstəricilərinin pisləşməsinə səbəb olan amillərdən biri kimi bu maşınların iki müstəqil əlaqəli konturdan ibarət olan intiqal mexanizmlərinin işi ilə əlaqədar olması qeyd olunmaqla intiqal mexanizmlərinin hər bir konturunun qurğunun səmərəlilik kriteriyası bazasında ayrı-ayrılıqda əsaslandırılması və vahid zəncirdə birləşdirilməsi, mexanikləşdirilmiş istismar üsulu ilə işlədilən maşınların texnoloji parametrlərinin idarə edilməsi böyük nəzəri və praktiki əhəmiyyətli tədqiqat istiqaməti kimi səciyyələndirilmiş və mexanikləşdirilmiş istismar üsulu ilə işlədilən maşınların konstruksiyaları və onların aidiyyəti problemləri araşdırılmış, eləcə də intiqal mexanizminin mühərrik-reduktor hissəsinin və reduktor-mancanaq dəzgahı konturunun təkmilləşdirilməsi istiqamətləri və perspektivləri şərh edilmişdir [42]¹².

Qeyd olunur ki, balansiri olan mancanaq dəzgahı aşağıdakı göstəricilərinə görə xaricdə buraxılan adi balansirli mancanaq dəzgahlarının konstruksiyalarından öz üstünlüyü ilə seçilir:

- çevirici mexanizmin hazırlanması və montajı zamanı baş

¹² Методика расчета стоек станков-качалок. Гасанов Р.А., Керимова И.М.

vermiş səhvlərin mənfi təsirlərinin istisna edilməsi;

- çarxqollarının istənilən vəziyyətində ən sərfəli ötürmə bucağının ($\beta=90^\circ$) təmin olunması;

- burucu moment əyrisinin K_F forma əmsalının azalması;

- çevirici mexanizmin imtinalarının azalması;

- hazırlanma zamanı metal tutumunun və çox zəhmət tələb etmənin azalması;

- dəzgahın fundamentinin həcmnin azalması.

Müəyyən edilmişdir ki, balansirin arxa qövsünün çevrə mərkəzi müxtəlif nöqtələrdə yerləşdikdə onun yellənmə müstəvisinə görə balansiri olan mancanaq dəzgahının çevirici mexanizminin müxtəlif kinematik sxemləri alınır və ştanqların asılma nöqtəsində maksimal yükün əldə edildiyi anda K_1/K nisbəti balansirin ön və arxa qövslərinin mərkəzlərinin onun yellənmə mərkəzi ilə üst-üstə düşdüyü hala nəzərən daha az olur. Bu, oynaqlarda və birləşdirilmə yerlərində təsir edən qüvvələri, reduktorun aparılan valında burucu momenti, burucu moment əyrisinin forma əmsalını azaldar və dəzgahın uzunömürlülüyünü artırır.

Bu fəsilə eləcə də mexanikləşdirilmiş istismar üsulu ilə işlədilən maşınların intiqal mexanizminin təkmilləşdirilməsi məsələlərinin qoyuluşuna dair əhatəli zəruri qeydlər öz əksini tapmışdır^{5,6} [7]⁹.

İkinci fəsil mexanikləşdirilmiş istismar üsulu ilə işlədilən maşınların intiqal mexanizmlərinin təkmilləşdirilməsi ilə əlaqədar tədqiqatların nəticələrinin şərhinə həsr olunmuşdur. Bu bölmədə reduktor – mancanaq dəzgahı konturunun çevirici mexanizminin kinematik sxeminin, metrik ölçülərinin, kinematik və dinamik xarakteristikalarının əsaslandırılması məqsədi ilə əlaqədar intiqal mexanizmlərinin təkmilləşdirilməsinə imkan verən təkliflər işlənmişdir.

⁵ Mancanaq dəzgahlarının intiqallarında qayış ötürmələri tədqiqinin məqsədyönlüyü haqqında. Kərimova İ.M.

⁶ Mancanaq dəzgahlarının intiqallarında dişli qayış ötürməsinin tətbiqinin mümkünlüyü haqqında. Kərimova İ.M.

⁹ Mancanaq dəzgahının intiqalı üçün elektrik mühərrikinin rasional tipinin seçilməsi. Kərimova İ.M.

Fəsilə intiqal mexanizminin qayıq ötürməsinin səmərəli işləməsini təmin etmək üçün ölçülü və ölçüsüz parametrlərin təhlili əsasında aşağıdakı funksional asılılıq müəyyən edilmişdir:

$$f(\delta_{A1}, V_{A1}, P_{A1}, P_{B1}, g, R_1, R_2, EF, f, \alpha, \varphi) = 0$$

Bu funksionala ilk dəfə olaraq mühərrikdəki qasnağın mərkəzi ilə reduktorun aparılan qasnağının mərkəzini birləşdirən düz xəttin üfüqi xəttlə əmələ gətirdiyi α bucağı daxil edilmişdir.

Bu funksionalda 8 mexaniki (qüvvə, uzunluq və zaman) ölçülü kəmiyyət, 3 ədəd mexaniki ölçüsüz kəmiyyət vardır. π - teoreminə əsasən, bu 8 parametrdən, məsələn, P_{B1} , R_2 və V_{A1} elə üçünü seçək ki, onların kombinasiyasından qüvvə, uzunluq və zaman vahidi alınsın. $[P_{B1}] = N$, $[R_2] = m$, $\left[\frac{R_2}{V_{A1}} \right] = t$ alınır. π -teoreminə əsasən, ölçüsüz parametrlərin sayı $8-3=5$ olacaq. Ölçüsüz parametrlər olar:

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{\delta_{A1} V_{A1}^2}{EF}; \quad \Pi_2 = \frac{P_{A1}}{EF}; \quad \Pi_3 = \frac{P_{B1}}{P_{A1}}; \quad \Pi_4 = \frac{g \delta_{A1} R_2}{EF}; \\ \Pi_5 &= \frac{g R_2}{V_{A1}^2}; \quad \Pi_6 = f; \quad \Pi_7 = \varphi; \quad \Pi_8 = \alpha. \end{aligned}$$

Π_1 , Π_2 , Π_3 ... Π_8 meyarlarının mexaniki mahiyyəti aşağıdakılardan ibarətdir:

- Π_1 – qayışın ətalət meyarı – qayışın ətalət qüvvəsinin en kəsik sahəsinin sərtliyi ilə müqayisəsini müəyyən edir;

- Π_2 – qayışın dartı meyarı – aparılan qasnağın uc hissəsindəki dartı qüvvəsinin kəsik sahəsinin sərtliyi ilə müqayisə edir;

- Π_3 – qayışın qüvvələr meyarı – aparılan qasnağın üzərindəki qayış qövsünün kəsiklərində yaranan qüvvələrin nisbətini xarakterizə edir;

- Π_4 – qayışın vahid uzunluqlu çəki meyarı – qayışın vahid uzunluqlu çəki qüvvəsinin kəsik sahəsinin sərtliyi ilə müqayisəsini verir;

- Π_5 – qayış ötürməsinin faydalılıq meyarı – qayışın vahid uzunluqlu çəki qüvvəsinin qayışın ətalət qüvvəsi ilə müqayisəsini verir;

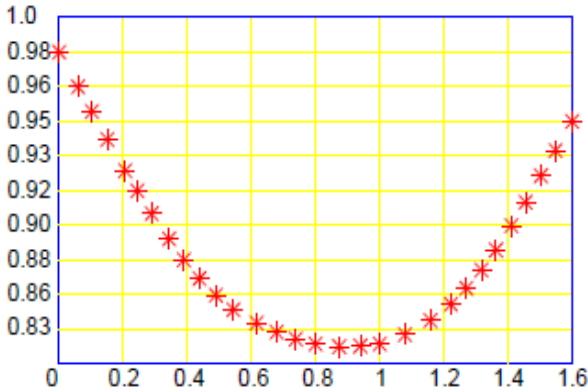
- Π_6, Π_7, Π_8 – sürtünməni, sürtünmə bucağını və qasnaqların mərkəzlərinin yerləşmə vəziyyətini xarakterizə edən oxşarlıq meyarlarıdır.

Deməli, qayış ötürməsinin idarə edilməsini təmin edən funksional aşağıdakı şəkildə olar:

$$f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8) = 0$$

$\Pi_1 \cdot \Pi_5 = \Pi_4$ olduğundan, müəyyənədicilərin parametrləri $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8$ olar.

İntiqal konturlarının səmərəli işləməsini təmin edən mühərrikin oxu ilə reduktorun aparıcı valının oxunu birləşdirən xəttin üfüqi xəttlə əmələ gətirdiyi α bucağının, yəni yuxarıda qeyd edilən xəttin vəziyyətinin seçiminin, mühərrik-reduktor konturu arasındakı qayışın qüvvələr balansının, aparılan vala gətirilmiş zərərli müqavimət qüvvələrinin və s. göstəricilərin α bucağından asılılığının qayışın gərilmə qüvvəsini təyin edən meyarları nəzərə alan dəqiqləşdirilmiş analitik asılılıq əsasında kompüter simulyasiyası üçün müvafiq alqoritm işlənmişdir. İşlənmiş alqoritm əsasında aparılmış hesablamaların nəticələri, nümunə olaraq, qrafik 1-də verilmişdir.

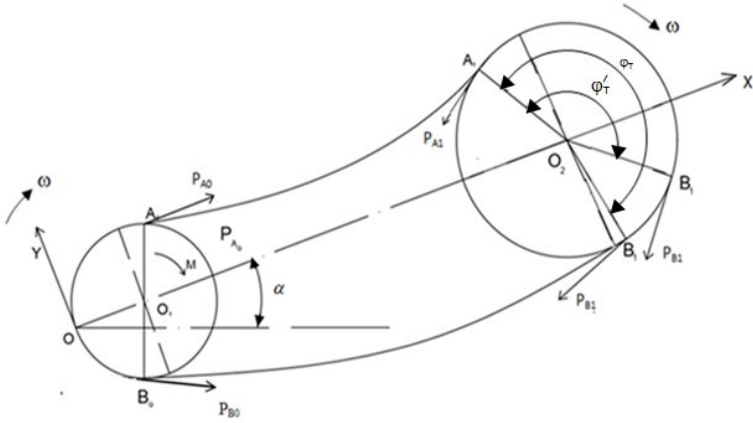


Qrafik 1. Güc sərfinin (aparılan vala gətirilmiş qüvvələrinin) α bucağından asılılığı

Qrafik 1-də göstərilən hesablamaların optimal nəticəsinin mühərrikin oxu ilə reduktorun aparılan valının oxunu birləşdirən üfüqi xətt arasında qalan α bucağının $45-57^\circ$ qiymətində olması müəyyən edilmişdir.

Qayış ötürməsinin işinə mühərrikin dövrlər sayı, ötürmə ədədi, qasnaq oxları arasındakı məsafə, elementlərin hazırlanma dəqiqliyi, qayışa təsir edən qüvvələrin dəyişmə həddi, qayışların gərilməsi və s. amillərin təsirinin olması texniki ədəbiyyatda qəbul edilmiş, lakin α bucağının təsirinin olması nəzərə alınmamışdır.

XOY koordinat sistemi elə seçilir ki, absis oxu aparılan və aparılan qasnaqların O və O_2 mərkəzlərindən keçsin, ordinat oxu isə X oxunun mühərrikin aparılan qasnağının mərkəzi ilə toxunma nöqtəsi “O”-dan keçir və tam əhatə bucağının bir hissəsini φ_T sürüşmə bucağı təşkil edir. Bu bucaqda cevik əlaqə əlavə deformasiya alır və əhatə bucağı əyrisi üzrə bir neçə hədd yerini dəyişir (şəkil 1) və qəbul olunur ki, qayış ötürməsinin normal işləməsi üçün qasnaqlarda qayışın sürüşməsi lazım olan sürüşmə həddini (φ'_T) aşmamalıdır.



Şəkil 1. Mühərrikin valından reduktorun girişinə gücü ötürən qayış ötürməsinin sxemi

Bu fəsilə habelə çevik qayışın vasitəsilə aparılan və apararı valın əhatə məntəqəsində inersiya qüvvələrini nəzərə almaqla çevik qayışın gərilməsinin təyin olunması məsələsinə baxılmışdır. Bu məqsədlə aparılan qasnağın əhatə məntəqəsində φ bucağından asılı olaraq çevik qayışın P gərilmə qüvvəsi üçün diferensial tənlik alınmış və P gərilmə qüvvəsi təyin edilmişdir. Nəticədə çevik qayışın gərilməsinin φ_T sürüşmə bucağından asılılığı təyin edilmişdir[10]⁸ :

$$A\left(1 - \frac{P_{A1}}{EF}\right)(P_{B1} - P_{A1}) + \frac{A}{2EF}(P_{B1}^2 - P_{A1}^2) - \frac{SG}{f}(e^{f\varphi_T} - 1) - \frac{ST}{2f}(e^{2f\varphi_T} - 1) - fg\delta_{A1}R_2[\cos(\varphi_T + \alpha) - \cos\alpha] - g\delta_{A1}R_2[\sin(\varphi_T + \alpha) - \sin\alpha] = 0$$

$$\text{Burada } A = 1 - \frac{\delta_{A1}V_{A1}^2}{EF}, \quad B = \delta_{A1}V_{A1}^2\left(1 - \frac{P_{A1}}{EF}\right),$$

$$S = f(P_{A1}A - B), \quad G = 1 - \frac{1}{EF}\left(P_{A1} - \frac{B}{A}\right), \quad T = \frac{1}{EF}\left(P_{A1} - \frac{B}{A}\right),$$

P_{A1} və P_{B1} – uyğun olaraq aparılan qasnağın əhatə əyrisinin

⁸ Qayış ötürməsinin mexaniki parametrləri və oxşarlıq meyarları. Qurbanov R.S., Baxşəliyev V.İ., Kərimova İ.M

əvvəli və sonu olan A_1 və B_1 nöqtələrində qayışın gərilmə qüvvələri; E – qayışın elastiklik modulu; F – qayışın en kəsik sahəsi; f – qayış ilə ona səthi ilə toxunan qasnağın arasındakı sürtünmə əmsalı; \mathcal{S}_{A_1} – A_1 nöqtəsində qayışın uzunluğunun kütlə əmsalı; R_2 – aparılan qasnağın radiusu; α – mühərrikin oxu ilə reduktorun aparılan valının oxunun mərkəzlərini birləşdirən xəttin üfüqlə əmələ gətirdiyi bucaq; V_{A_1} – A_1 nöqtəsinin sürətidir.

Alınmış münasibətdən istifadə etməklə ona daxil olan parametrlərin müəyyən hesabi qiymətləri, o cümlədən qayışın aparılan qolunun başlanğıc gərilmə qüvvəsinin və konkret ötürmə üçün elastiklik modulunun müxtəlif qiymətlərində hesablamalar aparılmışdır.

Hesablamalar yolu ilə başlanğıc gərilmə qüvvəsinin müxtəlif qiymətlərində əhatə bucağından asılı olaraq qayışın qollarının gərginlikləri nisbətinin (λ_p) φ_T əhatə bucağından asılılıq əyriləri üçün reqressiya tənliyi alınmışdır [113]¹⁴ :

$$\lambda_p = 1 + a_1 \lambda_\varphi + a_2 \lambda_\varphi^2 + a_3 \lambda_\varphi^3,$$

burada λ_φ – qayışın qollarının gərginliyinin əhatə bucağı

$$\lambda_\varphi = \varphi_T / \varphi'_T; a_1 = 0,2294\pi; a_2 = 0,0538\pi^2; a_3 = -0,003335\pi^3.$$

Bu tənliyin ifadə etdiyi asılılıq üzrə qurulmuş əyrilərin (qrafik 2) analizindən aydın olur ki, qayışın qollarının gərginliyinin λ_φ əhatə bucağının artması ilə λ_p artır.

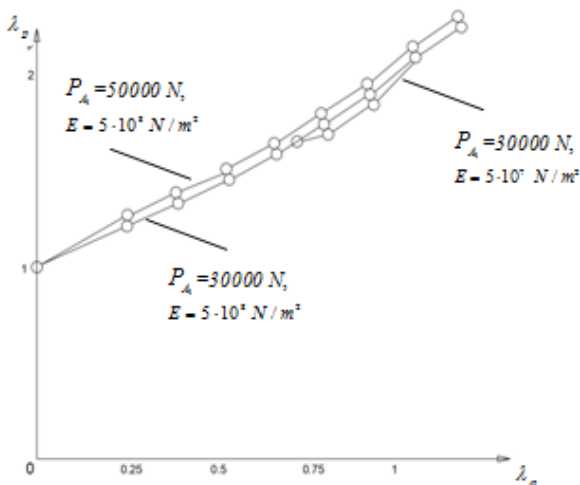
Belə təcrübi nəticəyə gəlinir ki, çəvik əlaqənin normal işləməsi üçün gərginlik kriteriyası 1,986-dən az olmalıdır, yəni $\lambda_p \leq 1,986$.

Bundan əlavə bu əyrilərdən görünür ki, elastiklik modulunun daha kiçik qiymətləri üçün qayış işləmə qabiliyyətini itirir. Məsələn,

$$E = 5 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2 \text{ olduqda } \varphi_T > \frac{3\pi}{4} \text{ olur ki, bu zaman qayışın boş}$$

¹⁴ On Possibility of Using a Toothed Belt Drive in a Drive to Rocker-Machines. Karimova İ.M.

fırlanması baş verir.



Qrafik 2. λ_p -nin $\lambda_\varphi = \varphi_T / \varphi'_T$ əhatə bucağından asılılıq ayrılırları

Bu fəsilədə eyni zamanda intiqal mexanizminin mühərrik-reduktor konturundakı reduktorun yüklənməsi tədqiq edilmişdir.

Aparılmış nəzəri və praktiki təhlillər əsasında intiqal mexanizmlərinin 1-ci konturundakı qayış ötürmə konstruksiyalarının optimal variantları seçilmiş və qəbul olunmuş meyar (məqsəd funksiyasının) minimum və maksimum qiymətləri buraxılabilən məhdudiyət şərtlərinin ödənilməsini təmin edən mümkün variantlar təyin olunmuş layihə işlənilib hazırlanmış və konstruksiyasının parametrləri müəyyən edilmişdir.

Lakin pazvari qayış ötürməsinin dartma qabiliyyəti, uzunömürlüyü, ötürmə ədədinin qeyri-stabilliyi və məhdudluğu mancanaq dəzgahının intiqalının optimal konstruksiyada hazırlanması tələbinə tam cavab vermir⁴.

Bu şərtləri təmin etmək üçün müxtəlif növ (çoxpazlı və dişli)

⁴ Mancanaq dəzgahının intiqalında istifadə olunan qayışın tipinin rəasional variantının seçilməsi. Kərimova İ.M.

qayıqların istifadə olunma perspektivliyinin mümkünlüyü analiz edilmişdir. Dişli qayıqlar böyük dartma qabiliyyətinə, faydalı iş əmsalına, sürüşmənin yox olması və ötürmə ədədinin sabitliyinə görə çevik əlaqənin perspektiv növü hesab olunur. Bu tip ötürmələr yağlama olmadan işləyir, abraziv və çirkli mühitin təsirinə məruz qalmaqla, giriş və çıxış bəndlərinin hərəkətini sinxronlaşdırmaq qabiliyyətinə malikdir, istismarı sadədir və ona görə də onların intiqal mexanizmlərində tətbiqi bu mexanizmlərin metal tutumunu azaltmaq üçün əsas sayıla bilər. Bu növ qayıq ötürməli intiqalların pasport məlumatlarına əsasən zamanətli iş müddəti 2000 saatdan (digər qayıq növlərində <600 saat) yüksək olur. Tətbiq olunan qayıq ötürməli intiqalların müqayisəli analizindən görünür ki, sonuncular qiymət, istehsal və istismar-texnoloji xarakteristikalarına görə digər qayıqlara nisbətən üstünlük təşkil edir və intiqal mexanizmlərində bu tip çevik ötürmələrin tətbiqi rəqabətə davamlıdır.

Dissertasiyada eyni zamanda intiqal mexanizmlərinin 1-ci konturundakı reduktorun aparılan valındakı maksimal buraxılabilən hesabi burucu momentin ötürülməsi üçün sürgüqoluna nəzərən aparılan valın periodik dəyişməsinin təmin edilməsi hesabına dərinlik nasos qurğusunun bir dövrü ərzində mancaq dəzgahının “ölü” nöqtələrindəki “0” qiymətlərindən maksimal qiymətə qədər aparılan valın vəziyyətindən asılı olaraq dəyişən (qrafik 3) burucu momentin təsirindən aparılan dişli çarxın dişlərinin yüklənməsini bərabərləşdirmək təklif edilmişdir [67,80]^{7,3} :

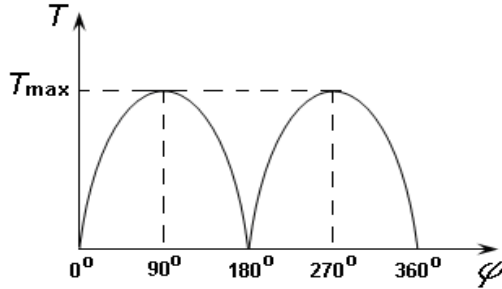
$$T_{B_1} = r \frac{F'_m}{2} \sin \frac{\varphi}{z}; \quad T_{H_1} = -r \frac{F'_j}{2} \sin \frac{\varphi}{z}.$$

Burada z – reduktorun aparılan dişli çarxındakı dişlərin sayıdır (mancaq dəzgahlarının reduktorları üçün, DÜİST 5866-66-ya əsasən $z=85$ -dir); $\frac{\varphi}{z}$ – aparılan çarxın bir dişinin dönmə bucağıdır.

⁷ Снижение нагруженности зубьев ведомого колеса редуктора станка-качалки. Керимова İ.М.

³ К увеличению долговечности привода станков качалок. Мамед-заде О.А., Керимова İ.М.

Aparılan tədqiqatlar əsasında müəyyən edilmişdir ki, burucu momenti elektrik mühərrikindən mancanaq dəzğahının balansirinə ötürmək üçün istifadə edilən Novikov ilişməli iki və üç pilləli silindrik reduktorların aparılan dişli çarxının dişlərindəki ekvivalent kontakt və normal gərginliklər burucu momentin funksiyasıdır və nisbi dönmə bucağından (φ') asılı olaraq 20% azalır.



Qrafik 3. Reduktorun aparılan valında yaranan burucu momentin dəyişməsi

İşin bu fəslində intiqal mexanizmlərinin zəncirinin mühərrik-reduktor konturunda tətbiqi perspektivli hesab olunduğundan, hal-hazırda istifadə olunan üç pilləli silindrik dişli çarx reduktorunun optimallaşdırılması məsələsinə baxılmışdır.

Məqsəd funksiyası kimi reduktorun dişli çarxlarının kontakt gərginliyinin minimum qiyməti qəbul edilmişdir. Bu şərtin ödənilməsi üçün onun həcminin minimum olması tələb olunur.

Məsələnin həlli əsasında üçpilləli silindrik reduktorun yavaş, aralıq və iti pillələrinin ötürmə ədədləri üçün ifadələr alınmışdır [9]¹:

Eyni zamanda intiqal mexanizmlərinin zəncirinin 2-ci (reduktor–mancanaq dəzğahı) konturunun çevirici mexanizminin kinematik sxemi əsaslandırılmış, asqı nöqtəsinin kinematik və dinamik xarakteristikaları araşdırılmışdır.

Bu fəsildə həm də intiqal mexanizminin zəncirinin reduktor-

¹ Mancanaq dəzğahında üçpilləli dişli çarx reduktorlarının tətbiqi və konstruksiyasının optimallaşdırılması. Qurbanov H.Y., Kərimova İ.M., Allahverdiyeva A.T.

mancanaq dəzğahı konturunun çevirici mexanizmin dinamiklik xarakteristikalarının təyini məsələsi həll edilmişdir. Müəyyən edilmişdir ki, ştanqların və boruların başlanğıc deformasiyasından sonra yuxarı və aşağı gedişdə ştanqların asqı nöqtəsinin sürət və təcilinin artması ilə əlavə ətalət yükü artır və buna uyğun olaraq asqı nöqtəsindəki maksimal yük artır, minimal yük isə azalır.

Üçüncü fəsildə intiqal mexanizminin zəncirinin hər iki konturunun icraedici orqanlarının forma, kütlə və metrik xarakteristikalarının təyini və istismar etibarlılığının qiymətləndirilməsi və hər iki konturun istismar keyfiyyətinin qiymətləndirilməsi, qayış ötürməsinin optimal variantının seçilməsi və reduktor–mancanaq dəzğahı konturundakı çevirici mexanizmin bəndlərinin optimal ölçülərinin təyini usulları işlənmişdir. İntiqal mexanizminin zəncirinin 1-ci konturunda tətbiqi nəzərdə tutulan qayış ötürməsinin optimal parametrlı variantının seçilməsi məqsədi ilə qeyri-xətti proqramlaşdırma üsuluna görə ötürmənin işləmə müddətinin (t) maksimum, ötürmə dəyərinin (Q) minimum olması tələb olunur, yəni [5]² :

$$\left. \begin{array}{l} t \rightarrow \max \\ Q \rightarrow \min \end{array} \right\}$$

İki məqsəd funksiyasını bir funksiya ilə əvəz etsək, onda:

$$g_0 = \frac{Q}{t} \rightarrow \min$$

və ya
$$g_0 = \frac{(a_i z + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \sigma_{\max}^m \cdot 3600 \cdot U \cdot z_2 \cdot v_2}{\sigma_N^m \cdot N_0 \cdot v_1} \rightarrow \min ,$$

burada $a_i z = Q_1$ – qayışların dəyəri; Q_2 – qasnaqların dəyəri; Q_3 – elektrik mühərrikinin dəyəri; Q_4 – tarımlıq yaradan vint qurğusunun dəyəri; Q_5 – sərf olunan elektrik enerjisinin dəyəri; z – ötürmədəki pazvari qayışların sayı; a_i – bir qayışın dəyəridir.

Onda $Q_2 = Q_{2,1} + Q_{2,2}$, $Q_{2,1} = A_1 \xi_1 \rho \frac{\pi D_1^2}{4} \cdot \left(2S + \frac{cz}{2} \right)$ aparan,

² Mancanaq dəzğahının qayış ötürməsinin optimal variantının seçilməsi. Kərimov Z.H., Məmməd-zadə O.Ə., Kərimova İ.M.

$Q_{2,2} = A_2 \xi_2 \rho \frac{\pi D_2^2}{4} \cdot \left(2S + \frac{CZ}{2} \right)$ isə aparılan qasnağın dəyəridir.

A_1 və A_2 – uyğun olaraq aparın və aparılan qasnaqların vahid çəkisinin dəyəri; ξ_1 və ξ_2 – aparın və aparılan qasnaqdakı boşluqları nəzərə alan əmsallardır; ρ – qasnağın materialının sıxlığı; D_1 və D_2 – aparın və aparılan qasnaqların diametrləridir. S və C – nin qiymətləri sorğu cədvəllərində verilir.

Elektrik enerjisinin dəyəri $Q_5 = q \cdot P \cdot t$; burada q – elektrik enerjisinin bir kilovatının qiyməti, P – elektrik mühərrikinin nominal gücü – kilovat saatlarla; t – qayıq ötürməsinin işləmə müddətidir, saatlarla.

Ötürmənin parametrlərinə aşağıdakı məhdudiyyətlər qoyulur:

1. Qayıqlardakı qaçışların sayı:

$$U = \frac{l}{v} \leq [U]$$

Burada l – qasnağın uzunluğu; v – qayıqın sürəti, $[U]$ – qayıqın buraxılabilən qaçışları sayıdır.

2. Qayıqların sayı $z \leq [z]$ olmalıdır, burada $[z]$ – qayıqların buraxılabilən sayıdır.

3. Ötürmə ədədi: $u \leq [u]$ olmalıdır, burada $[u]$ – ötürmə ədədinin buraxılabilən qiymətidir.

4. Əhatə bucağı:

$$\alpha_0 = 180^\circ - 57,3^\circ \cdot \frac{D_2 - D_1}{a} \geq [\alpha_0] \text{ olmalıdır;}$$

burada $[\alpha_0]$ – əhatə bucağının buraxılabilən qiyməti; a – qasnaqların mərkəzləri arasındakı məsafədir.

$$2(D_1 + D_2) \geq a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h$$

burada h – qayıqın hündürlüyüdür.

Giriş valındakı güc P_1 (kvt), bucaq sürəti ω_1 və ötürmə ədədi u olan pazvari qayıq ötürməsinin optimal variantının seçilmə ardıcılığı işlənmişdir.

Bu fəsilə həmçinin intiqal mexanizmlərinin zəncirinin 2-ci (reduktor-mancanaq dəzgahı) konturundakı çevirici mexanizm

bəndlərinin optimal nisbətinin təyini məsələsinin nəticələri də verilmişdir.

Balansirli mancanaq dəzgahının çevirici mexanizminin optimal sintezi üçün aşağıdakı parametrlər nəzərə alınmışdır: giriş parametrləri qismində S_0 – quyu ağzı ştokun gedişinin nominal uzunluğu və n – ştanqların asılma nöqtəsinin gedişlərinin sayı; çıxış parametrləri r/p , r/e , δ_{\max} və γ_0 .

Nasos ştanqları kəmərinin xarakteristikası üçün aşağıdakılar qəbul edilir:

- ştanqların asılma nöqtəsində gətirilmiş σ_{gt} gərginlik meyarı;
- çevirici mexanizm üçün metal tutumu və quyuda qaldırma-endirmə əməliyyatları zamanı quyu ağzında xidmətin asan olması;
- reduktorun aparılan valında maksimal burucu T_{\max} momenti və burucu moment əyrisinin K_F forma əmsalı.

Ümumilikdə nəzərə alınmalıdır ki, çevirici mexanizmin qabarit ölçülərinin və çəkisinin azaldılması və deməli, həm də montajı və istismarı nöqtəyi-nəzərindən r/p , $K_1/(e+R)$ qiymətləri böyük olan dəzgahlar daha səmərəli hesab olunur (K_1 – balansirin ön qolunun uzunluğudur).

Çarxqolunun $r=1,2$ m radiusunu, quyu ağzı ştokun gedişinin maksimal $S_0=3,5$ m uzunluğunu bilərək, ön və arxa çiyinlərin (qolların) qövslərinin mərkəzləri bir nöqtədə üst-üstə düşdüyü halda alarıq ki:

$$\frac{K_1}{K} = \frac{S_0}{2r} = 1,46,$$

burada K – balansirin arxa qolunun uzunluğudur.

Quyu ağzında fəhlənin təhlükəsiz və rahat işinin təmin edilməsi üçün quyuda qaldırma-endirmə əməliyyatlarında ştanqların nasos-kompressor borularından açılması və onlara bağlanması zamanı quyu ağzının oxundan fundamentin burtuna qədər olan nominal məsafə $l=1200$ mm olmalıdır. Dirəyin oxundan fundamentin burtuna qədər olan nominal məsafə konstruktiv olaraq $l_1=475$ mm-dir. Onda balansirin ön qolunun minimal uzunluğu

$$K_1 = l + l_1 = 1200 + 475 = 1675 \text{ mm.}$$

Balansirin maksimal amplitudlu bucağı:

$$\delta_{\max} = \frac{S_0}{K_1} \cdot \frac{180}{\pi} = \frac{3,3}{1,675} \cdot \frac{180}{3,14} = 120^\circ,$$

arxa qolun uzunluğu:

$$K = \frac{K_1}{1,46} = \frac{1,68}{1,46} = 1,15 \text{ m},$$

burada $K_1 - K = 1,675 - 1,15 = 0,525 > 0,5$ m, yəni təhlükəsizlik texnikasının tələblərinə riayət olunur.

Arxa qolun qövsünün mərkəzini balansirin yellənmə müstəvisində müxtəlif nöqtələrdə yerləşdirməklə balansirin arxa qövsünün radiusunu aşağıdakı düsturla təyin etmək olar:

$$R = 2r / \left(\operatorname{tg} \arccos \frac{R}{A_1} + \delta_{\max} + \arccos \frac{p - e \cos \gamma_0}{A_1} - \right. \\ \left. - \arccos \frac{R}{A_1} - \operatorname{tg} \arccos \frac{R}{A_2} - \arccos \frac{p - e \cos \gamma_1}{A_2} + \arccos \frac{R}{A_2} \right)$$

$$A_1 = \sqrt{p^2 + e^2 - 2pe \cos \gamma_0}$$

$$A_2 = \sqrt{p^2 + e^2 - 2pe \cos \gamma_1}$$

$$\gamma_1 = \gamma_0 - \delta_{\max}.$$

Hesablamaların nəticələri göstərir ki, balansirin arxa qolunun çevrəsinin mərkəzinin onun yellənmə oxundan sürüşməsi artdıqca, arxa qolun qövsünün radiusu azalır. Bu isə transvers balansir ilə birləşdirən kanatın davamlılığını azalda bilər. Aparılmış istehsalat təcrübələri göstərdi ki, qövsün radiusunun azalması zamanı balansirin arxa qövsünün işçi səthinin müntəzəmliyi və axarlılığı pisləşir, bu isə kanatın davamlılığını azalda bilər. İstehsalat təcrübələrinin nəticələrinə görə 24 №-li ikitavr üçün qövsün radiusu $R = 900$ mm qəbul edilə bilər.

Balansirin arxa qövsünün çevrəsinin radiusu üçün $R > 900$ mm və quyunun ağzını azad etdikdə qollar arasındakı fərq üçün $K_1 - K \geq 525$ mm məhdudiyətləri olduqda, aparılmış tədqiqatlar göstərdi ki, arxa qolun çevrəsinin mərkəzinin təyin oblastı belədir: $e = 0 \div 300$ mm və $\gamma_0 > 108^\circ$. Çıxış parametrlərinin (e və γ_0) təsadüfi götürülmüş qiymətlərinə görə hesablamalar nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, ştanqların asqı nöqtəsində gətirilmiş gərginliklərin qiymətləri, demək

olar ki, dəyişmir, burucu moment əyrisinin forma əmsalının qiymətləri isə bir-birindən fərqlənir, ona görə də məqsəd funksiyası kimi K_F -i qəbul edə bilərik.

Eyni zamanda e və γ_0 parametrlərinin bir neçə variantı üçün ştanqların asılma nöqtəsinin hərəkət xüsusiyyətləri öyrənilmişdir.

Analiz nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, arxa qolun çevrəsinin mərkəzi yellənmə oxundan uzaqlaşdıqca, ştanqların asqı nöqtəsinin yuxarı hərəkəti zamanı onun ölçüsüz sürəti və təcili azalır, aşağıya doğru hərəkətində isə artır və ştanqların asqı nöqtəsindəki

maksimal yükdə $\frac{K_1}{K}$ nisbəti azalır; balansirin başlanğıc vəziyyətinin

bucağı qütb oxuna nəzərən artdıqca, ştanqların asqı nöqtəsinin yuxarı gedişi zamanı onun ölçüsüz sürəti və təcili artır, aşağıya doğru hərəkətində isə azalır və ştanqların asqı nöqtəsindəki maksimal

yükdə $\frac{K_1}{K}$ nisbəti artır.

Balansirin arxa qövsünün mərkəzi onun yellənmə mərkəzi ilə üst-üstə düşdükdə $\frac{K_1}{K}$ nisbəti 1,46-ya bərabər olur, $r/e=4$ və $\gamma_0=110^\circ$

variantında isə balansirli mancanaq dəzgahının ştanqlarının asqı nöqtəsindəki maksimal yükdə $\frac{K_1}{K}$ nisbəti 1,38÷1,39 olacaq, bu isə

oynaqlarda və birləşmə yerlərində təsir edən qüvvələri azaldacaqdır. Bu da dəzgahın istehlak etdiyi enerjinin xeyli dərəcədə azalmasına və onun işləmə müddətinin artmasına səbəb olacaqdır.

Dördüncü fəsildə iki pilləli zəncir reduktorunun tətbiqinin əsaslandırılması və optimallaşdırılması məsələsi həll edilmişdir [8]^{10,11}. Bu məqsədlə ikipilləli zəncir reduktorunun parametrlərinin optimallaşdırılması məsələsinin riyazi modeli işlənmişdir.

İkipilləli zəncir reduktorunun parametrlərini optimallaşdırma

¹⁰ Zəncir ötürməsinin dayaqlarına düşən mərkəzdənqaçma qüvvələrinin təsirinin tədqiqi. Kərimova İ.M.

¹¹ Анализ расчет кинематической схемы конической планетарной передачи. Алиева С.Я., Керимова И.М.

məsələsinin riyazi qoyuluşu aşağıdakı kimi təsvir edilmişdir:

$$g_0 = \left\{ \frac{\pi \bar{K} e_1 \rho}{4} \left[ib_1 \left[\left(\frac{p_1}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \right)^2 + \left(\frac{p_1}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} \right)^2 \right] + ib_2 \left[\left(\frac{p_2}{\sin \frac{180^\circ}{z_3}} \right)^2 + \left(\frac{p_2}{\sin \frac{180^\circ}{z_4}} \right)^2 \right] \right] + p_1 \frac{z_1 + z_2}{2} + 80 p_1 + \frac{p_1}{40} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 + p_1 \frac{z_1 + z_2}{2} + 80 p_2 + \frac{p_2}{40} \left(\frac{z_4 - z_3}{2\pi} \right)^2 \right\} \rightarrow \min$$

$$g_1 = \frac{20i_1 e^{0,051 p_1}}{2K_e T_1 \sin \beta_1 + 40k_j q_1 i_1 p_1^2 (0,385 p_1 - 7,98) + i_1 (0,385 p_1 - 7,98) \cdot \left[\frac{\pi m_1 p_1}{30 \sin \beta_1} \right]^2} > 1$$

$$g_2 = \frac{20i_2 e^{0,051 p_2}}{2K_e T_e \sin \beta_3 + 40k_j q_2 i_2 p_2^2 (0,385 p_2 - 7,98) + i_2 (0,385 p_2 - 7,98) \cdot \left[\frac{\pi m_3 p_2}{30 \sin \beta_3} \right]^2} > 1$$

$$g_3 = \frac{2,85}{p_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_e}{(31 - 2u_1) K_1 p_1}} > 1$$

$$g_4 = \frac{2,85}{p_2} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 K_e}{(31 - 2u_2) K_1 p_2}} > 1$$

$$g_5 = \frac{(31 - z_1^2) \cdot (31 - z_3^2)}{4z_1 z_3} \geq 1$$

Burada g_0 – ikipilləli zəncir ötürməsinin qiymətinin minimum olmasını müəyyənləşdirən funksiya;

g_1 , g_2 , g_3 , g_4 və g_5 – möhkəmlik, etibarlılıq, oynaqların yeyilməyə davamlılığını və zəncir ötürməsinin kinematikasını nəzərə alan əmsallar;

\bar{K} – zəncir ötürməsinin ulduzcuqlarının xərcələri;

e_1 – ulduzcuqların həcmnin dolması əmsalı: $e_1 = 0,7 \div 0,8$;

ρ – ulduzcuqların materiallarının sıxlıqları;

P_1, P_2 – birinci və ikinci pillənin intiqal zəncirinin addımları;

b_1, b_2 – birsıralı p_1 və p_2 addımlı zəncirlərin eni;

z_1, z_3 – birinci və üçüncü pillənin apararı ulduzcuqlarının dişlərinin sayı;

z_2, z_4 – ikinci və dördüncü pillənin aparılan ulduzcuqlarının dişlərinin sayı;

i_1, i_2 – birinci və ikinci pillənin zəncir sırası sayı;

K_e –dinamiki yüklənmədən, zəncir uzunluğundan mərkəzlərarası məsafənin üfüqlə əmələ gətirdiyi xətdən, zənciri tənzimləmə üsulundan, yağlama xarakterindən asılı olan əmsal;

T_1, T_3 – birinci və üçüncü pillənin apararı vallarındakı burucu momentlər;

β_1, β_3 –ulduzcuqların bucaq addımını səciyyələndirən parametrlər;

q_1, q_2 – birinci və ikinci pillənin intiqal zəncirlərinin 1 m-nin çəkisidir.

Zəncir qollarındakı dayağa düşən yük zəncirin hərəkət sürətindən və qolların əvvəlcədən gərilməsindən asılı olaraq geniş hədlərdə dəyişir. Aparadığımız tədqiqatla müəyyən edilmişdir ki:

- Zəncir qollarında mərkəzdənqaçma qüvvələri tarazlaşmır və ulduzcuqlara, əsasən onların dayağına təsir göstərir;

- Ulduzcuqların dayağına təsir göstərən qüvvənin (yükün) qiyməti qolların əvvəlki gərilməsindən və zəncirin hərəkət sürətindən asılıdır;

- Daha kip gərilmiş qollarda mərkəzdənqaçma qüvvələri ulduzcuğun dayağı və valını yükdən azad edir.

İkipilləli zəncir ötürməsi konstruksiyasının optimallaşdırılması nümunəsi kimi “Wilson Products” firmasının Model 65 Winchmobile qaldırıcı aqreqatının zəncir ötürməsi qutusuna baxılmışdır.

Zəncir reduktorunun optimallaşdırılmasının nəticələri cədvəldə verilmişdir.

Cədvəl

Parametrlər	Mövcud konstruksiya		Optimal konstruksiya	
	I pillə	II pillə	I pillə	II pillə
Aparan ulduzcuqların dişlərinin sayı, z_1, z_3	24	30	24	30
Aparılan ulduzcuqların dişlərinin sayı, z_2, z_4	52	58	52	58
İntiqal zəncirin addımı, p mm	38,1	38,1	25,4	31,75
Zəncir sıralarının sayı, i	3	3	6	4
Mərkəzlərarası məsafə, a mm	1200	1800	1200	1800
Zəncirin uzunluğu, L mm	3,8	5,3	3,4	5,0
Aparan ulduzcuqların diametrləri, d_1, d_3 mm	291,9	364,5	194	303,7
Aparılan ulduzcuqların diametrləri, d_2, d_4 mm	631	703,7	420,7	586,4
Ulduzcuqları nəzəri çəkilişi, Q kq	2630	3420	1460	2450
Zəncir ötürmələrinin qiymətləri, AZN	636	850	460	700
Zəncir ötürməli reduktorun qiyməti, AZN	1485		1157	
Zəncir ötürməli reduktorun çəkisi, kq	775		532	

Dördüncü fəsildə habelə intiqal mexanizminin zəncirinin konturunda pəzşəkili qayış ötürməsinin tətbiqi mümkünlüyünün araşdırılması, müvafiq ötürmənin istismar və keyfiyyət göstəricilərinin qiymətləndirilməsi və intiqal mexanizminin zəncirinin konturundakı pəzşəkili qayış ötürməsinin çevik ötürmə elementinin qasnaqlarının əhatəsi sahəsində gərilməsinin və

mexaniki itkilərinin hesablanması məsələləri tədqiq edilmişdir [6]¹³.

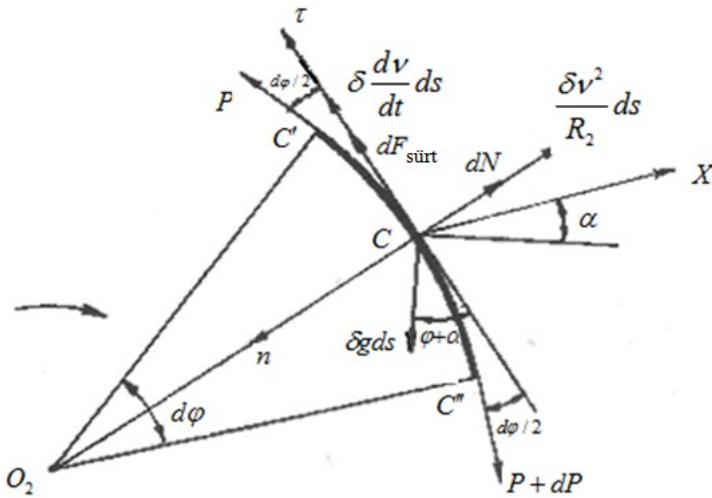
İntiqal mexanizminin zəncirinin konturundakı pəzşəkili qayış ötürməsinin çevik ötürmə elementinin qasnaqlarının əhatəsi sahəsində gərilməsinin və mexaniki itkilərinin hesablanması xüsusilə yüksək ötürmə sürətlərində praktiki əhəmiyyət kəsb edən pazvari qayışın öz çəkisi və sərtliyi nəzərə alınmaqla həyata keçirilmişdir.

Aparan və aparılan qasnaqlar və əyilmiş çevik pazvari qayışın bir hissəsi şəkil 2-də göstərilmişdir. Seçilmiş xOy koordinat sistemin absis oxu aparın və aparılan qasnaqların mərkəzlərindən keçir, ordinat oxu y isə x oxunun məhərrikin aparın qasnağının kəsişmə nöqtəsindən keçir. Çevik qayışın uzunluğu ds olan $C'C''$ elementini ayıraq və bu elementə təsir edən qüvvələrə baxılır. Burada işarə edilmişdir: $d\varphi$ – $C'C''$ elementinin mərkəzi bucağı; $\varphi'_{\pi\mu}$ – sürüşən əhatə bucağı; $\varphi_{\pi\mu}$ – qasnağın qayışla əhatəsinin tam bucağı; α – absis oxunun horizont ilə əmələ gətirdiyi bucaqdır. Qayışın baxılan elementinə onunla qasnağın əhatəsi qövsündə aşağıdakı qüvvələr təsir edəcəkdir: P – qayışın sol atılan hissəsinin gərilmə qüvvəsidir və qasnaq çevrəsinə C' nöqtəsində toxunan üzrə yönəlmişdir; $P+dP$ – qayışın sağ atılan hissəsinin gərilmə qüvvəsidir və qasnaq çevrəsinə C'' nöqtəsində toxunan üzrə yönəlmişdir;

$dF_n^q = \frac{\delta v^2}{R_2} ds$ – elementin mərkəzdənqaçma ətalət qüvvəsidir və

qasnağın çevrəsinin baş normalı istiqamətində C nöqtəsində elementin mərkəzində tətbiq edilmişdir (δ – qayışın vahid uzunluğunun kütləsi; v – C nöqtəsinin sürəti; R_2 – aparılan qasnağın radiusu);

¹³ Çoxpazlı qayışlarla ötürmələr sisteminin tədqiqi. Kərimova İ.M.



Şəkil 2. Qasnağın əhatə sahəsində çevik qayışın elementi

$dF_{\tau} = \delta \frac{dv}{dt} ds$ –elementin toxunan ətalət qüvvəsidir və qasnaq çevrəsinə C nöqtəsində toxunan üzrə yönəlmişdir; $dG = \delta g ds$ – qayışın ds elementinin ağırlıq qüvvəsi; dN qayışın $C'C''$ baxılan elementinə düşən reaksiya qüvvəsi; $dF_{sürt} = f dN$ –qayışın ds elementilə qasnağın toxunan səthi arasında yaranan sürtünmə qüvvəsi, özü də qasnağın çevrəsinə toxunan üzrə sürüşmə istiqamətinin əksinə yönəlmişdir; f – qayışla və onunla toxunan qasnaq səthi arasında sürtünmə əmsalıdır [68]¹⁵[66]¹⁶ .

Qəbul edilir ki, Dalamber prinsipinə əsasən qayışın baxılan elementinə təsir edən qüvvələr müvazinətləşmiş qüvvələr sistemini əmələ gətirirlər.

Çevik qayışın gərilmə qüvvəsini qayışla aparən qasnağın əhatə

¹⁵ Методика расчета механических потерь в клиноременных передачах. Керимова И.М.

¹⁶ Модель расчета напряжения клиновидого ремня на участке обхвата шкивов гибкой передачи. Керимова И.М.

qövsünün verilmiş kəsiyində sürüşən əhatə bucağından asılı olaraq təyini üçün riyazi münasibət alınmışdır.

Bu fəsilə habelə qayıqla və onunla toxunan qasnaq səthi arasında bu səth üzrə qayıq elementlərinin sürüşməsi nəticəsində yaranan sürtünmə qüvvəsinin dəf edilməsinə sərf edilən gücün təyin edilməsi məsələsi həll edilmiş, çevik qayıqın aparılan qasnağın səthi üzrə sürüşmə prosesində itirilən gücü təyin etmək üçün aşağıdakı düstur alınmışdır:

$$\begin{aligned}
 N_{sür} = & \frac{aV_A}{2EF} (P_B - P_A)^2 - g\delta_A R_2 V_A c (1+c) [\sin(\varphi'_{ch} + \alpha) - \sin \alpha] - \\
 & - g\delta_A R_2 V_A c (1+2c) \sin \alpha \left[\frac{e^{f\varphi'_{ch}}}{\tilde{f}^2 + 1} (\tilde{f} \sin \varphi'_{ch} - \cos \varphi'_{ch}) + \frac{1}{\tilde{f}^2 + 1} \right] + \\
 & + g\delta_A R_2 V_A c (1+2c) \cos \alpha \left[\frac{e^{f\varphi'_{ch}}}{\tilde{f}^2 + 1} (\tilde{f} \cos \varphi'_{ch} + \sin \varphi'_{ch}) - \frac{\tilde{f}}{\tilde{f}^2 + 1} \right] + \\
 & + g\delta_A R_2 V_A c^2 \sin \alpha \left[\frac{e^{f\varphi'_{ch}}}{4\tilde{f}^2 + 1} (2\tilde{f} \sin \varphi'_{ch} - \cos \varphi'_{ch}) + \frac{1}{4\tilde{f}^2 + 1} \right] - \\
 & - g\delta_A R_2 V_A c^2 \cos \alpha \left[\frac{e^{2\tilde{f}\varphi'_{ch}}}{4\tilde{f}^2 + 1} (2\tilde{f} \cos \varphi'_{ch} + \sin \varphi'_{ch}) - \frac{2\tilde{f}}{4\tilde{f}^2 + 1} \right].
 \end{aligned}$$

Burada $a = \frac{\delta V_A^2}{EF} - 1$; $c = \frac{1}{EF} \left(P_A - \frac{b}{a_1} \right)$; $\tilde{f} = -f \frac{a_1}{a}$;

$$a_1 = 1 - \frac{\delta_A V_A^2}{EF}; \quad b = \delta_A V_A^2 \left(1 - \frac{P_A}{EF} \right);$$

δ_A – A nöqtəsində qayıqın uzunluğunun kütlə əmsəlidir.

NƏTİCƏ

1.Mancanaq dəzğahının intiqalına məlum tədqiqat işlərindən fərqli ikiəlaqəli kontur (mühərrik-reduktor və reduktor-mancanaq dəzğahı sistemi) kimi baxılmış, mühərrik-reduktor konturunda istifadə olunan mühərrikin güc və dövrlər sayı ilə əlaqəli satışı qiyməti xarakteristikasının seçim imkanları verilmiş, qayıq ötürməsinin dinamik rejimi tədqiq edilmiş, icraedici oxşarlıq kriteriyaları müəyyən olunmuş və bunun əsasında qayıq ötürməsinin layihə edilməsi üçün mühərrik-reduktor konturundakı oxlar, mühərrikin aparıcı valı ilə reduktorun aparılan valınının mərkəzini birləşdirən düz xəttin vəziyyətinin ötürmə prosesinə təsiri, qüvvələr balansı və bəzi göstəricilərin təyini ilə əlaqəli yeni texnologiyalar işlənmiş, alınmış asılılıqlar əsasında kompüter simulyasiyası aparılaraq oxlar arasındakı bucağın $45-57^\circ$ olması optimal hesab edilmiş və bunun üfüqi vəziyyətə nisbətən enerji sərfinə 10-20 % qənaəti müəyyən edilmişdir.

2.Reduktor-mancanaq konturunda istifadə olunan çoxpilləli silindrik dişli çarxlı reduktorun ikipilləli zəncir reduktoru ilə əvəzlənməsini təmin etmək məqsədilə optimallaşdırılma məsələsi həll edilmiş və alınmış həll əsasında çoxpilləli reduktorun ikipilləli zəncir reduktoru ilə əvəzlənməsinin mümkünlüyü əsaslandırılmışdır.

3.İlk dəfə olaraq, analitik tədqiqatlar əsasında intiqal mexanizminin konstruktiv ötürücünün pazvari qayıq ötürməsi əvəzində zəncir ötürməsinin tətbiqinin mümkünlüyü təsdiq edilmiş və ötürmənin möhkəmlik və metrik xarakteristikaları əsaslandırılmışdır.

4.İntiqal mexanizminin zəncirinin konturunda pazşəkili qayıq ötürməsinin tətbiqi mümkünlüyü və ötürmənin istismar və keyfiyyət göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələsi tədqiq olunmuş, intiqal mexanizminin zəncirinin konturundakı pazşəkili qayıq ötürməsində elementin qasnaqlarının əhatəsi sahəsində yüksək ötürmə sürətlərində qayıqın çəkisi və sərtliyi nəzərə alınmaqla gərilmənin və mexaniki itkilərin təyini məsələləri həll edilmişdir.

5.Maksimal energetik göstəricilərinə görə təklif olunan silindrik komponovka hesablamaları ilə reduktor-mancanaq

mexanizmlərinin metrik və çəki xarakteristikalarının kəskin azaldılmasının mümkünlüyü təsdiq edilmişdir.

6.Reduktor-mancanaq konturunun çevirici mexanizminin həndəsi, kinematik və dinamik xarakteristikaları tədqiq olunmuş və bu xarakteristikalardan asılı olaraq balansir başlığında yaranan qüvvələrin təyini metodikası işlənmiş və qeyd olunan xarakteristikaların nasos qurğusunun səmərəli işini təmin edən dəyişmə diapazonları əsaslandırılmışdır.

Dissertasiyanın əsas məzmunu aşağıdakı çap olunmuş elmi işlərdə öz əksini tapmışdır:

1.Qurbanov, H.Y., Kərimova, İ.M., Allahverdiyeva, A.T. Mancanaq dəzgahında üçpilləli dişli çarx reduktorlarının tətbiqi və konstruksiyasının optimallaşdırılması // – Bakı: Azərbaycan Dövlət Dəniz Akademiyasının Elmi Əsərləri, – 2009. №1, – s. 72-75.

2.Kərimov, Z.H., Məmməd-zadə, O.Ə., Kərimova, İ.M. Mancanaq dəzgahının qayış ötürməsinin optimal variantının seçilməsi // – Bakı: Azərbaycan Ali Texniki Məktəblərinin Xəbərləri, – 2010. №3 (67), – s. 26-29.

3.Мамед-заде, О.А., Керимова, İ.M. К увеличению долговечности привода станков качалок // Материалы V международной научно-практической конференции “Теория и практика современной науки”, – Москва: Спецкнига, – 3 – 4 апреля, – 2012. т.І, – с. 225-228.

4.Kərimova, İ.M. Mancanaq dəzgahının intiqalında istifadə olunan qayışın tipinin rəşional variantının seçilməsi // Doktorantların və gənc tədqiqatçıların XVII Respublika elmi konfransının materialları, – Bakı: – 18 – 19 noyabr, – 2013. I c, – s. 103-104.

5. Kərimova, İ.M.. Mancanaq dəzgahlarının intiqallarında qayış ötürmələri tədqiqinin məqsədyönlüyü haqqında // Gənc tədqiqatçıların Azərbaycan xalqının ümummillı lideri Heydər Əliyevin anadan olmasının 90 illiyinə həsr edilmiş I Beynəlxalq elmi konfransının materialları, – Bakı: Nurlar, – 26 – 27 апреля, – 2013, – s. 372-373.

6.Kərimova, İ.M. Mancanaq dəzgahlarının intiqallarında dişli

qayıq ötürməsinin tətbiqinin mümkünlüyü haqqında // Doktorantların və gənc tədqiqatçıların Azərbaycan xalqının ümummilli lideri Heydər Əliyevin anadan olmasının 90 illiyinə həsr olunmuş “Azərbaycan-2020: Neft-qaz sənayesinin inkişaf perspektivləri” adlı elmi praktiki konfransının materialları, – Bakı: ADNA-nın mətbəəsi, – 2 – 3 may, – 2013, – s. 114-116.

7.Керимова, И.М. Снижение нагруженности зубьев ведомого колеса редуктора станка-качалки // – Москва: Научно-технический журнал “Нефтепромышленное дело”, – 2014. №1, – с. 49-51.

8.Qurbanov, R.S., Вахşəliyev, V.İ, Kərimova, İ.M. Qayıq ötürməsinin mexaniki parametrləri və oxşarlıq meyarları // – Bakı: Azərbaycan Dövlət Dəniz Akademiyasının Elmi Əsərləri, – 2015. №1, – s. 105-108.

9.Kərimova, İ.M.. Mancanaq dəzğahının intiqalı üçün elektrik mühərrikinin rəsonal tipinin seçilməsi // – Bakı: Azərbaycan Texniki Universitetinin Elmi Əsərləri, – 2016. c.1. №1, – s. 294-297.

10.Kərimova, İ.M. Zəncir ötürməsinin dayaqlarına düşən mərkəzdənqəçmə qüvvələrinin təsirinin tədqiqi // – Bakı: Nəzəri və tətbiqi mexanika, – 2017. № 3-4, – s. 52-55.

11.Алиева, С.Я., Керимова, И.М. Анализ расчет кинематической схемы конической планетарной передачи // – Москва: Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук, –2017. т.1. № 8, – с. 30-34.

12.Гасанов, Р.А., Керимова, И.М.. Методика расчета стоек станков-качалок // Материалы II Международной научно-практической конференции “Булатовские чтения”, – Краснодар: – 31 марта, – 2018. т.3, – с. 76-79.

13.Kərimova İ.M. Çoxpazlı qayışlarla ötürmələr sisteminin tədqiqi // – Bakı: “Neftin, Qazın Geotexnoloji Problemləri və Kimya” Elmi-Tədqiqat İnstitutunun Elmi Əsərləri, – 2018. XVIII c., – s. 179-183.

14.Karimova, İ.M. On Possibility of Using a Toothed Belt Drive in a Drive to Rocker-Machines // 10th International Conference on Theory and Application of Soft Computing, Computing with Worlds and Perceptions – ICSCW 2019, – Switzerland : Advances

in Intelligent Systems and Computing, – 2019. – vol. 1095, – p. 763-767.

15. Керимова, И.М. Методика расчета механических потерь в клиноремненных передачах // – Москва: Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море, – 2019. №10, – с. 54-57

16. Керимова, И.М. Модель расчета напряжения клиновидного ремня на участке обхвата шкивов гибкой передачи // – Москва: Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности, – 2019. №12, – с. 52-54

Aparılan tədqiqatlarla əlaqədar çap olunmuş elmi işlərdə iddiaçının şəxsi tövhəsi:

1. [1,8,11]–ideyanın verilməsi, tədqiq olunan məsələlərin qoyuluşu, həlli və nəticələrin alınması;
2. [2,3]–məsələnin həlli və nəticələrin təhlili;
3. [12]–tədqiq olunan məsələlərin qoyuluşu, həlli və nəticələrin alınması;
4. [4,5,6,7,9,10,13,14,15,16]–müstəqil yerinə yetirilmişdir.

Dissertasiyanın müdafiəsi 23 dekabr 2021-ci il tarixində saat 13⁰⁰-da Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universitetinin nəzdində fəaliyyət göstərən ED 2.02 Dissertasiya şurasının iclasında keçiriləcək.

Ünvan: Az1010, Bakı, Azadlıq prospekti, 20. Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universiteti, əsas bina, otaq 250

Dissertasiya ilə Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universitetinin kitabxanasında tanış olmaq mümkündür.

Dissertasiya və avtoreferatın elektron versiyaları da Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universitetinin rəsmi internet saytında yerləşdirilmişdir.

Avtoreferat 22 noyabr 2021-ci il tarixində zəruri ünvanlara göndərilmişdir.

Çapa imzalanıb:

Kağızın formatı:

Həcm:

Tiraj: