

ISSN 2521-6376

Volume 3
Number 1
2019

Journal of Baku Engineering University

MECHANICAL
AND INDUSTRIAL
ENGINEERING

Journal is published twice a year
Number-1. June, Number-2. December

An International Journal

<http://journal.beu.edu.az>

ISSN 2521-6376



Journal of Baku Engineering University

**MECHANICAL AND
INDUSTRIAL ENGINEERING**

Baku - AZERBAIJAN

Journal of Baku Engineering University

MECHANICAL AND INDUSTRIAL ENGINEERING

2019. Volume 3, Number 1

CONTENTS

POLAD-KESTAMİD SÜRTÜNMƏ CÜTLƏRİNİN TRİBOLOJİ XARAKTERİSTİKALARININ EKSPERİMENTAL ANALİZİ	
<i>Hüseyn İ. Mirzəyev</i>	3
BİR MƏHDUDİYYƏTLİ ARDICIL TİPROBOT MANİPULYATORUN KİNEMATİK ANALİZİ	
<i>Süleyman Soltanov</i>	11
ŞƏBƏKƏ ƏMƏLƏ GƏTİRƏN QABIRĞALARLA MÖHKƏMLƏNDİRİLMİŞ, QRUNTLA TƏMASDA OLAN ORTOTROP SİLİNDRİK QABIQLARDAN İBARƏT İSTİNAD DİVARLARININ SƏRBƏST RƏQSLƏRİ	
<i>D.S.Qəniyev</i>	16
EQUILIBRIUM EQUATION OF NON-CIRCULAR CONTOUR SMOOTH CYLINDRICAL SHELLS AND ITS TRANSFORMATION BY THE PERTURBATION METHOD	
<i>M.J.Jalalov</i>	23
TİRTİLLİ MAŞINLARIN ÖTÜRMƏ SİSTEMİNİN ETİBƏRLİLİYİNİN QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ	
<i>Çələbi İ.Q., Yusubov Ş.T.</i>	31
GƏMİNİN MƏHSULDARLIĞININ ÇOXFAKTORLULUQ ASILILIĞI	
<i>Z.Ə. Rüstəmov, Ə.A. Zaidova</i>	37
A NEW COUPLER CRITICAL DIMENSIONS (CCD) METHOD FOR LINKAGE MECHANISMS MOBILITY ANALYSIS	
<i>Nazim Mir-Nasiri, Hüseyn Mirzəyev</i>	44
NEFT VƏ QAZ SƏNAYESİNDƏ İNVESTİSİYA EHTİYATLARI VƏ ONLARIN TƏSNİFATLAŞDIRILMASI	
<i>K.A. Abbasova</i>	52

UOT 621.01

POLAD-KESTAMİD SÜRTÜNMƏ CÜTLƏRİNİN TRIBOLOJİ XARAKTERİSTİKALARININ EKSPERİMENTAL ANALİZİ

Hüseyn İ. MİRZƏYEV*

Bakı Mühəndislik Universiteti

Mexanika Mühəndisliyi kafedrası

humirzeyev@beu.edu.az

XÜLASƏ

Məqalədə polimer əsaslı və polad materialdan ibarət sürtünmə cütlərinin sürtünmə və yeyilmə sınaqlarının nəticələrinə görə onların triboloji xarakteristikaları tədqiq olunmuş və analiz edilmişdir. PTFE polimer kompozisiya materialının Kestamid adlı üç növünün tripo xarakteristikaları öyrənilmişdir. Pin-disk sürtünmə maşınında aparılmış sınaqlar zamanı sürtünmə əmsalının yük, sürət, sürtünmə yolu və zamandan asılı olaraq dəyişməsi tədqiq edilmiş və yeyilmə miqdarı, intensivliyi təyin edilərək bu növ sürtünmə cütlərinin tətbiqi imkanları araşdırılmışdır.

Açar sözlər: sürtünmə, yeyilmə, sürtünmə əmsalı, yeyilmə miqdarı, yeyilmə intensivliyi.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF STEEL-POLIMER (KESTAMID) FRICTION PAIRS

ABSTRACT

In the article according to wear test results has been investigated tribological characteristics of friction pair with polymer based and steel materials. The tribological characteristics of three types of PTFE polymer composite material, which called as Kestamid has been studied. Using pin-on disc type tribo machine friction and wear tests carried out and variation of the coefficient of friction depending on load, sliding distance and sliding time has been investigated. The wear volume, the specific wear rate and wear loss was determined and possibility of application of this type of friction pairs has been discussed.

Key words: friction, wear, COF, wear volume, specific wear rate.

1. Giriş.

Metal-polimer sürtünmə cütlərinin tətbiq sahələri günü-gündən artmaqdadır. Bu materiallar artıq kütləvi istehsal olunur və asanlıqla əldə edilə bilər [1]. Onlar qida sənayesində, məişətdə, informasiya texnologiyaları maşınlarında geniş tətbiq edilməklə yanaşı, son illər hətta maşınqayırma sənayesində, müxtəlif maşınlarda məsələn, liftlərin qaldırıcı və qapı hərəkəti mexanizmlərinin bəzi hissələrində də özlərinə yer etmişlər. Kifayət qədər yükləmə qabiliyyətinə malik olması, səssiz işləməsi, tələb olunan yükləmə qabiliyyətini və xidmət resursunu təmin onların tətbiqi imkanlarını daha da artırır. Buna görə də polimer-kompozit materiallarla polad sürtünmə cütlərinin tribotexniki xarakteristikalarının tədqiqi mühüm praktiki əhəmiyyət kəsb edir.

Metal-polimer sürtünmə cütlərinin sürtünmə-yeyilmə davranışlarının öyrənilməsinə son illər xeyli tədqiqat işləri həsr olunmuşdur [2-10]. [3]-də universal sürtünmə maşınından istifadə etməklə sürüşmə yastıqları üzərində aparılmış təcrübələr nəticəsində sürtünmə əmsalı tədqiq edilmiş, ona yükün, yağlama materialının və valın fırlanma tezliyinin təsiri öyrənilmişdir. [4-7] işlərində pin-disk sürtünmə maşınından istifadə edilməklə metal-polimer sürtünmə cütlərinin triboloji xarakteristikaları, sürtünmə əmsalı və yeyilmə miqdarının yükləndən,

sürtünmə yolu məsafəsindən və polimer-kompozit materialın növündən asılılığı geniş tədqiq olunmuşdur. [8]-də eksperimentin planlaşdırılmasının Taquçi metodikasından istifadə edərək AISI 304 poladı üzərində PTFE materialının yeyilmə testi pin-disk qurğusunda aparılmış və xüsusi yeyilmə intensivliyinə sürtünmə məsafəsinin yükün və sürüşmə sürətinin təsiri öyrənilmişdir. Məlum olmuşdur ki, sürüşmə sürətinə nisbətən yük və sürtünmə məsafəsi sürtünmə əmsalına daha əhəmiyyətli təsir göstərir. [9]-də isə PTFE kompozit materialının sürtünmə və yeyilmə xüsusiyyətləri quru sürtünmə şəraitində öyrənilmişdir.

Göründüyü kimi polimer-metal sürtünmə cütlərinin sürtünmə və yeyilmə xüsusiyyətlərinin öyrənilməsinə xeyli işlər sərf olunsa da, onların demək olar ki, hamısında ümumi polimer materialı öyrənilmiş, onların konkret növlərinin trivoxarakteristikaları araşdırılmamışdır.

2. Tədqiq olunan materiallar.

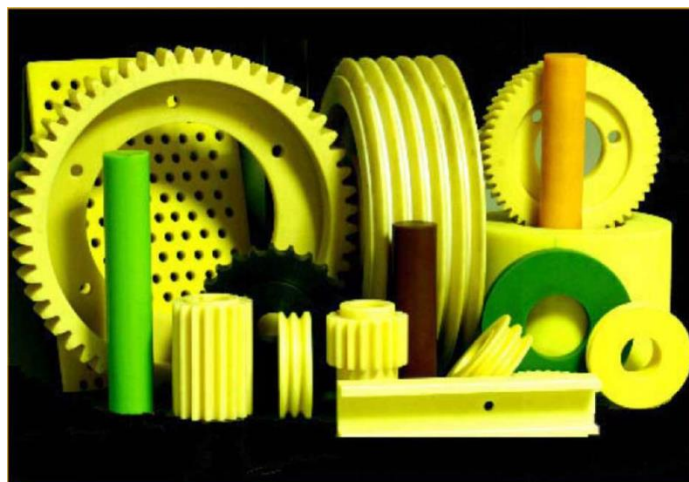
Tədqiq olunmaq üçün seçilmiş materiallar Türkiyənin POLİKİM Polimer və kimya Sənaye A.Ş. firmasından tədarük edilmişdir. Əsas material Kestamid adlanır. Adətən o sarı rəngdə olur. Amma firma sifariş əsasında qara və ya dəyişik rənglərdə də istehsal edə bilər. Kestamid universal metal və ağac email dəzgahlarında asanlıqla emal edilir. Onun kimyəvi maddələrə davamlılığı çox yaxşıdır. Kestamid tökmə poliamid və ya tökmə neylon adları ilə də tanınır.

Kestamid alüminium, mis, tunc, polad və s. metalların istifadə edildiyi bir çox sahələrdə onların əvəzedicisi olaraq tətbiq edilə bilər. Yüksək mexaniki və istiliyə davamlılığa malik olduğu və demək olar ki, yağlama tələb etmədiyinə görə prokat dəzgahlarının, diyirlənmə yastıqlarının bəzi elementləri üçün ideal material hesab olunur. Həmçinin liftlərin kanat-blok mexanizmlərində, istiqamətləndirici, başmaqlarında və s. tətbiq edilə bilər. Yüksək zərbə özlülüyünə və yeyilməyə davamlılığa, kiçik sürtünmə əmsalına və üstün mexaniki xassələrə malik bu material lift mexanizmlərində, qaldırıcı qüllələrdə, kanat yollarında və hava xətlərində polad kanatların bloklarının; alüminium və metal profillərin istiqamətləndiricilərinin; dəmiryolları və qatarlarının bir çox hissələrinin istehsalında səssiz işləməsi, korroziyaya uğramaması səbəbindən geniş istifadə olunur. Ümumilikdə PTFE – politetrafluoretilen adlandırılan kompozisiya əsaslı bu polimer materiallar son illər yeyinti, toxuculuq, maşınqayırma, kimya, inşaat, dəri və b.sənaye sahələrində metal materialların əvəzində uğurla işlədilməkdədir.

Polimer kompozisiya materiallarından təkcə yuxarıda hazırlanan sahələrdə deyil həmçinin mexaniki ötürmələrin dişli çarxlarının hazırlanmasında istifadə edilməsi maşının titrəyişsiz və zərbəsiz işləməsinə təmin edə bilər. Xüsusilə kiçik və orta qiymətli fırlanma momentlərinin ötürülməsində bütün növ dişli çarxların, sürüşmə yastıqlarının, oymaqların və s. detallar hazırlanmasında yüngül və ekonomik olan u materiallardan uğurla istifadə etmək olar. Bu materialların sürtünmə cütlərində tətbiqinin əsas əhəmiyyəti ondan ibarətdir ki, çox kiçik sürtünmə əmsalını təmin edir və yağlanma tələb edilmir. Polimer sürtünmə cütlərinin titrəyişli, zərbəli yüklərin olduğu sahələrdə tətbiq etmək də çox faydalıdır, belə ki çox yüngül və elastik olan bu materialların zərbələri udma, rəqsləri söndürmə yəni amortizasiya qabiliyyəti də çox yüksəkdir.

Metala nisbətən qiyməti çox ucuz olan, asan quraşdırılan, demək olar ki texniki qulluq tələb etməyən polimer kompozisiya materiallarının gələcəyin əsas konstruksiya materialı olacağı artıq şübhə doğurmur. Bu materialların inşaat, poliqrafiya, tekstil, toxuculuq və s. maşınlarının hissələrinin, o cümlədən yastıqların, diyircək və blokların, dişli çarx, mufta və başmaq-

ların, nizamlama vintləri, lövhələr, yönəldici profillər; konveyer və elevatorların bir çox hissələrinin, diyirlənmə elementlərinin, təkərlərin və istənilən detalın prototiplərinin hazırlanmasında geniş istifadə ediləcəkdir (Şək. 1).



Şək. 1. Polimer materiallardan hazırlanan detallar.

Materialı istehsal edən firmanın məlumatlarına görə yeni texnologiyalardan istifadə etməklə kestamidin zərbəyə davamlılığı artırılmış, sürtünmə əmsalı azaldılmış, daxili gərilmə və gərginliklər azaldılmış, mexaniki olaraq daha asan işləmə bilmə halına gətirilmiş, ölçüləri böyüdülmüş, rəng çeşidi artırılmışdır. Bu cür yeni materialı dünya standartlarında müxtəlif forma və ölçülərdə istehsal edilir.

Kestamid polimer materialının müxtəlif dolqularla zənginləşdirilmiş bəzi növləri aşağıda verilmişdir:

Kestoil – yaşıl rəngli, yağlayıcı dolqulu yastıq materialıdır.

Kestlub – qırmızı rəngli, qatı yağlayıcı dolqulu yastıq materialıdır.

Kestamid HS – istiliyə davamlılığı artırılmış materialdır.

Kestamid NT – qida və dərman istehsalı üçün tövsiyə olunan materialdır.

Kestamid GRF – grafitli, təzyiqə davamlı yastıq materialıdır.

Cədvəl 1-də bu materialların fiziki və mexaniki xarakteristikaları verilmişdir.

Cədvəl 1. Bəzi PTFE materiallarının ISO standartları üzrə sınaq nəticəsində müəyyən edilmiş fiziki və mexanikai xarakteristikaları.

Xarakteristikalar	ISO	Ölçü vahidi	Kestamid	Kestoil	Kestlub	Kestamid HS	Kestamid GRF
Rəngi			Sarı	Yaşıl	Qırmızı	Mavi	Tünd boz
Xüsusi çəkisi	1183	kg/cm ³	1150	1140	1150	1,15	1,15
<i>Mexaniki xarakteristikalar</i>							
Dartılmada möhkəmlik həddi	527	kg/cm ²	850	750	800	800	750
Elastik modulu	527	Mpa	4000	4000	4000	4000	4100
Qırılmada nisbi uzanma	527	%	>20	>30	>20	>20	>20
Sıxılmada möhkəmlik həddi	604	kg/cm ²	950	950	950	950	1050
Sıxılma modulu	604	Mpa	2700	2500	2600	2700	3000
Zərbəyə müqavimət (Charpy, kəsiksiz)	179	kJ/m ²	Qırılmadı	Qırılmadı	Qırılmadı	Qırılmadı	Qırılmadı
Zərbəyə müqavimət (izod, kəsikli)	180	kJ/m ²	5,6	6	6	5,6	5
Sürtünmə əmsalı (Dinamik)			0,39	0,15	0,08	0,39	0,15
Yeyilmə sürəti		mg/km	0,44	0,11	0,02	0,44	0,20

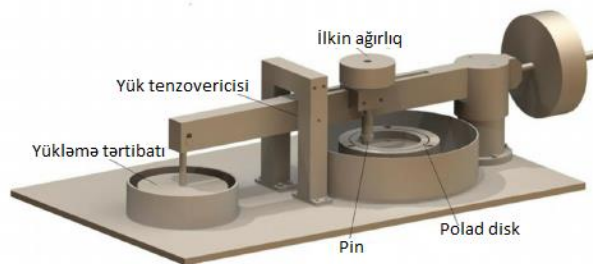
<i>Termiki xassələri</i>							
Ərimə temperaturu		°C	220	220	220	220	220
Uzun müddətli maksimal işləmə temperaturu		°C	110	110	110	125	115
Qısa müddətli maksimal işləmə temperaturu		°C	170	170	170	185	175
İstidən genişlənmə əmsalı	11359	°C ⁻¹	8×10^{-5}	8×10^{-5}	8×10^{-5}	8×10^{-5}	8×10^{-5}
<i>Elektrik xassələri</i>							
Dielektrik sabiti	60250		3.7	3.7	3.7	3.7	
Dielektrik müqaviməti	60243	kV/mm	25	25	25	25	
Həcmi müqavimət	60093	Ω.cm	>1014	>1014	>1014	>1014	
Səthi müqavimət	60093	Ω	>1013	>1013	>1013	>1013	

3. Eksperiment

3.1. Sınaq qurğusu və tərtibatları

Metal-polimer sürtünmə cütlərinin sürtünmə-yeyilmə sınaqları mil-disk (pin-on disc) tipli sürtünmə maşınında aparılmışdır (Şək.2). Diskin materialı poladır, pin isə tədqiq olunan Kes-tamid, Kestoil vəKestlub adlı polimer materiallardan torna dəzgahında emal edilərək düzəl-dilmişdir. Onların diametral ölçüsü təxminən 8 mm, uzunluğu isə 12-15 mm olmuşdur. Pin-lər oymaq vasitəsilə pin saxlayıcı millərə adgeziya birləşməsi (502 markalı yapışqan) vasitə-silə birləşdirilmişdir (Şək. 3). Polad diskın xarici diametri 160 mm, sürtünmə səthinin orta bərkliyi 60 HRC olmuşdur.

Təcrübə zamanı polad disk elektrik mühərrikindən pazvarı qayıq ötürməsi vasitəsilə alı-nan sabit sürətlə fırladılmış, pin isə tərpənməz vəziyyətdə saxlayıcı tərtibatın köməyi ilə tətbiq edilən xarici qüvvə ilə diskə sığılmışdır. Pinin saxlayıcı mili xüsusi tərtibat vasitəsilə qurğunun konsol tirinə bərkidilmişdir. Maşın işlədikdə sürtünmə qüvvəsinin təsirindən konsol tir oyna-ğı ətrafında müəyyən qədər dönərək yük tenzovericisinə toxunur. Bu zaman yaranan sürtün-mə qüvvəsi ölçülür və elektrik siqnalları gücləndirilərək kompüterə ötürülür və xüsusi proq-ram vasitəsilə yazılır.



Şək.2. Sınaq qurğusunun modeli



Şək. 3. Pinlərin saxlayıcı millərə bərkidilməsi

3.2. Təcrübənin aparılma metodikası.

Hər bir təcrübəyə başlamaq üçün öncə sınaqdan keçirilən nüminələr seçilir. Pinlərin səthi sumbata kağızı üzərində pardaxlanaraq düzəldilir, bu pinin bütün səthi ilə diskin üzərinə ötürməsi üçün vacibdir. Qeyd etmək lazımdır ki, bu proses nə qədər uğurla aparılsa da, pinlə diskin səthi müəyyən kələkötürlüyə malik olduğu üçün real kontakt sahəsi nominal kontakt sahəsindən kiçik olur. Hər bir sınaq nümunəsi elektron tərəzidə çəkilərək sınağa uğradıldıqdan öncə onun kütləsi təyin edilir. Sonra müəyyən rejim və parametrlərlə sınaq aparılır, sınağın sonunda nümunənin kütləsi yenidən ölçülərək kütlə yeyilməsi hesablanır: $\Delta m = m_0 - m$, burada m_0 -nümunənin sınaqdan öncəki, m -sınaqdan sonrakı kütləsidir, mqr. Sonra həcmi yeyilmə hesablanır:

$$\Delta V = (m_0 - m) \cdot \gamma, \text{ mm}^3, \quad (1)$$

burada, V -həcmi yeyilmənin miqdarı, mm³; γ - materialın sıxlığıdır, qr/cm³.

3.3. Eksperimentin planlaşdırılması və modeləşdirilməsi metodikası.

Eksperimentin planlaşdırılması və modeləşdirilməsi Taquci metodu ilə aparılmışdır. 2^k (k=3)-modelli 3 faktorlu eksperiment Minitab 17 statistik proqramının köməyi ilə planlaşdırılmış, L27 seriya üzrə, yəni 27 sınaq aparılmışdır. Sonda əlavə olaraq 3 doğrulama sınağı da yoxlama məqsədi ilə yerinə yetirilmişdir. İdarə olunan faktorlar kimi yük, sürtünmə məsafəsi və materialın növü seçilmişdir. Sürtünmə məsafəsi bir təcrübənin davam etmə müddətindən və polad diskin fırlanma tezliyindən asılı olaraq hesablanmışdır.:

$$S = 10^{-6} \cdot \pi \cdot D \cdot n \cdot t, \text{ km} \quad (2)$$

burada n - diskin fırlanma tezliyi, dəq⁻¹; D - diskin üzərində pinin cızdığı çevrənin orta diametri, mm; t - təcrübənin aparılma müddətidir, dəq.

Sürtünmə məsafəsini diskin çevrəvi sürətindən ($v, m/s$) asılı olaraq da hesablamaq olar:

$$S = 0,06 \cdot v \cdot t, \text{ km} \quad (3)$$

Yeyilmə intensivliyi qat edilən sürtünmə yolu ərzində tədqiq olunan materialın itirilmiş həcminə görə təyin edilmişdir:

$$J_V = \frac{\Delta V}{S}, \frac{\text{mm}^3}{\text{km}} \quad (4)$$

Xüsusi yeyilmə intensivliyi olaraq vahid yükün təsirindən, vahid sürtünmə yolunda itirilən materialın həcmi götürülmüşdür:

$$K_S = \frac{\Delta m}{\rho \cdot F \cdot S}, \frac{\text{mm}^3}{\text{N} \cdot \text{m}} \quad (5)$$

Burada Δm - sınaq müddətində nümunənin yeyilmə nəticəsində itirdiyi kütlə (qr), ρ - sınaqdan keçirilən materialın sıxlığı (qr/cm^3), F - tətbiq edilən yük (N) and S - sürtünmə yolunun uzunluğudur (m).

3.4. Təcrübələrin nəticələri və onların analizi

Sınaqların və hesablamaların nəticələr cədvəl 2-də verilmişdir.

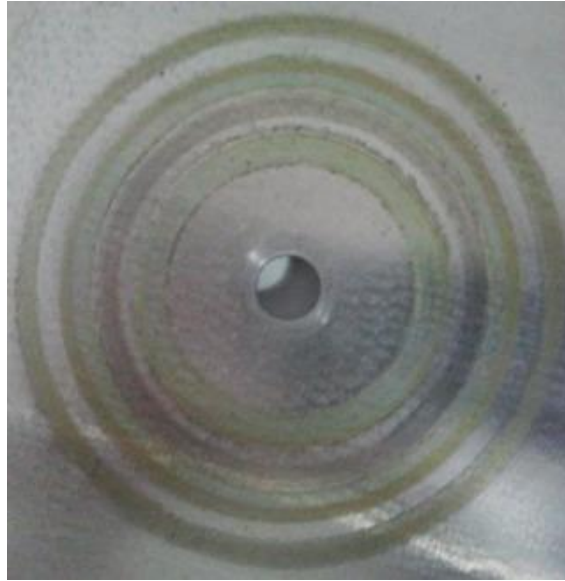
Cədvəl 2. Metal-polimer sürtünmə cütlərinin triboloji sınaqlarının nəticələri.

Eksp. No, L	Yük, N	Zaman, dəq	Sürət, dəq ⁻¹	Material	İlk kütlə, qr	Sonra kütlə, qr	Yeyilmə, mqr	Yeyilmə, mm ³	Yeyilmə intensivliyi, mm ³ /km	Sürtünmə yolu, km
1	20	20	160	Kestlub	22.8017	22.8016	0.1	0.087	0.020	4.423
2	20	20	135	Kestamid	20.933	20.933	0	0.000	0.000	1.2
3	20	20	80	Kestoil	19.0356	19.033	2.6	2.281	1.901	1.2
4	20	40	160	Kestlub	22.8009	22.8008	0.1	0.087	0.020	4.423
5	20	40	110	Kestamid	24.3978	24.3976	0.2	0.174	0.072	2.4
6	20	40	160	Kestoil	22.9633	22.9591	4.2	3.684	1.535	2.4
7	20	60	160	Kestlub	22.8	22.7998	0.2	0.174	0.039	4.423
8	20	60	80	Kestamid	24.3976	24.3974	0.2	0.174	0.048	3.6
9	20	60	80	Kestoil	19.0333	19.0328	0.5	0.439	0.122	3.6
10	40	20	135	Kestlub	24.0166	24.0162	0.4	0.348	0.093	3.726
11	40	20	160	Kestamid	24.3974	24.3966	0.8	0.696	0.580	1.2
12	40	20	135	Kestoil	22.959	22.9554	3.6	3.158	2.632	1.2
13	40	40	135	Kestlub	24.0162	24.0161	0.1	0.087	0.023	3.726
14	40	40	160	Kestamid	25.0447	25.0446	0.1	0.087	0.036	2.4
15	40	40	110	Kestoil	22.9168	22.9165	0.3	0.263	0.110	2.4
16	40	60	135	Kestlub	24.015	24.0145	0.5	0.435	0.117	3.726
17	40	60	135	Kestamid	24.366	24.3646	1.4	1.217	0.338	3.6
18	40	60	110	Kestoil	26.5496	26.5487	0.9	0.789	0.219	3.6
19	80	20	110	Kestlub	19.784	19.7836	0.4	0.348	0.115	3.036
20	80	20	110	Kestamid	24.3646	24.3634	1.2	1.043	0.870	1.2
21	80	20	135	Kestoil	22.9555	22.9536	1.9	1.667	1.389	1.2
22	80	40	110	Kestlub	19.7835	19.7834	0.1	0.087	0.029	3.036
23	80	40	160	Kestamid	24.3612	24.3609	0.3	0.261	0.109	2.4
24	80	40	160	Kestoil	22.9191	22.9181	1	0.877	0.365	2.4
25	80	60	110	Kestlub	19.7834	19.7832	0.2	0.174	0.057	3.036
26	80	60	80	Kestamid	24.3633	24.3612	2.1	1.826	0.507	3.6
27	80	60	80	Kestoil	22.9182	22.9166	1.6	1.404	0.390	3.6

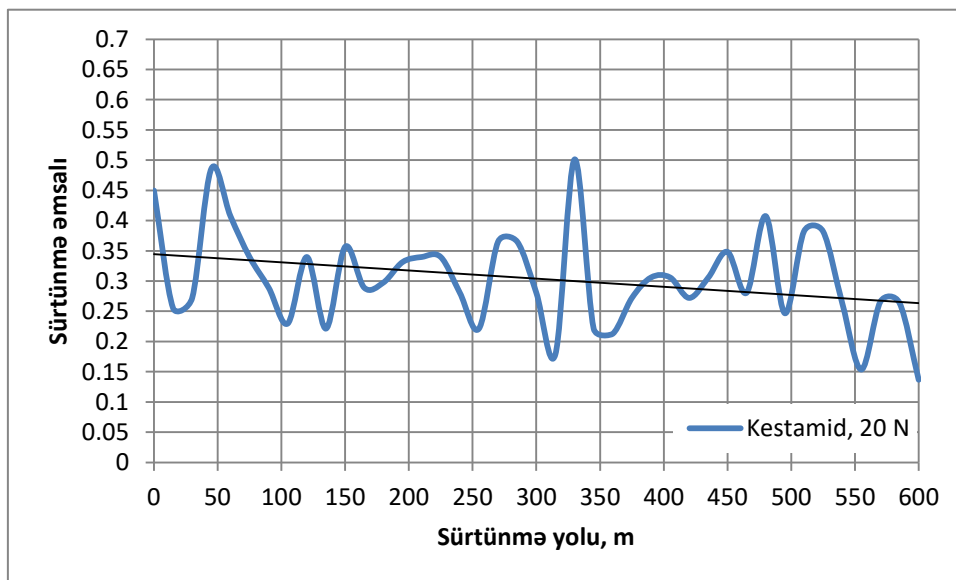
Təcrübənin nəticələrinin orta statistik analizi nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, 40 dəqiqə ərzində tətbiq edilmiş 46,7 N yüklə 2,4 km sürtünmə yolunda Kestamid adlı materialın kütlə yeyilməsi 0,7 mqr, yeyilmə intensivliyi isə 0,609 mm³/km olmuşdur. Eyni şərtlər daxilində Kestoil adlı materialı üçün müvafiq olaraq 1,84 mqr və 0,963 mm³/km qiymətləri alınmışdır. Beləliklə, müəyyən edilmişdir ki, Kestamid Kestoilə nisbətən 2,6 dəfə daha çox yeyilmə dözümlüyünə malikdir. Amma bunu Kestlub adlı material barədə demək olmaz, belə ki, eyni orta yük və zaman şəraitində amma 3,4 km sürtünmə yolunda aparılmış təcrübə nəticəsində Kestlub materialının kütlə yeyilməsi 0,23 mq, yeyilmə intensivliyi isə 0,057 mm³/km olmuşdur. Yəni sürtünmə yolunun təxminən 1,55 km artıq olmasına baxmayaraq Kestlub materialının yeyilmə miqdarı orta hesabla 3 dəfə az olmuşdur.

Beləliklə, müəyyən edilmişdir ki, tədqiq olunan polimer kompozisiya materiallarından yeyilməyə qarşı ən dözümlüsü Kestlub adlı materialdır. Bu da onun tərkibində qatı yağlayıcı dolquların olması ilə əlaqədardır.

Aparılmış sınaqların sonunda polad diskin üzərində yeyilmiş Kestamid və Kestoil polimer materialının izləri müşahidə edilmişdir (Şək. 4.). Sarı rəngli izlər Kestamid adlı materiala, yaşıl rəngli izlər isə Kestoil adlı materiala aiddir. Daxildən ikinci izin qırmızı rəngli Kestlub adlı materiala uyğun ola bilər.



Şəkil 4. Polad disk üzərində tədqiq olunan materialların izləri.



Şəkil 5. Sürtünmə əmsalının sürtünmə yolu məsafəsindən asılılığı

Sürtünmə-yeyilmə təcrübələri nəticəsində toplanmış statistik məlumatlar əsasında sürtünmə əmsalının da dəyişməsi tədqiq olunmuşdur. Şəkil 5-də bu tədqiqatlardan birinin nəticəsi kimi sürtünmə əmsalını sürtünmə yolunun uzunluğundan asılılıq qrafiki verilmişdir. Bu qrafik Kestamid materialı ilə 20 N qüvvənin təsiri ilə aparılan təcrübədən müəyyən edilmişdir. Qrafikdən görünür ki, sürtünmə əmsalı orta hesabla demək olar ki, sabit qalır. Belə ki, sürtünmə yolunun 600 m-ə qədər artmasında sürtünmə əmsalı ancaq 0,34-dən 0,32-yə qədər dəyişmişdir.

Bu da tədqiq olunan polimer kompozisiya materiallarının metal sürtünmə cütləri ilə qarşılıqlı əlaqədə kifayət qədər müsbət sürtünmə-yeyilmə xarakteristikalarına malik olduğunu göstərir və onların tətbiq sahələrinin genişlənməsinə imkan verir.

Nəticə: Aparılmış təcrübələr və hesablamalarla toplanılmış məlumatları ümumiləşdirərək aşağıdakıları qeyd etmək olar:

1. Pin-disk qurğusu müvafiq materalların sürtünmə və yeyilmə sınaqlarının aparılması üçün universal tədqiqat maşınıdır.
2. Kestamid polimer-kompozit materialların içərisində yeyilməyə ən dözümlü material Kestlub, daha sonra isə kestamiddir.
3. Sürtünmə əmsalının sürtünmə məsafəsindən və ya zamandan asılılığını sabit götürmək olar. Belə ki, 600 m sürtünmə yolu məsafəsində (təxminən 60 dəqiqədə) sürtünmə əmsalı orta hesabla 0,32-dən 0,34-ə qədər dəyişmişdir.

ƏDƏBİYYAT

1. www.polikim.com.tr
2. Y.Şahin, S.Yalçınkaya, H.Mirzayev. The effect of load on the tribological property of polyacetal and metallographic observation. Proceeding of International Symposium of Mechanism and Machine Science, p. 167 – 174. 11-14 September 2017, Baku.
3. H.Mirzayev, Y. Şahin, S.Yalçınkaya Investigation of friction coefficient for sliding -bearings. 9. International Conference on Tribology (BalkanTRib 17), Conference proceeding, p. 449 – 456. 13-15 September 2017, Cappadocia, Turkey.
4. Ю. Шахин, Механика композитных материалов. -2015.-Т. 51, № 5. С. 769-785. Латв.акад.наук. Рига.
5. Y.Şahin, H.Mirzayev. Wear behaviour of polymeric materials by Taguchi's method. 8th International Conference Mechanics of Composite Materials. University of Latvia, June 2 – 6, 2014. Book of Abstracts, Riga, Latvia.
6. Wear Characterization of Polymer Based Composites. "Mechanics of Composite Materials" (Vol 50/2014, No. 6), p. 543 – 554. USA, 2014.
7. Hüseyn Mirzəyev, Yusif Şahin. Bəzi polimer materialların bərkliyi artırılmış polad üzrəsürtünmə və yeyilmə xarakterinin tədqiqi. "Maşınşünaslıq" jurnalı № 3, s. 5 – 12, Bakı-2013.
8. Udaya Prakash J., Siva Ganesh M., Baskaran S. Optimization of wear parameters of poly tetra fluoro etylene using Taguchi technique. International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development, May 2018, pp. 254 -257.
9. Unal, Mimaroglu. H, Kadioglu. A, Ekiz. H (2004), "Sliding Friction and Wear Behaviour of PTFE and its Composite under Dry Conditions", Materials & Design, Vol. 25, No 3, pp. 239-245.

UOT: 621.01

BİR MƏHDUDİYYƏTLİ ARDICIL TİPROBOT MANİPULYATORUN KİNEMATİK ANALİZİ

SÜLEYMAN SOLTANOV

Azərbaycan Texniki Universiteti

suleyman.soltanov@bk.ru

BAKİ, AZƏRBAYCAN

XÜLASƏ

Tədqiqat zamanı bir məhdudiyyətli ardıcıl tip robot manipulyatorun kinematik analizi aparılmışdır. Bu zaman sintez edilmiş robot manipulyatorun çıxış elementinin fəza hərəkətliliyi $\lambda = 5$, məhdudiyyətinin $d = 1$ olması analitik olaraq tədqiq edilmişdir. Bir məhdudiyyətli robot manipulyatorun analizi zamanı onun məhdudiyyətinin qiyməti və istiqaməti aşkar edilmişdir. Baxılan robot manipulyatorun gripperinin alt fəzada yerləşmiş fəza trayektoriyasının müəyyən edilməsi metodikası hazırlanmış və tətbiq edilmişdir.

Açar sözlər: kinematik analiz, son effektor, trayektoriya, sürət və təcil, məhdudiyyət, koordinat.

KINEMATICAL ANALYSIS OF SERIAL TYPE ROBOT MANIPULATOR WITH GENERAL CONSTRAINT ONE

ABSTRACT

During the research, the kinematical analysis of the serial type robot manipulator is investigated. In this case, the spatial mobility of the executive body of the synthesized robot manipulator $\lambda = 5$, the constraint $d = 1$ is investigated analytically. The number of the constraint and its direction for the robot manipulator with general constraint one is revealed during the analysis. A methodology for determining the spatial trajectory of the gripper of the robot manipulator in subspace is prepared and applied.

Keywords: kinematic analysis, end effector, trajectory, speed and acceleration, constraint, coordinate.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОБОТ-МАНИПУЛЯТОРА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОГО СТРУКТУРАС ОДНИМ ОГРАНИЧЕНИЕМ

АННОТАЦИЯ

В ходе исследования исследуется кинематический анализ серийного робота-манипулятора. При этом пространственная подвижность исполнительного органа синтезированного роботоманипулятора $\lambda = 5$, ограничение $d = 1$ исследуется аналитически. В ходе анализа выявляется число ограничения и его направление для роботоманипулятора с одним ограничением. Подготовлена и применена методика определения пространственной траектории захвата роботоманипулятора в подпространстве.

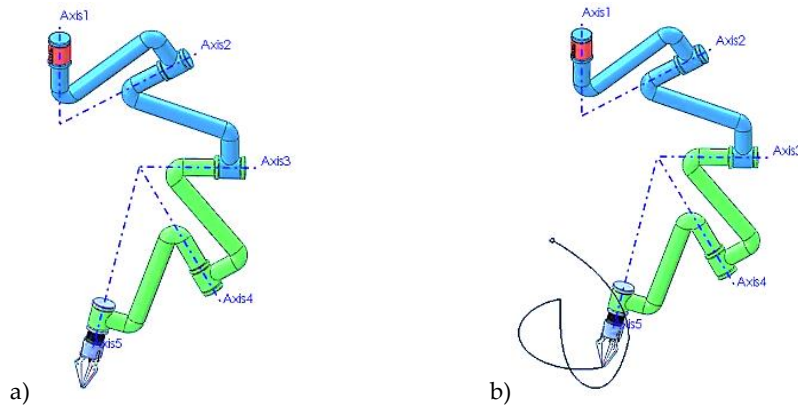
Ключевые слова: кинематический анализ, конечный эффектор, траектория, скорость и ускорение, ограничение, координата.

1. GİRİŞ

Kinematik analiz aparmaq üçün robot manipulyatorların quruluşu və həndəsi forması məlum olmalıdır. İlk mərhələdə bir məhdudiyyətli robot manipulyatorlar sintez edilmişdir. Tədqiqatın növbəti mərhələsində SolidWorks proqramından istifadə etməklə bir məhdudiyyətli robot manipulyatorların modelləri qurularaq analiz edilmişdir. Qeyd etmək lazımdır ki, baxılan kompüter proqramı (CAD və analiz) elektron laboratoriya olmaqla layihələndirilən modellər və onların analizindən alınan nəticələrin real həyatda tətbiqi üçün nəzərdə tutulmuşdur. Analiz zamanı məlum olan dəyişənlərlə (mühərriklərlə) son effektorun vəziyyəti araşdırılır. Robot manipulyatorların kinematik təhlili trayektoriya, sürət və təcil analizlərini əhatə edir.

2. TƏDQİQAT METODU

İlk öncə tədqiq ediləcək bir məhdudiyyətli ardıcıl tip robot manipulyatorun hissələri onun struktur sxeminə uyğun olaraq SolidWorks proqramında hazırlanır və bəndlər arasında mexaniki əlaqələr yaradılaraq yığılı tərtib edilir. Şəkil 1, a -da sfera – sfera kinematik cütü üçün layihələndirilmiş ikinci sinif bir məhdudiyyətli robot manipulyatorların 3D modelləri təsvir edilmişdir. 3D modeldən istifadə etməklə çıxış elementinin hərəkət trayektoriyası şəkil 1, b -də göstərilmişdir.



Şəkil 1. Sfera – sfera kinematik cütünün çevirilməsindən sintez edilmiş ikinci sinif bir məhdudiyyətli ardıcıl tip robot manipulyatorun 3D modeli.

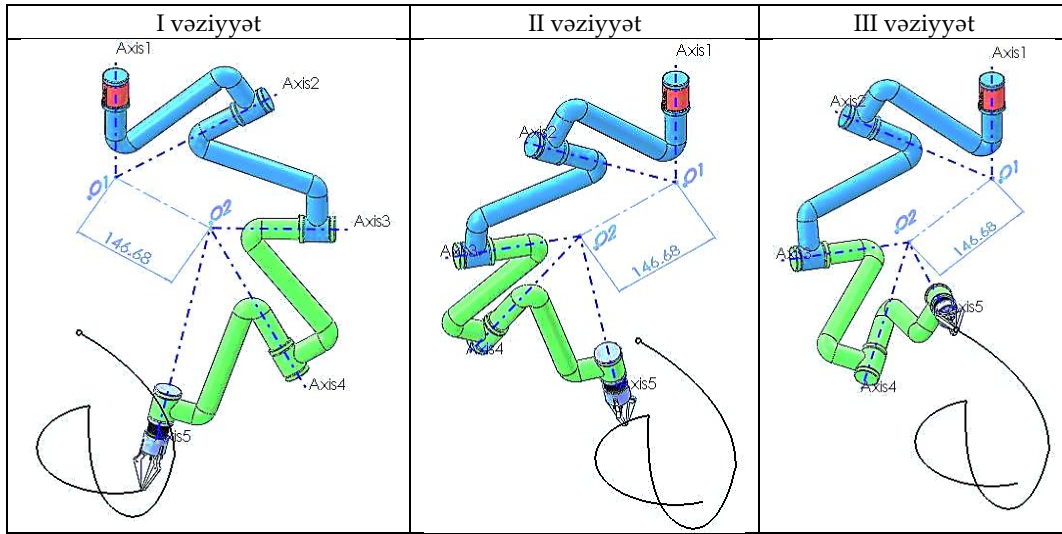
Cədvəl 1. Mühərriklər və onların hərəkət tsikli

Rotary Motors	Start X	End X	Value	Rotary Motors	Start X	End X	Value
Motor 1	0 sec	5 sec	180 deg	Motor 4	0 sec	11 sec	0 deg
	5 sec	16 sec	180 deg		11 sec	14 sec	60 deg
Motor 2	0 sec	5 sec	0 deg		14 sec	16 sec	60 deg
	5 sec	8 sec	40 deg	Motor 5	0 sec	14 sec	0 deg
	8 sec	16 sec	40 deg		14 sec	16 sec	720 deg
Motor 3	0 sec	8 sec	0 deg				
	8 sec	11 sec	50 deg				
	11 sec	16 sec	50 deg				

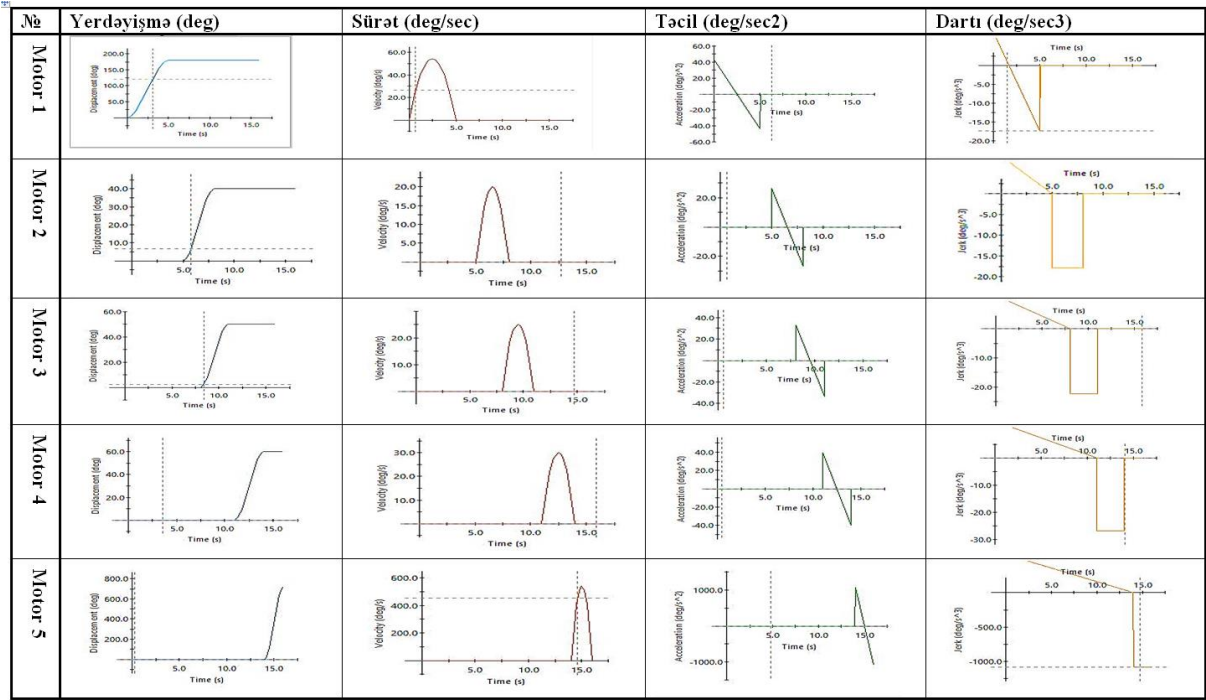
Robot manipulyatorun hərəkəti zamanı bir neçə işçi orqanların birgə hərəkətini təmin etmək lazım gəlir. Düz keçid ilə təhlil zamanı yuxarıda göstərilmiş robot manipulyatorların bəndlərini hərəkət etdirən mühərriklərin hərəkət müddəti (tsikloqram) və yerdəyişməsi (taktoqram) ilə yerinə yetirilir. Baxdığımız halda beş ədəd mühərrikdən istifadə edilmişdir ki, onların xarakteristikaları cədvəl 1 və 3 -də göstərilmişdi. Mühərriklərin Cədvəl 1 və 3 -də göstərilən nəticələri robot manipulyatorun bəndlərinin nəticələri ilə ekvivalentdir.

Robot manipulyatorun tutqacının cızdığı əyri göründüyü kimi fəza əyrisidir. Bu da öz növbəsində robot manipulyatorun tutqacının fəzada ($\lambda = 6$) hərəkət etməsi anlamına gəlir. Baxdığımız halda layihələndirilən robot manipulyatorun fəza hərəkətililiyinin sayı $\lambda = 5$ -ə bərabərdir. Robot manipulyatorun bir məhdudiyyəti isə $d = 1$ onun bəndlərinin oxlarını birləşməsindən alınan iki O_1 və O_2 mərkəzlərindən keçən oxun istiqaməti üzrə hərəkətinin məhdud olması anlamına gəlir cədvəl 2.

Cədvəl 2. Çıxış elementinin hərəkət trayektoriyası boyunca $\lambda = 5$ və $d = 1$ olması şəti



Cədvəl 3. İkinci sinif robot manipulyator üçün mühərriklərin yerdəyişmə, sürət, təcil və dartma parametrlərinin zamandan asılılıq qrafikləri



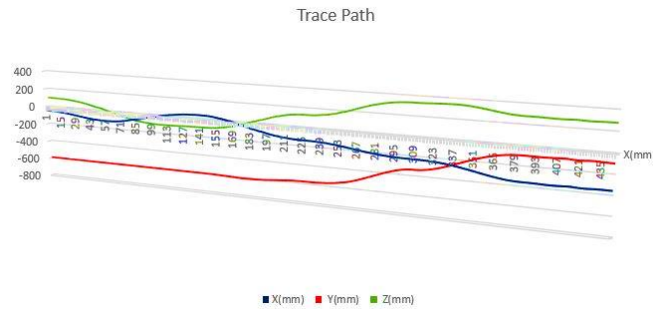
Cədvəl 2 -dən göründüyü kimi O_1 və O_2 mərkəzlərindən keçən oxun istiqamətində hərəkət məhduddur. O_1 və O_2 mərkəzlər arasındakı məsafə $|O_1, O_2| = 146.68$ -ə bərabər olmaqla hərəkət zamanı sabit olaraq qalır.

Tədqiq etdiyimiz robot manipulyatorun çıxış elementinin koordinatları aşağıdakı cədvəldə (443 koordinat üzrə) verilmişdir ki, bu da öz növbəsində robot manipulyatorun proqramlaşdırılması zamanı tətbiq edilə bilər Cədvəl 4. Trayektoriya boyunca baxılan hərəkət koordinatları digər növ tədqiqat proqramlarına əlavə edilə bilər (.sldcrv və .exe genişlənməsi ilə) ki, onları tətbiq sahələrindən asılı olaraq fərqləndirmək olar. Buna misal olaraq tibb, hərbi, məişət, sənaye, kosmik tədqiqat və s. göstərmək olar.

Cədvəl 4. İkinci sinif robot manipulyatorun çıxış elementinin hərəkəti zamanı koordinatları

Nö	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1	76.95	215.02	103.04
2	76.91	215.02	103.11
3	76.78	215.02	103.3
---	---	---	---
443	128.17	206.19	33.44

Tədqiq edilən bir məhdudiyyətli robot manipulyatorun çıxış elementinin x, y, z oxları üzrə hərəkət trayektoriyası göstərilmişdir şəkil 2.



Şəkil 2. Çıxış elementinin x, y, z oxları üzrə hərəkət trayektoriyası

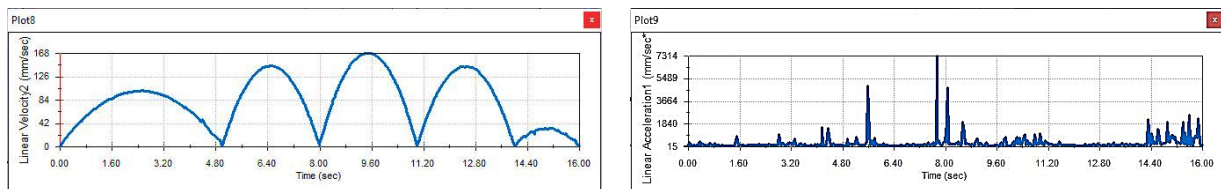
Bu zaman çıxış elementinin koordinat başlanğıcından maksimal və minimal yerdəyişməsi cədvəl 5 -də göstərilmişdir.

Cədvəl 5. Çıxış elementinin maksimum və minimum yerdəyişməsi

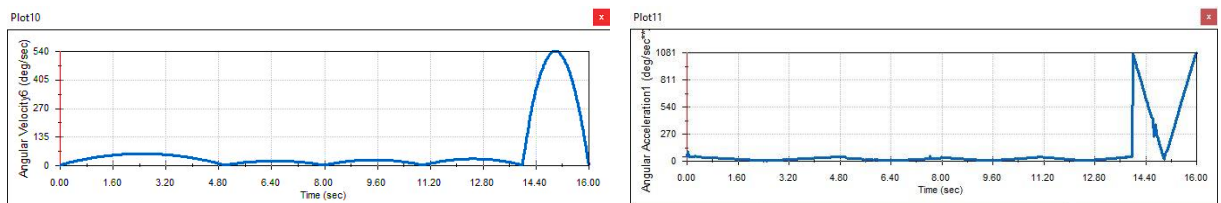
Displacement	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
max	76.95	205.54	128.83
min	129.55	218.15	102.96

Robot manipulyatorun hərəkəti onun üç parametri ilə xarakterizə olunur. Bunlar yol (yerdəyişmə), sürət (bucaq sürəti) və təcildir (bucaq təcili). Kinematik analizdə baxılan robot manipulyatorun tədqiqatı zamanı çıxış elementinin nöqtənin xətti sürət və təcil, bəndin isə bucaq sürət və təcil diaqramları müəyyən edilmişdir. İlkin olaraq nöqtənin xətti sürətinin və təcilinin diaqramlarına baxaq şəkil 3.

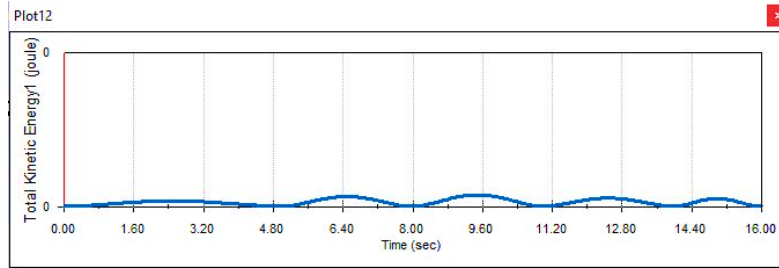
Növbəti mərhələdə tədqiq edilən robot manipulyatorun çıxış bəndin bucaq sürəti və bucaq təcili (şəkil 4) və kinetik enerjisi (şəkil 5) analiz edilərək göstərilmişdir.



Şəkil 3. Robot manipulyatorun tutqacının çıxış nöqtəsinin xətti sürəti və xətti təcili.



Şəkil 4. Robot manipulyatorun tutqacının bucaq sürəti və bucaq təcili.



Şəkil 5. Robot manipulyatrın tutqacının kinetik enerjisi

3. NƏTİCƏ

Bir məhdudiyyətli ardıcıl tip robot manipulyatorun kinematik analizi zamanı tədqiq edilən trayektorianın koordinatları digər növ tədqiqat proqramlarına əlavə edilə bilər (.sldcrv və .exe genişlənməsi ilə) ki, onları tətbiq sahələrindən asılı olaraq fərqləndirmək olar. Buna misal olaraq tibb, hərbi, məişət, sənaye, kosmik tədqiqat və s. göstərmək olar. Qeyd etmək istərdim ki, tibbdə tətbiq edilən bu tip məhdudiyyətə malik robot manipulyatorların sintezi, analizi və istifadəsi aktual məsələlərdəndir.

ƏDƏBİYYAT SİYAHISI

1. F. Freudenstein, R. Alizade, On the degree of freedom of mechanisms with variable general constraint, in IV World IFToMM Congress, England, (1975) 51–56.
2. R. Alizade, "Manipulator", Azerbaijan Technical University, CCCP State Committee, for work of invention and discovery, Author Certificate, № 1144875, (1984).
3. R. I. Alizade, On the degree of freedom of kinematic chain, Az. Pol. Inst., Automation design of mechanisms, manipulator and robots, Baku (1988) 3-14.
4. Reza. N. Jazar. Theory of Applied Robotics. Department of Mechanical Engineering Manhattan College Riverdale, NY 10471. Springer, 2007. 688 pg.
5. Jack Phillips. Freedom in machinery, Volume 1 (1984) and Volume 2 (1990) Combined, Cambridge University Press, 2006.
6. PAUL. M. KUROWSKI. ENGINEERING ANALYSIS WITH SOLIDWORKS SIMULATION 2018. ISBN-13: 978-1-63057-153-5. ISBN -10: 1-63057-153-9. PRINTED AND BOUND IN THE UNITED STATES OF AMERICA. 595 PAGE.

UOT624.154

ŞƏBƏKƏ ƏMƏLƏ GƏTİRƏN QABIRĞALARLA MÖHKƏMLƏNDİRİLMİŞ, QRUNTLA TƏMASDA OLAN ORTOTROP SİLİNDRIK QABIQLARDAN İBARƏT İSTİNAD DİVARLARININ SƏRBƏST RƏQSLƏRİ

D.S.QƏNİYEV

Azərbaycan Memarlıq və İnşaat Universiteti

XÜLASƏ

Təqdim olunan məqalədə Hamilton-Ostrogradskinin variyasiya prinsipi əsasında qruntlar dinamik təmasda olan iki ortotrop şəbəkə əmələ gətirən qabırğalarla möhkəmləndirilmiş silindrik örtükdən ibarət istinad divarlarının sərbəst rəqsləri tədqiq edilmiş, rezonans tezlikləri tapılmış və xarakterik əyrilər qurulmuşdur.

Açar sözlər: möhkəmləndirilmiş silindrik qabıq, istinad divarı, rezonans tezlikləri, ortotrop, qruntlar, Pasternak modeli.

СВОБОДНЫЙ ТАНЕЦ ОРТОТРОПНЫХ ЦИЛИНДРОВ ЗАЩИТНЫХ СТЕН С СЕТЬЮ,
УКРЕПЛЕННОЙ СЕТЕВОЙ РЕЗЬБОЙ

РЕЗЮМЕ

Данная статья посвящена исследованию одной из динамических прочностных характеристик-частоты собственных колебаний подпорной стенки, состоящей из двух ортотропных цилиндрических оболочек, заполненных грунтом и усиленных дискретно распределенными перекрестными стержневыми системами ребер. Используя вариационный принцип Гамильтона-Остроградского для нахождения частот колебаний подпорных стенок построено частотное уравнение, найдены его корни и изучены влияния физических и геометрических параметров, характеризующих систему.

Ключевые слова: подкрепленные цилиндрические оболочки, подпорные стены, резонансные частоты, ортотропная оболочка, грунт, модель Пастернака.

FREE DANCE OF ORTHOTROPIC CYLINDER SHELTER WALLS WITH NETWORK,
STRENGTHENED WITH NETWORK RIB

ABSTRACT

This article is devoted to the study of one of the dynamic strength characteristics of the frequency of natural oscillations of a retaining wall, consisting of two orthotropic cylindrical shells, filled with soil and reinforced by discretely distributed cross-bar core systems. Using the Hamilton-Ostrogradsky variational principle to find the oscillation frequencies of the retaining walls, the frequency equation was constructed, its roots were found, and the effects of the physical and geometric parameters characterizing the system were studied.

Keywords: reinforced cylindrical shells, retaining walls, resonant frequencies, orthotropic shell, soil, Pasternak model.

Giriş. Nazikdivarlı silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan nazikdivarlı fəza konstruksiyaları istinad divarlarının əsasını təşkil edir və inşaatda geniş tətbiq olunur. Massiv dəmirbeton istinad divarlarını nazikdivarlı qabıqlarla əvəz etməklə boşluqlu sistem alınır və onun dayanıqlığını artırmaq məqsədilə bu boşluq qruntlarla doldurularaq, betona xeyli qənaət olunur.

Azərbaycan Respublikası seysmik aktiv zonada yerləşdiyini nəzərə alsaq, belə konstruksiyalara dinamik qüvvələrin təsirini nəzərə almaqla sərbəst rəqslərinin tədqiqi, rezonans tezliklərinin tapılması böyük praktiki əhəmiyyət daşıyır.

Qeyd edək ki, izotrop materialdan olan silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan nazikdivarlı fəza konstruksiyalarından ibarət istinad divarlarının hesabı statik hal üçün yerinə yetirilmişdir [1 – 3]. [1] işində izotrop materialdan olan silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan nazikdivarlı fəza konstruksiyaları istinad divarlarının statik deformasiyaları öyrənilmişdir. [2] işində müstəvi deformasiya vəziyyətində olan üç izotrop materialdan olan silindrik örtükdən ibarət istinad divarlarının hesabı verilmişdir. Məsələnin həlli adi diferensial tənliklərin həllinə gətirilmiş və həlli qurulmuşdur. [3] işi təməl kimi istifadə olunan izotrop materialdan olan silindrik qabıqların divarla qovuşma şərtlərini qrunların sıxılmada və sürüşmədə işini nəzərə almaqla hesablama metodikasının işlənilməsinə həsr olunmuşdur. V.Z.Vlasov əsərlərində istinad divarlarında və hidrotexniki qurğularda üç nazikdivarlı fəza konstruksiyalarında tətbiqindən əldə olunmuş yüngülləşdirilmiş istinad divarların ətraf dənəvər mühitlə əlaqədə olması və elastik əsas üzərində oturmasını nəzərə alan konstruksiyaların hesabını vermişdir [4,5]. Elastiklik nəzəriyyəsində massiv istinad divarlarının qrunların təsirindən gərginlikli-deformasiya halları trapes profilli kəsik kimi ətraflı öyrənilmişdir. Q.M. Muxadze [6] tərəfindən massiv istinad divarlarının dabanının ölçülərinin sınıq arxa tilli hal üçün müvazinət, dayanıqlıq və möhkəmlik şərtlərindən təyin olunması verilmişdir. Z.V. Tsaqareli [7] rəşional profilli istinad divarının minimal sahəsinin təyini məsələsini həll etmişdir. Epxov M. İ. [8] tərəfindən gərginlik intensivliyinin xarakteri barəsində bəzi məhdudlaşdırmaqları qəbul etməklə silindrik qabıqların təxmini yükləyici qabiliyyəti müəyyən olunmuşdur. Ədədi üsullarla, məsələn sonlu fərqlər üsulunu tətbiq etməklə massiv istinad divarlarının elastiklik nəzəriyyəsi ilə həlləri Q.Q. Məxiladze [9] tərəfindən verilmişdir. X.Q. Seyfullayevin [10,11,12,13,14] elmi məqalələrində yatıq qabıqların kontur konstruksiyaları ilə qovuşma məsələləri həll edilmişdir. Yatıq qabıqların momentli nəzəriyyəsinin diferensial tənliklərinin ixtiyari sərhəd şərtləri daxilində həlləri qurularaq, müxtəlif qovuşma məsələlərinin həlli verilmişdir. Bunlara misal olaraq düzbucaqlı deşiklə zədələnmiş lövhə və qabıqlar, ortoqonal şəbəkəli qabırğalı qabıq və lövhələr, konturunda qarışıq sərhəd şərtləri verildikdə məsələlərin həllərini göstərmək olar.

Təhlil olunan işlər göstərir ki, möhkəmləndirilmiş silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan nazikdivarlı istinad divarlarının dinamika məsələləri öz həllini tam tapmamışdır.

Məsələnin qoyuluşu. Silindrik qabıqların potensial və kinetik enerjilərini yazmaq [15]:

$$\begin{aligned} \mathcal{Q}_i = & \frac{h_i R_i}{2} \iint_{S_i} \left\{ \left(\frac{\partial u_i}{\partial x} \right)^2 - 2(b_{11i} + b_{12i}) \frac{w_i}{R} \frac{\partial u_i}{\partial x} + \frac{w_i^2}{R^2} (b_{11i} + 2b_{12i} + b_{22i}) + \frac{b_{22i}}{R^2} \left(\frac{\partial g_i}{\partial \theta} \right)^2 - \right. \\ & - 2(b_{12i} + b_{22i}) \frac{w_i}{R^2} \frac{\partial g_i}{\partial \theta} + 2b_{12i} \frac{1}{R^2} \frac{\partial u_i}{\partial x} \frac{\partial g_i}{\partial \theta} + b_{66i} \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial \theta} \right)^2 + b_{66i} \left(\frac{\partial g_i}{\partial x} \right)^2 + \\ & \left. + b_{66i} \frac{1}{R} \frac{\partial g_i}{\partial x} \frac{\partial u_i}{\partial \theta} \right\} dx d\theta \end{aligned} \quad (1)$$

$$K_i = \frac{E_i h_i}{2R_i^2 (1 - \nu_i^2)} \iint_{S_i} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial g_i}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_i}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy$$

Burada $i = 1$ istinad divarlarını təşkil edən birinci silindrik qabığa, $i = 2$ isə istinad divarlarını təşkil edən ikinci silindrik qabığa uyğundur (şəkil 1); u_i, g_i, w_i - qabıqların yerdəyişmələri, R_i, h_i - uyğun olaraq, silindrik qabıqların radiusları və qalınlıqlarıdır, $b_{11}, b_{22}, b_{12},$

b_{66} – ortotrop materialın əsas elastikiyyət modullarıdır və koordinat oxları istiqamətindəki elastikiyyət modulları E_{1i}, E_{2i} , Puasson əmsalları ν_{1i}, ν_{2i} ilə aşağıdakı kimi ifadə olunurlar:

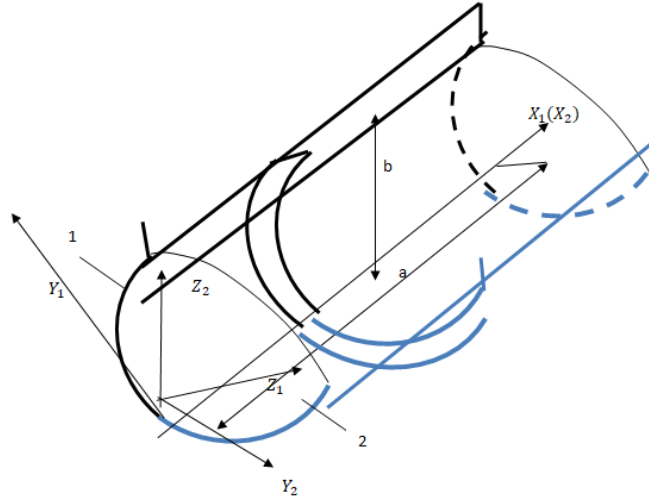
$b_{11i} = \frac{E_{1i}}{1 - \nu_{1i}\nu_{2i}}; b_{22i} = \frac{E_{2i}}{1 - \nu_{1i}\nu_{2i}}; b_{12i} = \frac{\nu_{2i}E_{1i}}{1 - \nu_{1i}\nu_{2i}} = \frac{\nu_{1i}E_{2i}}{1 - \nu_{1i}\nu_{2i}}$, s_i – istinad divarlarını təşkil edən silindrik qabıqların səthidir.

Qruntun silindrik qabıqlara təsiri q_{xi}, q_{yi}, q_{zi} xarici qüvvələri ilə əvəz olunur. Bu qüvvələrin nöqtələrin yerdəyişmələrdə gördüyü iş

$$A_i = -R \int_0^a \int_0^{3\pi/4} (q_{xi}u_i + q_{yi}g_i + q_{zi}w_i) dx d\theta \quad (2)$$

olar.

Möhkəmləndirilmədə tətbiq olunan millərin və halqaların tam enerjisini yazaq:



Şək.1. Qabırğalarla möhkəmləndirilmiş ortotrop silindrik qabıqlardan ibarət istinad divarının sxemi.

$$H_i = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{k_i} \int_0^{\theta_i} \left[E_{ji} F_{ji} \left(\frac{\partial g_{ji}}{\partial y} - \frac{w_{ji}}{R_i} \right)^2 + E_{ji} F_{xji} \left(\frac{\partial^2 w_{ji}}{\partial x^2} + \frac{w_{ji}}{R_i^2} \right)^2 + E_{ji} F_{zji} \left(\frac{\partial^2 u_{ji}}{\partial y^2} - \frac{\varphi_{kpi}}{R} \right)^2 \right] +$$

$$+ \sum_{j=1}^{k_i} \rho_{ji} F_{ji} R_i \int_0^{\theta_i} \left[\left(\frac{\partial u_{ji}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial g_{ji}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_{ji}}{\partial t} \right)^2 + \frac{J_{kpi}}{F_{ji}} \left(\frac{\partial \varphi_{kpi}}{\partial t} \right)^2 \right] d\theta_i \quad (3)$$

$$G_i = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{k_i} \int_{x_1}^{x_2} \left[E_{ki} F_{ki} \left(\frac{\partial u_{ki}}{\partial x} \right)^2 + E_{ki} J_{yki} \left(\frac{\partial^2 w_{ki}}{\partial x^2} \right)^2 + E_{ki} J_{zki} \left(\frac{\partial^2 g_{ki}}{\partial x^2} \right)^2 + G_{ki} J_{kpi} \left(\frac{\partial \varphi_{kpi}}{\partial x} \right)^2 \right] dx +$$

$$+ \sum_{k=1}^{k_i} \rho_{ki} F_{ki} \int_{x_1}^{x_2} \left[\left(\frac{\partial u_{ki}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial g_{ki}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w_{ki}}{\partial t} \right)^2 + \frac{J_{kpi}}{F_{ki}} \left(\frac{\partial \varphi_{kpi}}{\partial t} \right)^2 \right] dx$$

Nəzərdə tutulur ki, örtük ilə çubuqlar arasında sərt kontakt şərtləri ödənilir:

$$u_{ji}(y) = u_i(x_j, y) + h_j \varphi_1(x_j, y); g_{ji}(x) = g_i(x_j, y) + h_j \varphi_2(x_j, y); w_{ji}(x) = w_i(x_j, y);$$

$$\varphi_{ji} = \varphi_2(x_j, y); \varphi_{kpi}(x) = \varphi_1(x_j, y); h_{ji} = 0,5h_i + H_{ji}^1. \quad (4)$$

$$u_{ki}(x) = u(x, y_{ki}) + h_{ki}\varphi_1(x, y_{ki}), \quad \vartheta_{ki}(x) = \vartheta(x, y_{ki}) + h_{ki}\varphi_2(x, y_{ki}), \\ w_{ki}(x) = w(x, y_{ki}), \varphi_{ki}(x) = \varphi_1(x, y_{ki}), \varphi_{kpi}(x) = \varphi_2(x, y_{ki}); h_{ki} = 0,5h + H_{ki}^1$$

(3), (4) ifadələrində $i = 1$ istinad divarlarını təşkil edən birinci silindrik qabığa, $i = 2$ isə istinad divarlarını təşkil edən ikinci silindrik qabığa uyğundur, $u_{ji}, \vartheta_{ji}, w_{ji}$ - möhkəmləndirilmədə istifadə olunan çubuqların yerdəyişmələri, F_{ji} - silindrik qabığa dairəvi istiqamətdə bərkidilmiş j -ci çubuğun en kəsiklərinin sahələri, E_{ji} - silindrik qabığa dairəvi istiqamətdə bərkidilmiş j -ci çubuğun dartılmada elastikiyyət modulları, J_{xji}, J_{zji} - j -ci çubuğun en kəsiyinin ağırlıq mərkəzindən keçən oxlara nəzərən ətalət momentləri, J_{kpji} - burulmada ətalət momentləri, t - zaman, k_i - bərkidilmədə istifadə olunan çubuqların sayı, H_{ji}^1 - j -ci halqanın oxunun silindrik qabığının səthindən olan məsafəsi, ρ_{ji} - j -ci çubuğun materialının sıxlığı, $\varphi_{ji}, \varphi_{kpi}$ - halqanın en kəsiyinin dönmə və burulma bucaqları olub, qabığının yerdəyişmələri ilə aşağıdakı kimi ifadə olunur:

$$\varphi_{kpi}(y) = \varphi_1(x_j, y) = -\frac{\partial w_i}{\partial x} \Big|_{x=x_j}, \quad \varphi_{kpi}(x) = \varphi_2(x, y_i) = -\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\vartheta}{R} \right) \Big|_{y=y_i}$$

Нятисядя системинтаменерјиси ашаьыдакы шыкилдя олар:

$$\Pi = \sum_{i=1}^2 (\mathcal{E}_i + K_i + H_i + G_i + A_i) \quad (5)$$

(2) ifadəsinə daxil olan qrunun silindrik qabıqlara təsiri olan q_{xi}, q_{yi}, q_{zi} xariciqüvvələri aşağıdakı şəkildə götürəcəyik:

$$q_{xi} = q_{yi} = 0; \quad q_{zi} = p_1 w_1 - k_{s1} \left(\frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2} \right); \quad q_{z2} = p_2 w_2 - k_{s2} \left(\frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_2}{\partial y^2} \right) \quad (6)$$

Burada p_1, p_2, k_{si} - qrunların uyğun olaraq sıxılmada və sürüşmədə sərtlilik əmsallarıdır. (2) və (5) ifadələrinə kontakt və sərhəd şərtləri də əlavə edilir. Fərz edəcəyik ki, silindrik qabıqlar bir-birilə elastiki birləşmişdir. Yəni, kontaktda

$$w_1(x)|_{y_1=0} = \vartheta_2(x)|_{y_2=0}; \quad \vartheta_1(x)|_{y_1=0} = w_2(x)|_{y_2=0}; \\ u_1(x)|_{y_1=0} = u_2(x)|_{y_2=0}; \quad \frac{\partial w_1(x)}{\partial x} \Big|_{y_1=0} = \frac{\partial \vartheta_2(x)}{\partial x} \Big|_{y_2=0} \quad (7)$$

şərtləri ödənilir.

Silindrik qabıqların $x = 0$ və $x = a$ xətləri üzrə ideal diafraqmalar üzərində oynağa oturduğu qəbul edilir və bu halda sərhəd şərtləri aşağıdakı kimi ifadə olunurlar:

$$u_i = 0, w_i = 0, T_1 = 0, M_1 = 0 \quad (8)$$

Burada T_1, M_1 - silindrik qabığının en kəsiyində təsir edən qüvvə və momentdir.

Ostrogradski-Hamilton təsirinin qərarlaşma şərtindən istifadə etməklə silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan istinad divarlarının məxsusi rəqs tezliklərini təyin etmək tezlik tənliyini almaq olar:

$$\delta W = 0 \quad (9)$$

Burada $W = \int_{t_0}^{t_1} \Pi dt$ Hamiltontəsiridir. $\delta W = 0$ bərabərliyində variyasiyalama əməliyyatı-

nı həyata keçirsək və $\delta u_1, \delta \mathcal{G}_1, \delta w_1$ variyasiyalarının ixtiyari, asılı olmadıqlarını nəzərə alsaq, qrunla dinamik təmasda olan silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan istinad divarlarının məxsusi tezliklərini tapmaq üçün tezlik tənliyini alarıq. Beləliklə, qrunla dinamik təmasda olan silindrik qabıqların qovuşmasından yaranan istinad divarlarının rəqsləri məsələsinin həlli, konstruksiyanın (5) tam enerjisinin, (7) kontakt, (8) sərhəd şərtləri daxilində birgə integrallanmasına gətirilir.

Silindrik qabıqların yerdəyişmələrini aşağıdakı şəkildə axtaraq:

$$\begin{aligned} u_i &= u_{0i} \cos \chi \xi (\cos n\theta_i + \sin n\theta_i) \sin \omega_1 t_1 \\ \mathcal{G}_i &= \mathcal{G}_{0i} \sin \chi \xi (\cos n\theta_i + \sin n\theta_i) \sin \omega_1 t_1 \\ w_i &= w_{0i} \sin \chi \xi (\cos n\theta_i + \sin n\theta_i) \sin \omega_1 t_1 \end{aligned} \quad (10)$$

Burada, $u_{0i}, \mathcal{G}_{0i}, w_{0i}$ – naməlum sabitlər, $\xi = \frac{x}{a}, t_1 = \omega_0 t, \chi, n = 2k + 1$ – silindrik qabığının doğurunu və dairəvi istiqamətlərdəki dalğa ədədləridir, $\theta_i = \frac{y_i}{R}, 0 \leq \theta_i \leq \frac{3\pi}{4}$. Bu şərtlər ödəndikdə $\theta_i = \frac{3\pi}{4}$ sərhəddində oynaq birləşmə şərtləri ödənəcəkdir. (10) həllərini (5)-də yerinə yazıb, (7) kontakt şərtlərini və (10) ifadələrini nəzərə almaqla, $u_{02}, \mathcal{G}_{02}, w_{02}$ sabitlərini $u_{01}, \mathcal{G}_{01}, w_{01}$ sabitləri ilə ifadə etsək, (5) tam enerjisi üçün $u_{01}, \mathcal{G}_{01}, w_{01}$ sabitlərinə nəzərən iki dərəcəli alarıq:

$$\begin{aligned} \Pi &= \oint_{11} u_{01}^2 + \oint_{22} \mathcal{G}_{01}^2 + \oint_{33} w_{01}^2 + \oint_{44} u_{01} \mathcal{G}_{01} + \oint_{55} u_{01} w_{01} + \oint_{66} \mathcal{G}_{01} w_{01} \\ \oint_{11}, \oint_{22}, \oint_{33}, \oint_{44}, \oint_{55}, \oint_{66} &\text{ əmsallarının ifadələri mürəkkəb olduğundan burada verilmir.} \end{aligned}$$

Π ifadəsini asılı olmayan $u_0, \mathcal{G}_0, w_0$ sabitlərinə nəzərən variyasiyalasaq və asılı olmayan variyasiyaların əmsallarını sıfıra bərabər etsək, aşağıdakı bircins cəbri tənliklər sistemini alarıq:

$$\begin{cases} 2\oint_{11} u_{01} + \oint_{44} \mathcal{G}_{01} + \oint_{55} w_{01} = 0 \\ \oint_{44} u_{01} + 2\oint_{22} \mathcal{G}_{01} + \oint_{66} w_{01} = 0 \\ \oint_{55} u_{01} + \oint_{66} \mathcal{G}_{01} + 2\oint_{33} w_{01} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

(11) sistemi xətti bircins cəbri tənliklər sistemi olduğundan, onun sıfırdan fərqli həllinin varlığı üçün zəruri və kafi şərt onun baş determinantının sıfıra bərabər olmasıdır. Nəticədə aşağıdakı tezlik tənliyini alarıq:

$$\begin{vmatrix} 2\oint_{11} & \oint_{44} & \oint_{55} \\ \oint_{44} & 2\oint_{22} & \oint_{66} \\ \oint_{55} & \oint_{66} & 2\oint_{33} \end{vmatrix} = 0 \quad (12)$$

(12) tənliyini aşağıdakı şəkildə yazaq:

$$4\oint_{11}\oint_{22}\oint_{33} + \oint_{44}\oint_{55}\oint_{66} - \oint_{55}^2\oint_{22} - \oint_{66}^2\oint_{11} - \oint_{44}^2\oint_{33} = 0 \quad (13)$$

(13) tənliyi ədədi üsulla hesablanmışdır. Məsələnin həllinə daxil olan parametrlər üçün aşağıdakılar götürülmüşdür:

$$p_1 = p_2 = 7 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2, k_{si} = 11 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2, \frac{a}{R} = 3, \frac{h}{R} = \frac{1}{6}, \nu_1 = \nu_2 = 0,35.$$

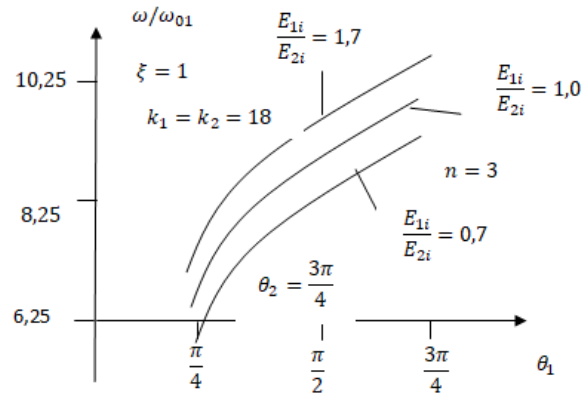
$$b_{11} = 18,3 \text{ ГПа}, b_{12} = 2,77 \text{ QPa}, b_{22} = 25,2 \text{ QPa}, b_{66} = 3,5 \text{ QPa}, \rho_i = \rho_{ji} = 1850 \text{ кг / м}^3$$

$$E_{ki} = 6,67 \cdot 10^9 \text{ N / м}^2; \frac{I_{yki}}{2\pi R^3 h} = 0,8289 \cdot 10^{-6}; \tilde{k}_1 = \tilde{k}_2 = 20, k_{si} = 11 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$E_{ji} = 6,67 \cdot 10^9 \text{ N / м}^2; \chi = 1; n = 8; h_{ji} = 1,39 \text{ mm}; R_i = 160 \text{ mm}; n = 8,$$

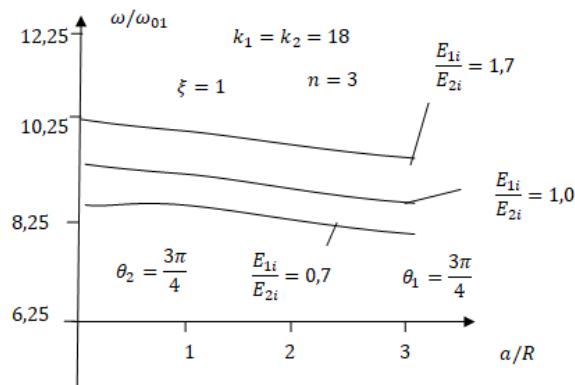
$$I_{kp.ji} = 0,48 \text{ mm}^4; I_{xji} = 19,9 \text{ mm}^4; F_{ji} = 5,75 \text{ мм}^2; h_i = 0,45 \text{ mm}; \xi = 1.$$

$$k_1 = k_2 = 15, \frac{I_{kp.i}}{2\pi R^3 h} = 0,5305 \cdot 10^{-6}$$

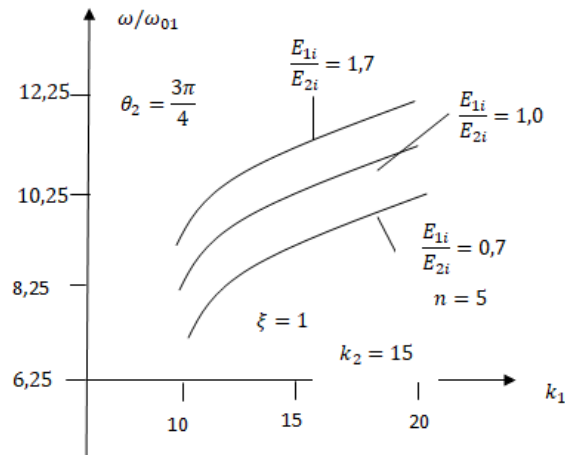


Şəkil 2. Tezlik parametrinin θ_1 –dən asılılığı

Hesablamaların nəticəsi şəkil 2- də tezlik parametrinin θ_1 –dən, şəkil 3-də a/R - nisbətindən, şəkil 4-də birinci silindirin səthindəki çubuqların sayından asılılığı şəklində verilmişdir $\left(\omega_{01} = \sqrt{\frac{b_{11}}{\rho_1 R_1^2}} \right)$. Şəkil 2- dəndən göründüyü kimi θ_1 bucağı artdıqca, tezlik parametrinin qiyməti artır. Silindrik qabıqların uzunluğu artdıqca şəkil 3-dən göründüyü kimi tezlik parametrinin qiyməti azalır. Silindrik qabığın ortotrop luq xassəsi gücləndikcə, tezlik parametrinin qiyməti artır. Şəkil 4-dən göründüyü kimi çubuqların sayı artdıqca istinad divarının mıxsusi rəqs tezlikləri artır.



Şəkil 3. Tezlik parametrinin a/R - nisbətindən asılılığı

Şəkil 4. Tezlik parametrinin k_1 –dən asılılığı

ƏDƏBİYYAT

1. Qəniyev D.S.. Silindrik qabıqların istinad divarlarda tətbiqi və hesablanması. Nəzəri və tətbiqi mexanika. Azərbaycan memarlıq və İnşaat Universiteti, Bakı, 2006, № 2, səh. 7-10.
2. Qəniyev D.S.. Müstəvi deformasiya halında olan yüngülləşdirilmiş istinad divarlarının tədqiqi. Nəzəri və tətbiqi mexanika. Azərbaycan memarlıq və İnşaat Universiteti, Bakı, 2013, № 1, səh. 43-47.
3. Qəniyev D.S.. Elastiki əsas üzərində outran silindrik qabıqların qovuşma məsələlərinin həlli. Azərbaycan memarlıq və İnşaat Universiteti, Elmi əsərlər, Bakı, 2007, № 1, səh. 103-107.
4. Власов В.З.. Избранные труды. В 3-х томах. М., Издательство АН СССР, 1962 - 1964. Т. 1 - Общая теория оболочек. Статьи - 528 с., Т. 2 - Тонкостенные упругие стержни. Принципы построения общей технической теории оболочек. 507 стр. Т. 3 - Тонкостенные пространственные системы 472 стр.
5. Власов В.З.. Строительная механика тонкостенных пространственных систем. М., Госстройиздат, 1949, 435 стр.
6. Мухадзе Г.М. Упрощенные формулы для расчета массивных подпорных стен. Труды Строит.института АН Груз. ССР, Т. 2. 1950.
7. Цагарели З.В. Экспериментальное исследования давления сыпучей среды на подпорные стены. "Основания, фундаменты и механика грунтов", 1965, №4.
8. Ерхов М. И. Симметричная деформация цилиндрических оболочек за пределами упругости – Сборник трудов ЦНИИСК, 1961.
9. Мсхиадзе Г.Г. Расчет плотин и подпорных стен (контактная задача). Труды Грузинского политех. Института, № 9 (57), Тбилиси, 1957.
10. Сейфуллаев Х. Р. К расчету пологих оболочек с большим прямоугольным отверстием, открытых на упругий контур. Изв. вузов "Строительство и архитектура", № 4, Новосибирск, 1978, стр. 60 - 66.
11. Сейфуллаев Х. Р. Об одном методе исследования несущей способности пологих оболочек при больших прогибах. Сб. научных трудов по механике. № 4, Баку, 1994, стр. 4 - 7.
12. Сейфуллаев Х. Р. Об одном методе решения краевых задач непологих оболочек. Изд. Вузов «Строительство и архитектура» № 7, Новосибирск, 1975, с. 56-61.
13. Сейфуллаев Х.Р., Азимов Н.А. К решению уравнений теории пологих оболочек переменной толщины и кривизны при произвольных граничных условиях. Прикладная механика, выпуск XVI, № 10, Киев, 1980, стр. 47-53.
14. Сейфуллаев Х.Р., Гусейнли Е.А. Расчет пологих ребристых оболочек на основе модели конструктивно - ортотропных систем. Сборник научных трудов по механике, № 7 (часть I), 1997, стр. 112 - 116.
15. Амиро И.Я., Заруцкий В.А., Поляков П.С. Ребристые цилиндрические оболочки. Киев. Наукова думка 1973, 245 с.
16. Босяков С.М., Чживэй В. Анализ свободных колебаний цилиндрической оболочки из стекловолокна при граничных условиях Навье. Механика Машин, Механизмов и материалов. НАН Беларуси, 2011, № 3, (10).

UDK 621.643

EQUILIBRIUM EQUATION OF NON-CIRCULAR CONTOUR SMOOTH CYLINDRICAL SHELLS AND ITS TRANSFORMATION BY THE PERTURBATION METHOD

M.J.JALALOV, PhD

Azerbaijan Academy of Labour and Social Relations

ABSTRACT

Boundary value problems on elaboration of practical calculation methods under hinge support of longitudinal boundaries of a shell may be successfully solved based on V.V. Novozhilov complex equation describing the stress state of non-circular contour (smooth) cylindrical shells.

A distinctive variant of the perturbation method in conformity to variable curvature and thickness shells allow to divide a compounded boundary value problem described by a variable coefficient into several main problems. The solution of the problem is obtained for the case of free support although the solutions of other boundary conditions may be obtained similarly.

Key words: small parameters, cylinder, shell.

DÖVRƏSİZ KONTURU DƏYİŞ SİLİNDRİK ŞELLƏRİN TƏQDİMƏTİ VƏ ONUN PERTURBASİYA METODU İLƏ DƏYİŞMƏSİ

XÜLASƏ

Uzunlamasına örtüklərin sərhədlərinin qaynaqlı bərkidilməsində praktik hesablama metodlarının işlənməsi üzrə sərhəd vəzifələri silindrik örtüklərin qeyri-dəyirmi konturlarının (hamar) sıx vəziyyətini təsvir edən V.V. Novojilovun kompleks tənliyi əsasında uğurla həll edilə bilər.

Dəyişən ayrılık və qalınlıq örtüklərinə uyğun olaraq hiddət metodunun fərqli variantı dəyişən əmsalla təsvir edilən mürəkkəb sərhəd məsələsini bir neçə əsas vəzifəyə bölməyə imkan verir. Məsələnin həlli azad dayağ hadisəsi üçün əldə edilib, baxmayaraq ki, digər sərhəd şərtlərinin həlli də eyni cür əldə edilə bilər.

1. Introduction.

Every year, the thin-walled spatial constructions are integrated into technology more widely; their behaviour under complex static and dynamical loads, under high and low temperatures is studied more completely and profoundly. New structural materials are applied while building shells. This requires development of new fields of theory of shells. The shells and other thin-walled spatial constructions are applied widely in different fields of engineering. In many cases, development of building, aircraft, and shipbuilding constructions in many cases is connected with use of thin-walled systems. Economic efficiency of such constructions was proved in practice. A thin-walled spatial system, i.e. a shell possessing enviable lightness is in the form of exclusively stable construction. Wide scope of housing construction requires especially careful approach to choosing constructive form from the point of view of their economic advantage.

Searches of engineers and architects include creating new constructive and architectural forms of erections. However, development in this direction has not been completed yet.

2. While solving the given problem, the distinctive perturbation method is used.

The complex of equilibrium equation of non-circular cylindrical shells in Novozhilov form in dimensionless coordinates:

$$\xi = \frac{x}{h}; \quad \eta = \frac{s}{h}$$

has the form:

$$\Delta[\rho\Delta(\tilde{T})] + \frac{\partial}{\partial\eta}\left(\frac{1}{\rho}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\eta}\right) + i2b^2\frac{\partial^2\tilde{T}}{\partial\xi^2} = \tilde{F}(\xi, \eta), \quad (1)$$

where

$$\tilde{F}(\xi, \eta) = i2b^2h\left[\Delta(q_n)\frac{\partial q_2}{\partial\eta} - \frac{\partial q_1}{\partial\xi}\right], \quad (2)$$

Here, S and x are directed along the generator and direction of the cylinder.

Equation (1) may be represented in the expanded form:

$$\begin{aligned} &\Delta\Delta(\tilde{T}) + \frac{1}{\rho^2}\frac{\partial^2\tilde{T}}{\partial\eta^2} + i2b^2\frac{1}{\rho}\frac{\partial^2\tilde{T}}{\partial\xi^2} + \\ &+ \frac{1}{\rho}\left[\frac{\partial^2\rho}{\partial\eta^2}\Delta\tilde{T} + 2\frac{\partial\rho}{\partial\eta}\frac{\partial\Delta\tilde{T}}{\partial\eta} - \frac{1}{\rho^2}\frac{\partial\rho}{\partial\eta}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\eta}\right] = \tilde{F}(\xi, \eta), \end{aligned} \quad (3)$$

We accept as a perturbation: $\nu = 1 - \rho$.

For all the values in the considered domain, where

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial\xi^2} + \frac{\partial^2}{\partial\eta^2}; \quad b^4 = 3(1 - \mu^2)\frac{h^2}{\delta^2}; \quad \rho = \frac{r}{h}; \quad 0 \leq \xi \leq \xi_1; \quad 0 \leq \eta \leq \eta_1$$

h is some typical linear dimension of the shell;

r is a radius of the curvature of a directional curve;

μ is a Poisson ratio; δ is shell's thickness;

q_1, q_2, q_n are intensity components of the load along directions;

ρ is dimensionless radius of the curvature of shell's cross section.

The form of equation (3) allows to find its solution in the form of series in powers of perturbation

$$\tilde{T} = \sum \tilde{T}_n \nu^n, \quad (4)$$

We'll be able to select as much as desired values of the perturbation $\nu \ll 1$. Obviously, the introduced dimensionless radius of the curvature $\rho(\eta)$ satisfies the condition: $0 \leq \rho \leq 1$.

Further, expand $\frac{1}{\rho}$ in the following series: $\frac{1}{\rho} = \sum_{n=0}^{\infty} (1 - \rho^n)$.

Substituting the values of (4) equation (3), equating the terms with identical powers of perturbation (ν) in the both hand sides of the equation, we get the following infinite system of recurrent differential equations:

$$\Delta \Delta \tilde{T}_k + \frac{\partial^2 \tilde{T}_k}{\partial \eta^2} + i\lambda \frac{\partial^2 \tilde{T}_k}{\partial \xi^2} = \tilde{F}(\xi, \eta), \quad (5)$$

where ($k = 0, 1, 3, \dots$), $\tilde{F}(\xi, \eta)$ are the known functions

$$\tilde{F}_0(\xi, \eta) = 2ib^2h \left(\Delta q_n + \frac{\partial q_2}{\partial \eta} - \frac{\partial q_1}{\partial \xi} \right), \quad (6)$$

3. Boundary conditions.

Depending on boundary fastening ways, the boundary conditions may be different. We give some possible variants of homogeneous boundary conditions on the boundaries $\xi = \text{const}$.

- a) Free boundary $T_1 = 0$; $T_{12} + \frac{1}{r} M_{12} = 0$; $N_1 + \frac{1}{h} \frac{\partial M_{12}}{\partial \xi} = 0$; $M_{12} = 0$,
- b) Hingely-supported fixed boundary $u = 0$; $\nu = 0$; $W = 0$; $M_1 = 0$.
- c) Hinge boundary free in normal direction $N_1 + \frac{1}{h} \frac{\partial M_{12}}{\partial \xi} = 0$; $u = 0$; $\nu = 0$, $M_1 = 0$.
- d) Hinge boundary free in tangential direction $u = 0$; $W = 0$; $M_1 = 0$, $T_1 = 0$.
- e) Absolutely fixed boundary $u = 0$; $\nu = 0$; $W = 0$; $\frac{\partial W}{\partial \xi} = 0$.

4. Consequently, the boundary value problem may be formulated as follows:

- 1) Area of a rectangle $0 \leq \eta \leq \eta_1$, $0 \leq \xi \leq \xi_1$;
- 2) Boundary conditions on the boundaries $\eta = \text{const}$, $u = 0$; $W = 0$; $M_2 = 0$; $T_2 = 0$. On the boundaries $\xi = \text{const}$ they are arbitrary.

The load for the first problem (first approximation) distributed with the components q_1 , q_2 , q_n i.e. the load function is the form (6). For the other problems (second, third and etc. approximations) the first part of (5) may be considered as a fictitious load function. It is assumed that the shell's geometry is arbitrary. Some restrictions are accepted for boundary conditions: these restrictions on boundary conditions are for linear boundaries hinge conditions, in lateral boundaries arbitrary conditions are considered.

The solution of the mentioned problem is reduced to the solution of the system of equations (5) with constant coefficients. Under the accepted boundary conditions expand the complex functions $\tilde{T}_k(\xi, \eta)$ and $\tilde{F}_k(\xi, \eta)$ in unitary trigonometric series

$$\left. \begin{aligned} \tilde{T}_k(\xi, \eta) &= \sum_{m=1}^{\infty} \tilde{T}_{km}(\xi, \eta) \sin \lambda_m \eta, \\ \tilde{F}_k(\xi, \eta) &= \sum_{m=1}^{\infty} \tilde{F}_{km}(\xi) \sin \lambda_m \eta, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

where $\lambda_m = \frac{m\pi}{\eta_1}$. Allowing for the expression

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial^2 \tilde{T}_k(\xi, \eta)}{\partial \xi^2} &= \sum_{m=1}^{\infty} \tilde{T}_{km}(\xi, \eta) \sin \lambda_m \eta, \\ \frac{\partial^2 \tilde{T}_k(\xi, \eta)}{\partial \eta^2} &= \sum_{m=1}^{\infty} -\lambda_m^2 \tilde{T}_{km}(\xi) \sin \lambda_m \eta, \end{aligned} \right. \quad (8)$$

$$\Delta \tilde{T}_k \frac{d^2 \tilde{T}_k}{d\xi^2} - 2\lambda_m^2 \frac{d^2 \tilde{T}_k}{d\xi^2} + \lambda_m^4 \tilde{T}_k, \quad (9)$$

equation (5) takes the form:

$$\tilde{T}_{mk}^{IV}(\xi) + A\tilde{T}_{km}(\xi) + B\tilde{T}_{km}(\xi) = \tilde{F}_{km}(\xi), \quad (10)$$

where $A = 2ib^2 - 2\lambda_m^2$, $B = \lambda_m^4 - \lambda_m^2$, $\tilde{F}_k(\xi)$ is Fourier coefficient.

For solving the problem with satisfaction of boundary conditions on lateral boundaries of the shell, all the moments should be expressed by the function $\tilde{T}$.

5. Consider the expressions of bending moments by Novozhilov's main function.

We'll look for them in the form of expansion in series in the following form:

$$\tilde{M}_{1k}(\xi, \eta) = \sum_{m=1}^{\infty} \tilde{M}_{1k,m}(\xi) \sin \lambda_m \eta; \quad \tilde{M}_{2k}(\xi, \eta) = \sum_{m=1}^{\infty} \tilde{M}_{2k,m}(\xi) \sin \lambda_m \eta, \quad (11)$$

Further, determine the quantity of the moments $\tilde{M}_{1k,m}(\xi)$ and $\tilde{M}_{2k,m}(\xi)$ acting in the lateral and longitudinal sections, respectively by known relations:

$$\tilde{M}_{1k,m}(\xi, \eta) = \frac{\partial^2 \tilde{W}_k}{\partial \xi^2} + \mu \frac{\partial^2 \tilde{W}_k}{\partial \eta^2}; \quad \tilde{M}_{2k,m}(\xi, \eta) = \frac{\partial^2 \tilde{W}_k}{\partial \eta^2} + \mu \frac{\partial^2 \tilde{W}_k}{\partial \xi^2}, \quad (12)$$

Transforming the expressions in such a way, and ignoring the imaginary part, we get final values of the moments:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{M}_{1k}(\xi, \eta) &= \left[\frac{\partial^2 \tilde{W}_{km}(\xi)}{\partial \xi^2} - \mu \lambda_m^2 W_{km}(\xi) \right] \sin \lambda_m \eta, \\ \tilde{M}_{2k}(\xi, \eta) &= \left[\mu \frac{\partial^2 \tilde{W}_{km}(\xi)}{\partial \eta^2} - \lambda_m^2 W_{km}(\xi) \right] \sin \lambda_m \eta, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

where

$$W_{km}(\xi) = \frac{k}{\lambda^2 - 1} \times \left\{ \sum_{m=1}^4 [a_{kn}(A_{1n}\Psi_n + B_{1n}\Phi_n) + b_{kn}(b_{1n}\Psi_n - A_{1n}\Phi_n) - W_k^r] \right\} \quad (14)$$

here

$$A_{1k} = (\mu - 2b^2\lambda) + \frac{1+\mu}{\lambda} 2c_n d_n + \frac{2b^2}{\lambda} (c_n^2 + d_n^2),$$

$$B_{1k} = \frac{1+\mu}{\lambda} (c_n^2 + d_n^2) - (2b^2 + \mu\lambda + \lambda) - \frac{4b^2}{\lambda} c_n d_n,$$

Substituting the values of $W_{km}(\xi)$ in (13), we get the following expressions for bending moments

$$\begin{aligned} \tilde{M}_{1k}(\xi) &= -K_2 \left\{ \sum_{n=1}^4 [a_{kn}(B_{1n}\Phi_n + A_{1n}\Psi_n) + b_{kn}(B_{1n}\Psi_n - A_{1n}\Phi_n) + M_{1k,m}^r(\xi)], \right. \\ \tilde{M}_{2k}(\xi) &= -K_3 \left\{ \sum_{n=1}^4 [a_{kn}(B_{1n}\Phi_n + A_{1n}\Psi_n) + b_{kn}(B_{1n}\Psi_n - A_{1n}\Phi_n) + M_{2k,m}^r(\xi)], \right. \end{aligned} \quad (15)$$

where

$$K_2 = (1 - \mu\lambda_m^2) \frac{K}{\lambda_m^2 - 1}; \quad K_3 = -\lambda_m^2 \frac{K}{\lambda_m^2 - 1};$$

$$A_{1n} = (\mu - 2b^2\lambda_m) + \frac{1+\mu}{\lambda_m} 2c_n d_n + \frac{2b^2}{\lambda_m} (c_n^2 + d_n^2);$$

$$B_{1n} = \frac{1+\mu}{\lambda_m} (c_n^2 + d_n^2) - (2b^2 + \mu\lambda_m + \lambda_m) - \frac{4b^2}{\lambda_m} c_n d_n.$$

For obviousness, the values of $M_{1k,m}(\xi)$, $M_{2k,m}(\xi)$ for $k=0$; ($n=1,2,3,4$) are given in Table 1 in the explicit form.

Table 1.

	$k=0$ $n=1,2,3,4$
$\frac{1}{K_2} M_{10,m}(\xi)$	$[a_{01}(B_{11}\Phi_1 + A_{11}\Psi_1) + b_{01}(B_{11}\Psi_1 - A_{11}\Phi_1)] +$ $[a_{02}(B_{12}\Phi_2 + A_{12}\Psi_2) + b_{02}(B_{12}\Psi_2 - A_{12}\Phi_2)] +$ $[a_{03}(B_{13}\Phi_3 + A_{13}\Psi_3) + b_{03}(B_{13}\Psi_3 - A_{13}\Phi_3)] +$ $[a_{04}(B_{14}\Phi_4 + A_{14}\Psi_4) + b_{04}(B_{14}\Psi_4 - A_{14}\Phi_4)] + M_{10,m}^r(\xi);$
$\frac{1}{K_2} M_{20,m}(\xi)$	$[a_{01}(B_{11}\Phi_1 + A_{11}\Psi_1) + b_{01}(B_{11}\Psi_1 - A_{11}\Phi_1)] +$ $[a_{02}(B_{12}\Phi_2 + A_{12}\Psi_2) + b_{02}(B_{12}\Psi_2 - A_{12}\Phi_2)] +$ $[a_{03}(B_{13}\Phi_3 + A_{13}\Psi_3) + b_{03}(B_{13}\Psi_3 - A_{13}\Phi_3)] +$ $[a_{04}(B_{14}\Phi_4 + A_{14}\Psi_4) + b_{04}(B_{14}\Psi_4 - A_{14}\Phi_4)] + M_{20,m}^r(\xi);$

The values of A_{kn} and B_{kn} for $k=0$; $n=1,2,3,4$ for $\xi=0$, $\xi=\xi_1$ are given in Table 2.

Table 2.

$k=0, n=1,2,3,4$	
A_{kn}	B_{kn}
$A_{01} = -1457,04$	$B_{01} = -499,63$

$A_{02} = -1457,04$	$B_{02} = -449,63$
$A_{03} = 56760,03$	$B_{03} = -58424,63$
$A_{04} = 56760,03$	$B_{04} = -58424,63$
$A_{11} = -1457,04$	$B_{11} = -499,28$
$A_{12} = -1457,04$	$B_{12} = -499,28$
$A_{13} = 5676,03$	$B_{13} = -58424,63$
$A_{14} = 5676,03$	$B_{14} = -58424,63$

For finding the arbitrary constants a_{ij} , b_{ij} , the conditions on fastening of lateral boundaries under rigid stuffing are formulated as follows:

for $\xi = 0$ and $\xi = \xi_1$;

$$u = v = w = w^1 = 0 \quad (16)$$

Using the equilibrium equations, we get the equations indicated in Table 3 and by means of a computer we get numerical values of the constants a_{ij} and b_{ij} .

As a result, the diagrams for the moments M_1 and M_2 are constructed.

Table 3.

$i = 0, j = 1, 2, 3, 4$	
a_{ij}	b_{ij}
$a_{01} = 0,048$	$b_{01} = -0,0005$
$a_{02} = 0,068$	$b_{02} = -0,0016$
$a_{03} = 0,0003$	$b_{03} = -0,00007$
$a_{04} = 0,0003$	$b_{04} = -0,00027$
$a_{11} = 0,042$	$b_{11} = 1,0230$
$a_{12} = 0,092$	$b_{12} = -0,0420$
$a_{13} = 0,0004$	$b_{13} = -0,00007$
$a_{14} = 0,0005$	$b_{14} = -0,0190$

6. Now, pass to numerical realization of the example of constructive development calculation.

Overall dimensions of the shell in the plan are accepted as follows:

Shell's width $L_1 = 10,0M$, shell's length $L_2 = 20,0M$. The following numerical values of calculation parameters are accepted as an example:

surface load: $q = 0,75t/nm$

shell's thickness: $\delta = 0,07M$

arch's length: $s = 11,7M$

Poisson ratio (for ferroconcrete): $-\mu = 0,01$.

Modulus of elasticity (for ferroconcrete): $E = 2,3 \times 10^6 t/m$

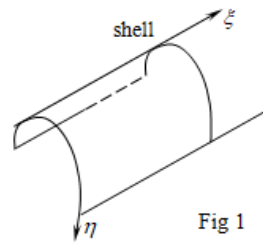


Fig 1

 Moments M

Table 4

$\eta = \frac{1}{2}\eta_1$				
$\xi = 0$	$\xi = \frac{1}{4}\xi_1$	$\xi = \frac{1}{2}\xi_1$	$\xi = \frac{3}{4}\xi_1$	$\xi = \xi_1$
-	-	-	-	-
-	-	-	-	-
-0,487	+0,510	-0,047	+0,510	-0,048
-	-	-	-	-
-	-	-	-	-

 Moments M

Table 5

$\xi = \frac{1}{2}\xi_1$				
$\eta = 0$	$\eta = \frac{1}{4}\eta_1$	$\eta = \frac{1}{2}\eta_1$	$\eta = \frac{3}{4}\eta_1$	$\eta = \eta_1$
-	-	0	-	-
-	-	-5,250	-	-
-	-	-7,417	-	-
-	-	-5,250	-	-
-	-	0	-	-

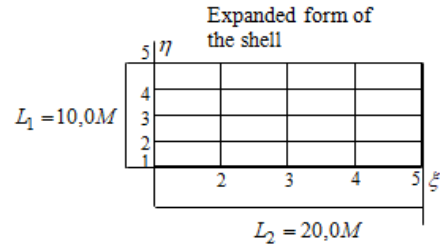


Fig 2

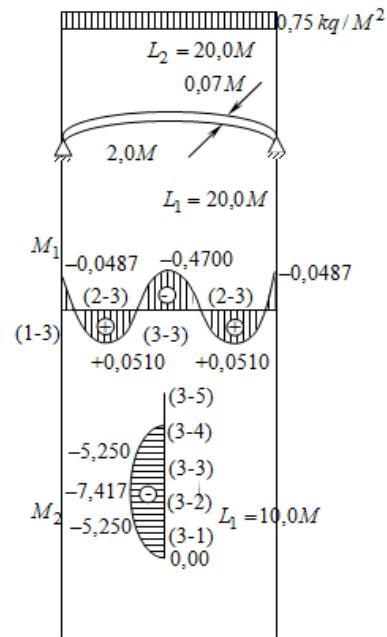


Fig 3

Approximate calculation methods allow the designer to solve important practical problems by means of not complicated calculating devices

REFERENCES

1. Amen-zadeh Y.A., Elasticity Theory. M. Vysshaya shkola. 1976. 272 p.
2. Berezhnitskii L.O., Delyavskii M.V., Panasyuk V.V. 1979. Bend of Thin Plates with. Crack Type Dificiencies. Naukova Dumka, Kiev. 400 p. (Russian).
3. Kuliev S.A. 2004. Conformally-mapping Functions of Complex Domains. Springer. 372 p. (Russian).
4. Mushkeleshvili, № 1, 196. Some main problems of mathematical theory of elasticity. M., 648 p.
5. Timoshenko S.I., Goodbyer J. 1975. Elasticity. M., Nauka. 576 p.
6. Panasyuk V.V., Savruk M.P., Datsyshin A.P. 1976. Stress Distribution near Crack in Plates and Shells. Naukova Dumka, Kiev. 444 p.
7. Kosmodamianskii A.S. 1975. Plane Problem of Elasticity Theory for Plates with Holes, Cuts and Salients. Kiev, 228 p.
8. Kuliev S.A. 1991. Two-dimensional Problems of Elasticity Theory. Moscow, Stroyizdat. 252 p. (Russian).
9. Savin G.N. 1968. Stress Distribution near Holes. Naukova Dumka, Kiev 888 p.

10. Johnson K. Contact mechanics, Cambrige, 1987, pp. 286.
 11. Kuliev S.A. 1987. Stressed state of polygonal plate with central circular hole and two linear cracks. Engineering Fracture Mechanics 27 (16) pp. 601-613.
 12. Kuliyeu S.A. 2007. Stress concentration uniformly-rolating circular plate weakened by an elliptic hole and two linear cracks. Izv. AN Rossiyskoi federatsii MOO № 11, pp. 114-122.
 13. Scherman D.I. 1951. On stresses in plane ponderable medium with two some summetrically arranged circular holes. Prikladnaya matematika i mekhanika, vol. XV. Instatute of AN SSSR, pp. 751-761.
 14. Sea G. Paris, F.P. Erdogan 1962. Coefficients of stress concentration at the vertex of a crack, for plane tension and bend of plates in: Tudy Amer. Obshestva insho-mech. Ser. E-Priki. Mekh. Vol. 29, No 12. pp. 102-108.
- Timoshenko S.I., Goodyer G. 1975, Elasticity Theory M. Nauka, 576 p.

UOT 621.01

TİRTİLLİ MAŞINLARIN ÖTÜRMƏ SİSTEMİNİN ETİBARLILIĞININ QIYMƏTLƏNDİRİLMƏSİ

DOS. ÇƏLƏBİ İ.Q., DOS. YUSUBOV Ş.T.

AzTU, "Maşınların konstruksiya edilməsi" kafedrası

i_tschalabi@yahoo.de

XÜLASƏ

Təqdim olunan məqalədə tırtıllı maşınların ötürmə sistemlərinin etibarlılığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırılma bilməyən imtinaların təsiri araşdırılmışdır. Bu məqsədlə sistemin aradan qaldırılan və aradan qaldırılma bilməyən imtinaları ayrı-ayrılıqda nəzərdən keçirilmişdir. Markov modeli əsasında baxılan sistemin etibarlılıq analizi aparılmış və etibarlılıq göstəricilərinin zamandan asılılığı müəyyən edilmişdir.

Açar sözlər: Tırtıllı maşın, ötürmə sistemi, imtinalar intensivliyi, imtinasız işləmə ehtimalı, Markov modeli.

RELIABILITY EVALUATION OF GEARING SYSTEM OF TRACK-TYPE MACHINES

ABSTRACT

In this paper, a reliability analysis for gearing system is performed taking into account the non-recoverable failures. For this purpose, recoverable and unrecoverable failures of the system are considered in detail. The analysis of reliability of the considered system on the basis of Markov model is carried out and dependence of indicators of reliability on time is defined.

Keywords: track-type machine, gearing system, failure rate, survival probability, Markov model.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ПЕРЕДАЧНОЙ СИСТЕМЫ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

РЕЗЮМЕ

В представленной работе проведен анализ надежности передаточной системы гусеничных машин с учетом неустраняемых отказов. Для этого подробно рассмотрены устраняемые и неустраняемые отказы системы в отдельности. Проведен анализ надежности рассматриваемой системы на основе Марковской модели и определена зависимость показателей надежности от времени.

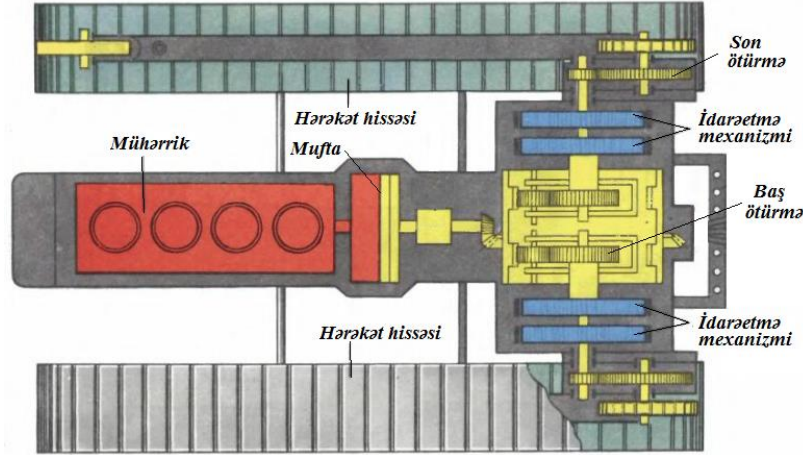
Ключевые слова: гусеничная машина, передаточная система, интенсивность отказов, вероятность безотказной работы, Марковская модель.

Tırtıllı maşınlar təkərlər əvəzinə yollarda tırtıllar vasitəsi ilə hərəkət edən bir nəqliyyat vasitəsidir. Təkərli nəqliyyat vasitələri ilə müqayisədə bu maşınların əsas üstünlüyü daha böyük bir sahə ilə təmasda olmalarıdır ki, bu da aşağı təzyiqə imkan verir. Bu, onların palçıq, buz və qar kimi yumşaq, aşağı sürtünməyə malik sahələrdə istismar olunmasına imkan verir. Tırtıllı maşınlar mühəndis qurğularında, kənd təsərrüfatında, inşaatda, yol tikintisində, hərbi texnikada geniş istifadə olunurlar.

Tırtıllı maşınların əsas çatışmazlıqlarından biri tırtıllı hərəkətedici mexanizmin təkərli-dən daha mürəkkəb bir mexanizm olması, ağır iş şəraiti nəticəsində bir sıra detal və düyünlərin tez sıradan çıxmasıdır. Ona görə də tırtıllı maşınların və onların əsas düyünlərindən biri olan ötürmə sisteminin etibarlılığının qiymətləndirilməsi aktual məsələlərdən biridir.

Tırtıllı maşınların mexaniki transmissiyalarında istifadə olunan ötürücü dönmə mexanizmlərinin planetar ötürmənin tətbiqi ilə və eləcə də baş və son ötürmə arasında yerləşdirilən friksion dönmə mexanizmindən ibarət konstruksiyaları mövcuddur [1]. Şəkil 1-də belə mexaniki transmissiyalardan birinin sxemi əks olunmuşdur. Hal-hazırda tırtıllı maşınlarda

hidromexaniki struktura malik transmissiyalar da geniş tətbiq olunur. Bir çox hallarda kompaktlığın təmin olunması üçün mexaniki transmissiya bir gövdədə quraşdırılmış baş ötürmə, ötürmələr qutusu və dönmə mexanizmlərindən ibarət olur. Bu, həm də transmissiyanın təmirəyararlılıq qabiliyyətinin artmasına səbəb olur. Bu şəkildə konstruksiya edilmiş transmissiyanın etibarlılığının qiymətləndirilməsi zamanı ayrı-ayrı blokların imtinaları haqqında statistik məlumatlar əsas götürülə bilər.



Şəkil 1. Mexaniki transmissiyalı tırtıllı maşının sxemi

Tırtıllı maşınlar və onların əsas düyümlərinin iş qabiliyyəti istismar prosesində bərpa olunmaq qabiliyyətinə malikdir. Yəni bu cür sistemlərin istismarı zamanı meydana çıxan imtinalar texniki qulluq və təmir işləri vasitəsi ilə aradan qaldırıla bilər. Bu işə sistemin etibarlılığının və istismar keyfiyyətinin əhəmiyyətli dərəcədə yüksəldilməsinə səbəb olur. Ona görə də iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində təmirəyararlılıq göstəricilərindən geniş istifadə edirlər. Mövcud ədəbiyyatda iş qabiliyyəti bərpa olunan texniki sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsi zamanı baş verən bütün imtinaların aradan qaldırılma bilən olması qəbul edilir. Həqiqətdə isə bu cür yanaşma heç də həmişə reallığı əks etdirmir, yəni əksər texniki qurğuların istismarı zamanı meydana çıxan imtinalar heç də həmişə aradan qaldırılma bilmir. Bəzən istismar zamanı elə imtinalar baş verir ki, onların aradan qaldırılması mümkün olmur və texniki sistem iş qabiliyyətini tamamilə itirərək istismardan çıxarılır. Tırtıllı maşınlar və onların ötürücü mexanizmləri bərpa olunan sistemlərə aiddir. Bu cür qurğuların istismarı zamanı meydana çıxan əksər imtinalar təmir vasitəsi ilə aradan qaldırıla bilər. Lakin təsadüfi hadisələr (məsələn qəza, yanğın, qeyri-peşəkar idarəetmə və s.) nəticəsində elə imtinalar da baş verə bilər ki, onların aradan qaldırılması heç cür mümkün olmasın. Bundan başqa uzunmüddətli istismardan sonra ötürmə sisteminin əksər detalları yeyilmə və yorulma nəticəsində tez-tez sıradan çıxırlar və köhnəlmə nəticəsində sistem öz rentabelliğini itirir. Nəticədə imtinaya məruz qalan ötürmə sisteminin iş qabiliyyətinin təmir vasitəsi ilə bərpa olunması iqtisadi cəhətdən əlverişli olmur və o tamamilə istismardan çıxarılır. Beləliklə, iş qabiliyyəti bərpa olunan ötürücü mexanizmlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırıla bilən və aradan qaldırıla bilməyən imtinaların ayrılıqda analiz edilməsi və onların etibarlılıq göstəricilərinə təsirinin tədqiq edilməsi aktual bir məsələ kimi qarşıya çıxır. Çünki hər iki tip imtinalar xarakterinə və yaranma səbəblərinə görə bir-birindən fərqlənirlər və onların etibarlılıq göstəricilərinə təsiri müxtəlif olur. Etibarlılıq göstəricilərinin dəqiq qiymətləndirilməsi isə maşın parkının hazırlıq əmsalının yüksəldilməsi və ehtiyat hissələrlə səmərəli təchizat məsələlərində mühüm rola malikdir.

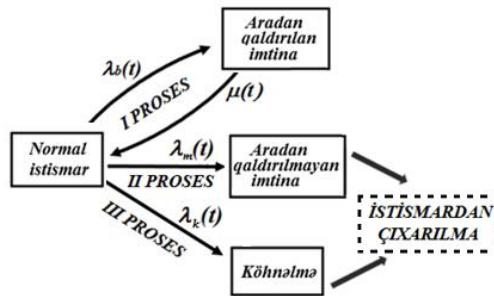
Son illərdə həm işgörmə qabiliyyəti bərpa olunan, həm də bərpa olunmayan texniki sistemlərin etibarlılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi ilə bağlı çoxlu sayda tədqiqatlar aparılmışdır. [2]-də müxtəlif maşın və qurğuların, eləcə də onları təşkil edən düyümlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsinin müasir metodları və elmi istiqamətləri ətraflı şərh olunmuşdur. Lakin burada bərpa olunan və bərpa olunmayan texniki sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsi ayrı-ayrılıqda baxılmışdır.

[3]-də iş qabiliyyəti bərpa olunan sistemlərin etibarlılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsində stoxastik modellərin, məsələn Markov, Semi-Markov və digər proseslərin tətbiqi üsullarına baxılmışdır. Lakin bu üsulların heç birində aradan qaldırılma bilməyən imtinaların sistemin etibarlılığına təsiri məsələsi öz əksini tapmamışdır.

[4]-də iş qabiliyyəti bərpa olunmayan sistemlərin əsas elementlərində möhkəmlik, yeyilmə və koroziya kriteriyalarına görə etibarlılığın qiymətləndirilməsi üsullarına baxılmışdır. Lakin bu üsullar iş qabiliyyəti bərpa olunan sistemlərin etibarlılıq göstəricilərinin qiymətləndirilməsi məsələlərinə şamil olunmamışdır.

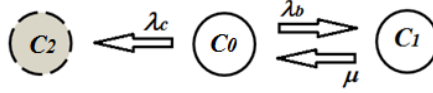
Baxılan ədəbiyyatın icmalından belə nəticəyə gəlmək olar ki, bu vaxta qədər iş qabiliyyəti bərpa olunan sistemlərin etibarlılığının qiymətləndirilməsində aradan qaldırılması mümkün olmayan imtinaların etibarlılıq göstəricilərinə təsiri nəzərə alınmamışdır. Ona görə də iş qabiliyyəti bərpa olunan sistemlərin etibarlılığının daha dürüst qiymətləndirilməsi üçün müxtəlif xarakterli imtinaların ayrı-ayrılıqda analiz edilməsi və hər bir halın etibarlılığa təsirinin nəzərə alınması vacibdir.

İş qabiliyyəti bərpa olunan ötürmə sistemlərində imtinaların xarakterindən və aradan qaldırılıb-qaldırılmamasından asılı olaraq üç müxtəlif prosesin ayrı-ayrılıqda nəzərdən keçirilməsi etibarlılığın qiymətləndirilməsində mühüm rol oynaya bilər (şəkil 2). Bu proseslər şəkil 2-də hallar qrafı sxemində əks olunmuşdur.



Şəkil 2. İmtinaların yaranması və aradan qaldırılması qrafları

Ən sadə halda imtinalar intensivliyi zamandan asılı olaraq dəyişmədikdə etibarlılığın qiymətləndirilməsi üçün Markov modeli istifadə oluna bilər. Yuxarıda göstərilən sxemə uyğun olaraq tırtıllı maşının ötürmə sisteminin bərpa olunan hər hansı bir düyününün Markov modelini qraflarla aşağıdakı kimi təsvir etmək olar (şəkil 3). Göründüyü kimi istismar prosesində baxılan bərpa olunan sistem iki halda ola bilər: C_0 – qurğu tam saz halda istismardadır və C_1 – aradan qaldırılan imtinadan sonra aqrebat təmirdədir. Bundan başqa aradan qaldırılma bilməyən imtinalar nəticəsində baxılan sistem tam yararsız hala düşdükdən və ya köhnələrək rentabelliğini itirdikdən sonra istismardan çıxarılaraq C_2 halına keçə bilər. İmtinalar və bərpa olunma intensivliklərinin sabit olmasını qəbul etdikdə bu parametrləri aşağıdakı kimi götürmək olar: $\lambda_b(t)=\lambda_b$, $\mu(t)=\mu$, $\lambda_m(t)+\lambda_k(t)=\lambda_c$.



Şəkil 3. Markov modelinin qraflarla təsviri

Qurğunun hər bir halda olma ehtimalını uyğun olaraq $P_0(t)$, $P_1(t)$ və $P_2(t)$ ilə işarə etsək, baxılan sistemin Markov modeli üçün Kolmoqorovun diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı kimi yaza bilərik[2]:

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -(\lambda_b + \lambda_c) \cdot P_0(t) + \mu \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_b \cdot P_0(t) - \mu \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_c \cdot P_0(t) \end{cases} \quad (1)$$

Baxılan sistem həmişə üç müxtəlif haldan yalnız birində ola bildiyinə görə istismarın istənilən anında həmin hallarda olma ehtimallarının cəmi vahidə bərabərdir. Bunu nəzərə alaraq aşağıdakı normalaşdırma şərtini yaza bilərik:

$$P_0(t) + P_1(t) + P_2(t) = 1. \quad (2)$$

İstismarın başlanğıc anında qurğu bir qayda olaraq saz halda olduğuna görə aşağıdakı başlanğıc şərtlərini yaza bilərik:

$$P_0(0) = 1 \text{ və } P_i(0) = 0, i = 1, 2 \text{ olduqda.} \quad (3)$$

Ötürmə sisteminin hər bir halda olma ehtimalını təyin etmək üçün normalaşdırma (2) və başlanğıc (3) şərtlərini nəzərə almaqla (1) diferensial tənliklər sistemini həll etmək lazımdır. Bu tənliklər sistemini müxtəlif müasir kompyuter proqramlarının köməyi ilə rəqəmsal üsulla həll etmək olar. Baxılan sistemin olduğu halların sayı az olduğundan (1) tənliklər sistemini analitik üsulla, məsələn Laplas çevirməsinin tətbiq olunması yolu ilə də həll etmək olar. $P_i(t)$ ehtimal funksiyasının Laplas çevirməsini sadə şəkildə $\tilde{P}_i(s)$ kimi göstərək. Yəni

$$L[P_i(t)] = \tilde{P}_i(s) = \int_0^\infty P_i(t) \cdot e^{-st} dt. \quad (4)$$

(6) başlanğıc şərtlərini nəzərə almaqla Laplas çevirməsini tətbiq etsək, (4) diferensial tənliklər sistemini aşağıdakı kimi yaza bilərik:

$$\begin{cases} s \cdot \tilde{P}_0(s) - 1 = -(\lambda_b + \lambda_c) \cdot \tilde{P}_0(s) + \mu \cdot \tilde{P}_1(s) \\ s \cdot \tilde{P}_1(s) = \lambda_b \cdot \tilde{P}_0(s) - \mu \cdot \tilde{P}_1(s) \\ s \cdot \tilde{P}_2(s) = \lambda_c \cdot \tilde{P}_0(s). \end{cases} \quad (5)$$

Sistemin son iki tənliyindən $\tilde{P}_1(s)$ və $\tilde{P}_2(s)$ ehtimallarını $\tilde{P}_0(s)$ -lə ifadə etsək, yaza bilərik:

$$\begin{cases} \tilde{P}_1(s) = \frac{\lambda_b}{s+\mu} \cdot \tilde{P}_0(s) \\ \tilde{P}_2(s) = \frac{\lambda_c}{s} \cdot \tilde{P}_0(s) \end{cases} \quad (6)$$

Aldığımız bu ifadələri (5) sisteminin birinci tənliyində nəzərə alsaq, yaza bilərik:

$$\tilde{P}_0(s) \cdot \left[s + \lambda_b + \lambda_c - \frac{\mu \cdot \lambda_b}{s+\mu} \right] = 1.$$

Və ya

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{s+\mu}{s^2 + s(\lambda_b + \lambda_c + \mu) + \lambda_c \cdot \mu}. \quad (7)$$

Sonuncu ifadənin məxrəcini vuruqlara ayırmaqla, onu aşağıdakı şəkildə də yazmaq olar:

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{s+\mu}{(s-\alpha)(s-\beta)}. \quad (8)$$

Burada α və β ədədləri $s^2 + s(\lambda_b + \lambda_c + \mu) + \lambda_c \cdot \mu = 0$ kvadrat tənliyinin kökləridir. Yəni

$$\alpha = \frac{-(\lambda_b + \lambda_c + \mu) + \sqrt{(\lambda_b + \lambda_c + \mu)^2 - 4\lambda_c \cdot \mu}}{2};$$

$$\beta = \frac{-(\lambda_b + \lambda_c + \mu) - \sqrt{(\lambda_b + \lambda_c + \mu)^2 - 4\lambda_c \cdot \mu}}{2}.$$

Laplas çevirməsinə əks çevirməni həyata keçirmək üçün (8) ifadəsini aşağıdakı şəkildə yazırıq:

$$\tilde{P}_0(s) = \frac{M}{s-\alpha} + \frac{N}{s-\beta}. \quad (9)$$

Burada hesablamaları sadələşdirmək üçün M və N parametrləri daxil edilmişdir:

$$M = \frac{\mu+\alpha}{\alpha-\beta}; N = \frac{\mu+\beta}{\beta-\alpha}.$$

Beləliklə, [5]-ə əsasən elementar funksiyaların Laplas çevirmələrinin ifadələrindən istifadə etməklə (9) ifadəsinə əks çevirməni tətbiq etsək, sistemin saz halda olma ehtimalını təyin edə bilirik:

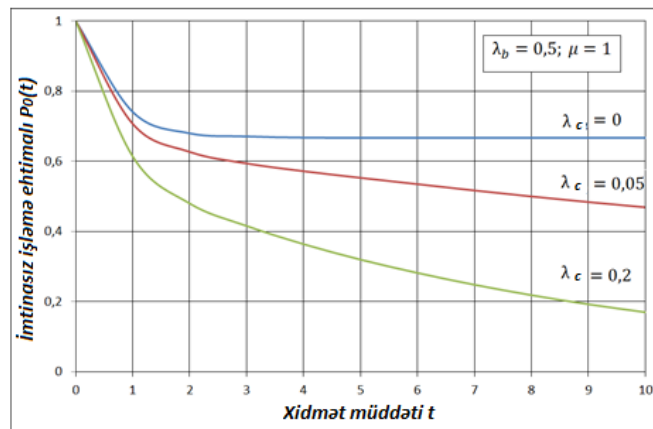
$$P_0(t) = M \cdot e^{\alpha t} + N \cdot e^{\beta t}. \quad (10)$$

$P_1(t)$ və $P_2(t)$ ehtimallarını təyin etmək üçün (6) ifadəsini (3) tənliklərində nəzərə almaqla əks çevirmə əməliyyatı yerinə yetirilməlidir. Bu məqsədlə [5]-ə əsasən elementar funksiyaların Laplas çevirmələrinin ifadələrindən istifadə etsək, yazı bilərik:

$$P_1(t) = \frac{\lambda_b \cdot M}{\mu+\alpha} (e^{\alpha t} - e^{-\mu \cdot t}) + \frac{\lambda_b \cdot N}{\mu+\beta} (e^{\beta t} - e^{-\mu \cdot t}); \quad (11)$$

$$P_2(t) = \frac{\lambda_c \cdot M}{\alpha} (e^{\alpha t} - 1) + \frac{\lambda_c \cdot N}{\beta} (e^{\beta t} - 1). \quad (12)$$

Aldığımız (10-12) düsturları istənilən vaxt baxılan ötürmə sisteminin olduğu vəziyyətin ehtimalını müəyyən etməyə imkan verir. Lakin bunun üçün, imtinalar intensivliyinin və bərpa olunma intensivliyinin qiymətləri məlum olmalıdır. Bu göstəricilər imtinalar və təmir haqqında statistik məlumatlar əsasında iş zamanı müəyyən edilə bilər. Vəziyyət ehtimalları bərpa olunmayan imtinaların intensivliyinin müxtəlif qiymətləri üçün hesablanmışdır. Hesablamaların nəticələri şəkil 4-də qrafiki olaraq göstərilmişdir. Şəkildən görüldüyü kimi, sistem elementinin etibarlılığı bərpa olunmayan imtinaların intensivliyindən əhəmiyyətli dərəcədə asılıdır.



Şəkil 4. İmtinasız işləmə ehtimalının zamandan asılılığı

ƏDƏBİYYAT

1. **В. М. Шарипов.** Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. -752 с.
2. **Bertsche B.** Reliability in Automotive and Mechanical Engineering: Determination of Component and System Reliability. Berlin, Heidelberg, Springer, 2008. 500 p.
3. **Birolini A.** Reliability Engineering: Theory and Practice. Berlin, Heidelberg, Springer, 2014. 626 p.
4. **O'Connor P.D.T., Kleyner A.** Practical Reliability Engineering. -5th. Ed. NY, John Wiley&Sons Ltd., 2012. 504 p.
5. **Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1986. - 544 с.

UOT – 656.6

GƏMİNİN MƏHSULDARLIĞININ ÇOXFAKTORLULUQ ASILILIĞI

Z.Ə. RÜSTƏMOV, Ə.A. ZAIĐOVA

Azərbaycan Dövlət Dəniz Akademiyası,

rzao@mail.ru

XÜLASƏ

Nəqliyyatın işinin logistik əsaslar ilə təşkili optimal texnoloji prosesin qurulmasını tələb edir. Bu baxımdan məqalədə nəqliyyatın işinin qiymətləndirilməsi üçün məhsuldarlığa təsir göstərən mümkün çox faktorlu parametrlər nəzərdən keçirilir. Beləliklə, hər spesifik nəql prosesi üzrə konkret göstəricinin təsir səviyyəsini müəyyənləşdirməklə optimal texnoloji prosesin və logistik əsasların təmini mümkün sayılır.

Açar sözlər: nəqliyyat işi, məhsuldarlıq, effektivlik, logistika, parametrlər, optimal, texnologiya.

MULTI-FACTOR DEPENDENCE OF SHIP PERFORMANCE

ABSTRACT

The organization of transport work on a logistical basis requires the construction of an optimal technological process. Based on the above, numerous possible parameters are examined that affect the performance of the transport, in order to evaluate transport work. Thus, with the determination of the impact of each specific indicator on productivity, it is considered possible to achieve an optimal technological process and thereby transportation on a logistic basis.

Key words: transport work, productivity, efficiency, logistics, parameters, optimal, technology.

МНОГОФАКТОРНАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КОРАБЛЯ

АННОТАЦИЯ

Организация транспортной работы на логистической основе требует постройки оптимального технологического процесса. Исходя из указанного в статье с целью оценки транспортной работы исследуются возможные многочисленные параметры, влияющие на производительность транспорта. Таким образом, с определением влияния каждого конкретного показателя на производительность считается возможным достичь оптимального технологического процесса и тем самым транспортировки на логистической основе.

Ключевые слова: транспортная работа, производительность, эффективность, логистика, параметры, оптимальная, технология.

Giriş. Aparılmış tədqiqatlar nəticəsində müəyyən olunmuşdur ki, su nəqliyyatı ilə daşımalarda məhsuldarlığın təyininin çox parametrlili faktordan formalaşan ümumiləşdirilmiş düsturu, hər spesifik daşıma üzrə konkret göstəricinin təsir səviyyəsini müəyyənləşdirməyə, optimal və effektiv daşımanın planlaşdırılmasına geniş imkanlar yarada bilər [1-6]. Aparılmış tədqiqatlar zamanı əsaslandırılmışdır ki, gəminin nəql prosesinin, məhsuldarlığının müəyyənləşdirilmiş ümumi düsturu bütün incəliklər və çox parametrlili faktorlar nəzərə alınmaqla daha aydın və geniş ifadə oluna bilər. Bu zaman məhsuldarlığı formalaşdıran hər bir göstəricinin məhsuldarlığa təsir dərəcəsini müəyyənləşdirilmə ehtimalı artır və bununla da daha optimal texnoloji prosesin, effektiv variantların seçilməsi reallaşır.

Tədqiqatın metodu. Qeyd olunanlara əsaslanaraq su nəqliyyat daşımalarında gəminin məhsuldarlığının optimallaşdırılması məqsədi ilə nəql olunma texnoloji prosesi ardıcılığına istinad edərək, təsir göstərə biləcək parametrlər bazasında məhsuldarlıq düsturunun formalaşması məqsəd kimi qəbul olunur. Praktiki və nəzəri tədqiqatlara əsaslanaraq gəminin məhsuldarlığını formalaşdıran parametrlərdən birinin dəyişkən, digərlərinin sabitliyini qəbul et-

məklə dəyişkən parametrlin təsir dərəcəsini müyyənəldirməkyolu ilə optimal məhsuldar istismar şəraitini planlaşdırmaq. Bu baxımdan nəqliyyat gəmisinin verilmiş dövr üçün (saatlıq) məhsuldarlığı onun icra etdiyi reyslərinin sayının Z_t , faktiki daşıdığı yükün miqdarına Q_f , olan hasili ilə müəyyənəldirilə bilər [6].

$$W_u = Q_f \cdot Z_t, \quad (1)$$

Gəminin faktiki daşıdığı yükün miqdarı:

$$Q_f = Q_t \cdot \gamma_s \quad (2)$$

burada Q_t – gəminin təmiz yükötürmə qabiliyyəti, pasport göstəricisi, t;

γ_s - gəminin yükötürmə qabiliyyətindən istifadə əmsalı;

Gəminin verilmiş zaman ərzində icra etdiyi reyslərin sayı:

$$Z_t = \frac{T_i}{\bar{t}_{ts}} = \frac{T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + \bar{t}_L \cdot m}, \quad (3)$$

burada T_i - gəminin verilmiş zaman ərzində istismarda olma günləri;

$\bar{t}_{ts}$ - verilmiş zaman ərzində tamamlanmış nəqliyyat tsiklinin orta müddəti;

T - təqvim dövründə, cari ildə gəmi (istehsalat) günlərinin ümumi sayı;

α - gəminin, təqvim dövründəki gəmi günlərindən istifadə əmsalı, $\alpha = \frac{T_i}{T}$;

$\bar{t}_{yol}$ - gəminin iki liman arasındakı məsafəni dəf etmə, orta yolda olma vaxtı;

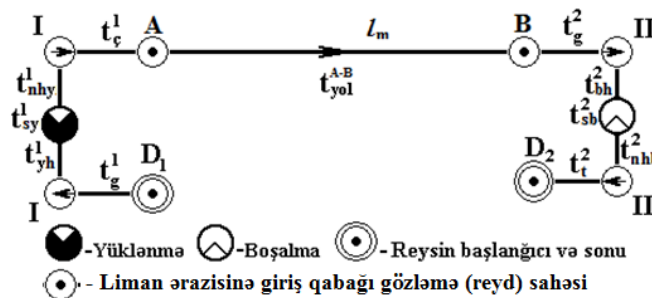
m - nəqliyyat tsikli dövründə xidmət olunan limanların orta sayı, $m \geq 2$;

$\bar{t}_L$ - nəqliyyat tsikli dövründə gəminin liman ərazisində orta olma vaxtı.

Daşınan faktiki yükün miqdarının (2) və reyslərin sayının (3) təyini ifadələrini düstur 1-də nəzərə alsaq, onda gəminin verilmiş zaman ərzində saatlıq məhsuldarlığı aşağıdakı kimi təyin olunur.

$$W_t = Q_f \cdot Z_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + \bar{t}_L \cdot m} \quad (4)$$

Məhsuldarlığın təyini qabaqcadan daşıma səmərəliliyinin proqnozlaşdırılmasına və istismarda olmuş gəminin işinin real vəziyyətini araşdırmağa, son nəticəni səmərəlilik baxımından qiymətləndirməyə tam imkan verir. Beləliklə, iki liman arasındakı birtərəfli nəql prosesini nəzərdən keçirək (şəkl.1).



Şəkl.1. İki liman arasındakı birtərəfli, sadə reys (xidmət olunan limanlar sayı 2).

Qeyd olunanlar nəzərə alınaraq gəminin məhsuldarlığına təsir göstərə biləcək bütün parametrlərin düsturda əksinin tapmasına nail olmaq təklif olunur. Onda, bir tərəfli sadə reys üzrə (şək.1) gəminin saatlıq məhsuldarlığı aşağıdakı kimi olar:

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{t_{yol} + (t_g^1 + t_{yh}^1 + t_{sy}^1 + t_{nhy}^1 + t_{\zeta}^1 + t_g^2 + t_{bh}^2 + t_{sb}^2 + t_{nhb}^2 + t_t^2)} \quad (5)$$

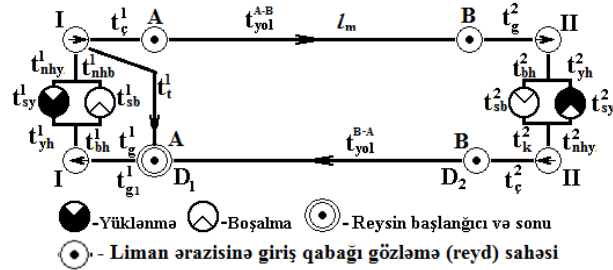
Gəminin yolda olma müddəti onun qət etdiyi məsafədən və texniki sürətdən asılı olduğunu nəzərə alsaq məhsuldarlıq düsturu aşağıdakı kimi olar:

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\frac{l_{yük}}{g_t} + (t_g^1 + t_{yh}^1 + t_{sy}^1 + t_{nhy}^1 + t_{\zeta}^1 + t_g^2 + t_{bh}^2 + t_{sb}^2 + t_{nhb}^2 + t_t^2)} \quad (6)$$

Məhsuldarlıq düsturunun (5) gəminin yüklü yürüşünə olan hasili gəminin ton millər ilə ifadə olunan məhsuldarlığını təyin etməyə imkan verir.

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha \cdot l_{ywk}}{\frac{l_{yük}}{g_t} + (t_g^1 + t_{yh}^1 + t_{sy}^1 + t_{nhy}^1 + t_{\zeta}^1 + t_g^2 + t_{bh}^2 + t_{sb}^2 + t_{nhb}^2 + t_t^2)} \quad (6)$$

Dövrü daşıma təmin olunduğunu nəzərə alaraq gəminin təkrar birinci limana yüklü qayıtması anında daşıma iki liman arasında təmin olunsun belə xidmət olunan limanların sayı üç qəbil olunur (şək.2). Beləliklə, birinci limana iki dəfə gəmin daxil olması ilə o, əvvəl yükəndərən, müəyyən dövr keçdikdən sonra isə yük qəbul edən liman qismində iştirak edir. İkinci limana isə gəmi bir dəfə daxil olmaqla həm yük gətirmiş, həm də yük aparmış olmaqla bir limana xidmət göstərmiş olur. Bu hal dövrü xidmət olunan limanlar sayı ikidən çox olduqda əsaslı sayılır.



Şək.2. Liman arası dövrü reys (xidmət olunan limanlar sayı 3 və çox)

Dəniz daşımaları dövrü xətt üzrə icra olunduğunu nəzərə alsaq, onda gəminin məhsuldarlığının təyini üçün düstur aşağıdakı şəkili alar.

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol}(m-1) + (t_g^1 + t_{yh}^1 + t_{sy}^1 + t_{nhy}^1 + t_{\zeta}^1 + t_g^2 + t_{bh}^2 + t_{sb}^2 + t_k^2 + t_{yh}^2 + t_{sy}^2 + t_{nhy}^2 + t_{\zeta}^2 + t_g^3 + t_{bh}^3 + t_{sb}^3 + t_k^3 + t_{yh}^3 + t_{sy}^3 + t_{nhy}^3 + t_{\zeta}^3)} \quad (7)$$

və ya

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol}(m-1) + m(t_g^1 + t_g^2 + t_g^3) + (m-1)(\bar{t}_{yh} + \bar{t}_{sy} + \bar{t}_{nhy} + \bar{t}_{\zeta} + \bar{t}_{bh} + \bar{t}_{sb}) + \bar{t}_k(m-2) + \bar{t}_{nhb}^s + \bar{t}_t^s} \quad (8)$$

Məhsuldarlıq düsturunun (8) gəminin yüklü yürüşünə olan hasili gəminin ton millər ilə ifadə olunan məhsuldarlığını təyin etməyə imkan verir.

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha \cdot l}{\bar{l}_{ywk} \cdot (m-1) + m(t_g^1 + t_g^2 + t_g^3) + (m-1)(\bar{t}_{yh} + \bar{t}_{sy} + \bar{t}_{nhy} + \bar{t}_{\zeta} + \bar{t}_{bh} + \bar{t}_{sb}) + \bar{t}_k(m-2) + t_{nhb}^s + t_t^s} \quad (9)$$

Beləliklə, tam açıqlama ilə verilmiş liman-gəmi sistemi texnoloji proses müddətləri hər bir parametrin məhsuldarlığa təsir dərəcəsini müəyyənləşdirməyə imkan verir. Nəticə etibarı ilə liman-gəmi sistemi baxımından gəminin məhsuldarlığına təsir edə biləcək bir göstəricini dəyişən digərlərini sabit qəbul etməklə dəyişən göstəricinin məhsuldarlığa təsirini tam dəqiqlik ilə ifadə etmək imkanı yaranır.

Gəminin nəql prosesi zamanı ümumən liman ərazisində olma vaxtı (t_L) iki dövrü əhatə edir, gəminin hərəkətdə köməkçi və gəminin limanda durma vaxtını. Bu baxımdan liman ərazisində olma vaxtını gəminin ümumiləşdirilmiş məhsuldarlıq düsturunda nəzərə alaraq:

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + (\bar{t}_{hk} + \bar{t}_{dur}) \cdot m} = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \bar{t}_{dur}},$$

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \bar{t}_{dur}} \quad (10)$$

Tədqiqatlar zamanı gəminin limanda durma vaxtı əsasən gəminin yüklənmə-boşalması dövrünü əhatə etdiyi müəyyənləşmişdir. Onda, gəminin limandakı dövrünün limanın, yəni onun texnoloji vasitələrinin yük əməliyyatları üzrə məhsuldarlığından istifadə olunaraq təyin edilməsi tərəfimizdən əsaslı sayılır.

$$t_d = \frac{Q_f}{\bar{M}_{tv}} = \frac{Q_t \cdot \gamma_s}{\bar{M}_{tv}} = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot \bar{t}_a}{\bar{q}_{tv}} \quad (11)$$

Elə bu baxımdan da ilk dəfə olaraq su nəqliyyat vasitəsinin, gəminin məhsuldarlığının çox faktorlu parametrlərdən, o cümlədən də gəminin limanda yük əməliyyatları altında olma vaxtından, liman texnoloji vasitələrinin imkanlarını xarakterizə edən parametrlərdən asılılıq düsturu tərəfimizdən aşağıdakı kimi təklif olunmuşdur.

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \frac{Q_t \cdot \gamma_s}{\bar{M}_{tv}}}, \quad (12)$$

$$W_t = \frac{Q_f \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \frac{Q_f}{\bar{M}_{tv}}} \quad (13)$$

və ya

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot \bar{t}_a}{\bar{q}_{tv}}}, \quad (14)$$

$$W_t = \frac{Q_f \cdot T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \frac{Q_f \cdot \bar{t}_a}{\bar{q}_{tv}}} \quad (15)$$

burada T – təqvim dövründə, cari ildə gəmi (istehsalat) günlərinin ümumi sayı;

α - gəminin, təqvim dövründəki gəmi günlərindən istifadə əmsalı, $\alpha = \frac{T_i}{T}$;

m - nəqliyyat tsikli dövründə xidmət olunan limanların orta sayı, $m \geq 2$;

$\bar{t}_{yol}$ - gəminin iki liman arası məsafəni dəf etmə, orta yolda olma vaxtı;

$\bar{t}_{hk}$ – gəminin hərəkətdə-köməkçi, akvatoriyaya daxil olma və tərk etmə

körpüyə yan alma-ayrılma və bərkidilmə-boşlama əməliyyatlar vaxtı;

M_{tv} – verilmiş zaman ərzində liman yük emalı texnoloji vasitələrinin orta məhsuldarlığı;

$\bar{t}_a$ – liman yük emalı texnoloji vasitələrinin bir dəfəyə aşırılan yük miqdarına sərf etdikləri orta vaxt;

$\bar{q}_{tv}$ – liman yük emalı texnoloji vasitələrinin bir dəfəyə aşırıqları yükün orta miqdarı, kütləsi.

Nəzərə alaq ki, məqsəd gəminin istismar effektivliyini artırmağa imkan verən liman texnoloji vasitələri və çəminin məhsuldarlığı arasında qarşılıqlı asılılığı müəyyənləşdirməklə təkmil vasitələr sisteminin yaranmasıdır. Onda, məhsuldarlıq düsturunda(12)parametrlərdən birini dəyişkən digərlərini isə sabit saxlayaraq onun təsir dərəcəsini tədqiq edək.

1. Məhsuldarlığın bilavasitə iki parametrdən, gəminin təmiz yükləmə qabiliyyətindən (Q_t) və gəminin yükləmə qabiliyyətindən istifadə əmsalından (γ_s) asılılığına baxdıqda düsturu (12) aşağıdakı kimi yazı bilərik:

$$W_t = A \cdot Q_t \cdot \gamma_s = A \cdot Q_f \quad (16)$$

$$\text{burada } A = \frac{T \cdot \alpha}{\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \frac{Q_t \cdot \gamma_s}{M_{tv}}}$$

Düsturdan (16) göründüyü kimi, gəmi məhsuldarlığı onun daşıdığı yükün faktiki miqdarından düz mütənasib olaraq xətti asılıdır.

2. Məhsuldarlığın gəminin iki liman arası məsafəni qət etmə, orta yolda olma vaxtından ($\bar{t}_{yol}$) asılılığına baxdıqda düsturu (12) aşağıdakı kimi olar.

$$W_t [\bar{t}_{yol} (m-1)] + W_t \left[m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \frac{Q_t \cdot \gamma_s}{M_{tv}} \right] = Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha \text{ onda}$$

$$W_t \cdot [\bar{t}_{yol} (m-1)] + W_t \cdot B - C = 0 \quad (17)$$

$$\text{burada } B = \left[m \cdot \bar{t}_{hk} + m \cdot \frac{Q_t \cdot \gamma_s}{M_{tv}} \right]$$

$$C = Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha$$

Düsturdan (17) görünür ki, gəmi iki liman arası məsafəni qət etmə vaxtı artdıqca onun məhsuldarlığı azalır. Lakin bunu da qeyd etmək lazımdır ki, daşıma məsafəsinin böyük hədlərində daşımaya sərf olunan vaxt gəmi məhsuldarlığına təsiri azalaraq əhəmiyyətsiz hala çevrilir.

Nəzərə alsaq ki, limanlar arası məsafəni qət etmə vaxtı aşağıdakı düsturla təyin olunur onda qeyd etmək olar ki, daşıma məsafəsinin artması məhsuldarlığa mənfi, gəminin texniki sürətinin artması isə müsbət təsir göstərir.

$$t_{yol} = \frac{l_{yük}}{g_t} \quad (18)$$

burada $l_{yük}$ - limanlar arası yüklü yürüş;

g_t - gəminin texniki sürəti.

3. Gəminin məhsuldarlığı bilavasitə liman yük emalı texnoloji vasitələrinin məhsuldarlığından (M_{tv}) asılılığına baxdıqda, onda düsturu aşağıdakı kimi yaza bilərik.

$$W_t = \frac{Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha \cdot M_{tv}}{M_{tv} [\bar{t}_{yol} \cdot (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk}] + m \cdot Q_t \cdot \gamma_s} \quad \text{və ya}$$

$$W_t \cdot [\bar{t}_{yol} (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk}] + W_t \cdot \left[m \cdot \frac{Q_t \cdot \gamma_s}{M_{tv}} \right] = Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha \quad \text{onda}$$

$$W_t \cdot D + W_t \cdot \left[m \cdot \frac{Q_t \cdot \gamma_s}{M_{tv}} \right] - C = 0 \quad (19)$$

burada $D = [\bar{t}_{yol} (m-1) + m \cdot \bar{t}_{hk}]$

$C = Q_t \cdot \gamma_s \cdot T \cdot \alpha$

Tədqiqat işinin müzakirəsi və onun nəticəsi. Araşdırmalardan görünür ki, gəminin məhsuldarlığı liman texnoloji vasitələrinin məhsuldarlığı artdıqca artır. Lakin bu zaman qeyd etmək lazımdır ki, liman texnoloji vasitələrinin verilmiş kiçik hədlərdə məhsuldarlığının artırılması daha effektiv sayılır nəinki onun verilmiş böyük hədlərdə artırılması. Beləliklə, müvafiq əsaslandırma istinad olaraq qeyd etmək olar ki, liman xidmətlərinin keyfiyyəti ilə gəminin istismar effektivliyi artdıqca liman yük dövriyyəsi də artmış olur. Liman texnoloji vasitələrin məhsuldarlığının artırılması sürət və təhlükəsizlik faktorunun olması ilə məhdudlaşır.

Gəminin istismar effektivliyi liman-gəmi qarşılıqlı əlaqəli vəhdətinin təmini üzərində bərqərar ola bilməsi əsaslı sayılır. Bu baxımdan ilk dəfə olaraq su nəqliyyat vasitəsinin - gəminin, məhsuldarlığının çox faktorlu parametrlərdən, o cümlədən də gəminin limanda yük əməliyyatları altında olma vaxtından və liman texnoloji vasitələrinin imkanlarını xarakterizə edən parametrlərdən asılılıq düsturunun təklifi xüsusi əhəmiyyət kəsb edir. Nəticə etibarilə gəminin istismar effektivliyinin liman texnoloji prosesinin və yük aşırma işlərinin təşkilindən asılı təyini məhsuldarlığın artırılması istiqamətində optimal variant sayılır və aşağıdakıları şərh etməyə imkan verir:

Nəticə. Gəminin istismar effektivliyinin yüksəkliyi liman texnoloji prosesinin və yükəşirmə işlərinin təkmil, optimal təşkili ilə sıx əlaqəlidir.

Gəminin faktiki daşdığı yükünün miqdarı artdıqca liman texnoloji vasitələrinin sayının artırılması və bir neçə paralel yük əməliyyatlarının təşkili əsaslı sayılır.

Gəmi məhsuldarlığının onu təşkil edən parametrlərdən asılılığının proqram təminatının olunması yolu ilə ani zaman ərzində mümkün variantlardan üstününün seçilməsinə, optimallaşmaya zəmin yaradar.

Gəminin məhsuldarlığının təyini düsturunda ardıcılıqla bir göstəricini dəyişən, digərlərini isə sabit qəbul etməklə məhsuldarlığın bu parametrdən asılı dəyişməsinə müəyyənləşdirmək, optimallaşdırmaq və proqnozlaşdırmaq olar.

Su nəqliyyat vasitəsinin məhsuldarlığının liman texnoloji vasitələrindən funksional asılılığı qarşılıqlıdır. Yəni gəmi məhsuldarlığının artımı liman yük dövriyyəsinin artımına bilavasitə səbəbdır.

ƏDƏBİYYAT

1. Транспортная логистика. Учебник для транспортных вузов. Под общей редакцией Л.Б.Миротина. М. Изд-во «Экзамен», 2002. 512 стр.
2. Винников В.В. «Системы технологий на морском транспорте» М. Транспорт, 2010.576 стр.
3. Демянов Н.В. «Организация, планирование и технология перегрузочных работ в морских портах» М. Роскульт, 2007.211 стр.
4. ВензикН.Г.ЛевиковГ.А.«Повышение конкурентноспособности судоходных компаний» М.Транспорт, 2001.215 стр.
5. Прокофьев В.А., Вепринская Т.А. Управление работой морского флота.Учебник. Изд. 2-е, доп. СПб. Изд-во ГМ Аим. адм. С.О.Макарова. 2010. 240с.
6. Rüstəmov Z.Ə. Daşımaların təşkili və menecmenti. Bakı. BXOR MMC, 2015. 220 s.

UOT 621.01**A NEW COUPLER CRITICAL DIMENSIONS (CCD) METHOD
FOR LINKAGE MECHANISMS MOBILITY ANALYSIS****NAZIM MIR-NASIRI, HÜSEYN MIRZƏYEV**

Baku Engineering University

nasir@beu.edu.az, humirzeyev@beu.edu.az

ABSTRACT

The paper presents a new Coupler Critical Dimensions (CCD) approach to define mobility criteria (crank, rocker conditions or existence) for linkage mechanisms. The method is based on the analysis of extreme lengths of a mechanism coupler link when the mechanism is on the extreme of its existence or changing its mobility condition. An application of the method yields a set of analytical relations between dimensions of the mechanism constant parameters and the exact limits of the coupler link in the mechanism. The analysis reveals that these expressions are the minimum sufficient and necessary dimensional conditions for the mechanism to exist and become a turning point to change its mobility from crank to rocker and vice versa. At the boundaries of the coupler dimensions these expressions correspond to the change-point configuration when the mechanism changes its work function from one to another or from existence to non-existence. The method has been successfully applied to the planar 4R, spatial RSSR and planar multiloop linkage mechanisms. The obtained results prove the effectiveness and accuracy of the method in defining the limits of the mechanism rotatability conditions or existence in general.

Keywords: linkage mobility, crank condition, change point configuration.

**LİNGLİ MEXANİZMLƏRİN HƏRƏKƏT ŞƏRTİNİN TƏHLİLİ ÜÇÜN SÜRGÜQOLUNUN
KRİTİK ÖLÇÜLƏRİNİN TƏYİNİNİN YENİ METODU**

Məqalədə lingli mexanizmlərinin hərəkət şərtlərini (dirsək, kromislo və ya varlıq) təhlil etmək üçün sürgü qolunun kritik ölçüsünün (CCD) təyininin yeni metodu təqdim olunur. Bu metod, mexanizmin dirsəyinin varlıq şərtində və ya bir hərəkətilik formasından digərinə keçid vəziyyətində olduqda, onun sürgüqolunun sərhəd ölçülərinin analizinə əsaslanır. Bu metodun tətbiqi nəticəsində müəyyən şərtlər daxilində mexanizmin sabit parametrləri ilə sürgüqolunun dəqiq sərhəd ölçüləri arasında əlaqəni analitik şəkildə qurmaq mümkündür. Təhlil nəticəsində müəyyən edilmişdir ki, mexanizmin bir hərəkət formasından digərinə keçid şərtində, yəni onun aparan bəndinin dirsək vəziyyətindən kromislo vəziyyətinə keçməsi üçün sürgüqolunun kritik ölçülərinin alınmış analitik ifadələrlə təyini zəruri və kafidir. Bu ifadələr, mexanizmin konfigurasiyasını bir növdən digərinə dəyişdirmə anına və ya onun varlıq şərtindən hərəkətsizliyə keçid anına uyğun gəlir. Təkl edilən metod 4R yastı, RSSR fəza və yastı çox konturlu mexanizmlərin işgörməqabiliyyətinin analizində uğurla tətbiq edilə bilər. Alınmış analitik ifadələr mexanizmin aparan bəndinin fırlanma qabiliyyəti üçün sərhəd şərtlərini və ya dirsəyin varlığını təyin edərkən effektiv və dəqiq nəticələr verir.

Açar sözlər: lingli mexanizmlərin hərəkətililiyi, dirsəyin varlıq şərtləri, mexanizmin bir işlək vəziyyətindən digərinə keçid şərtləri.

**НОВЫЙ МЕТОД КРИТИЧНЫХ РАЗМЕРОВ ШАТУНА ДЛЯ АНАЛИЗА УСЛОВИЙ
ДВИЖЕНИЯ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ**

Статья представляет новый метод критичных размеров шатуна (CCD) для анализа условий движения (кривошипа, кромисла или существования) рычажных механизмов. Этот метод основывается на анализе граничных размеров шатуна в механизме когда механизм находится на границе существования или в состоянии перехода от одной формы подвижности в другую. В результате применения этого метода удалось установить аналитически взаимосвязь между постоянными параметрами механизма и точные граничные размеры шатуна в этих условиях. Анализ показал что эти аналитические выражения являются необходимыми и достаточными размерными условиями шатуна при которых механизм находится в условиях переходы от одной формы подвижности в другую, т.е. переходы ведущего звена механизма от условия кривошипа к кромислу и наоборот. В этих выражениях соответствуют моменту когда механизм меняет конфигурацию от одного вида к другому или моменту перехода от условия существования к неподвижности. Этот метод был успешно применен для анализа работоспособности 4R плоских, RSSR пространственных и од-

ного вида плоских многоконтурных механизмов. Полученные результаты доказывают эффективность и предельную точность в определении граничных условий кривошипа для ведущего звена или подвижности механизма в целом.

Ключевые слова: подвижность рычажных механизмов, условия кривошипа, граничные условия шатуна при переходе механизма одного рабочего состояния в другое.

1. INTRODUCTION TO THE METHOD OF COUPLER CRITICAL DIMENSIONS

Mobility analysis of four-bar linkages is a well-established field. Many years the Grashof criterion has been applied to predict the mobility of planar four-bar linkage mechanisms. Chang et al. [1] justified Grashof's theorem from the perspective of the occurrence of stationary configurations and uncertainty configurations of four-link chains. The link length relations at stationary configurations and uncertainty configurations are examined in detail based on the triangle inequality. Five-bar Grashof's criteria were transformed into an extended version, namely law for N-bar kinematic chains, by Ting et al. [2]. They provided proof of the theorems concerning the mobility of planar N-bar linkages based on the assemblability condition of N-bar linkages and the revolvability condition of an angle. Ting and Wang [3] presented a unified and comprehensive treatment for the full rotatability identification of six-bar and geared five-bar linkages, regardless of the choice of input joints or reference link. They have presented a general way to identify all dead center positions and the associated branches. Gogate [4] presented explicit input link rotatability analysis of Watt six-link mechanisms by using evolutionary optimization algorithm. Midha et al. [5] have utilized the triangle inequality concept in formulating the mobility conditions for a planar four-bar linkage. More significantly, a manifest graphical interpretation was offered, enabling an expeditious mobility determination. Angeles et al. [6] have reduced the mobility analysis of four-bar linkages to finding the global extrema of a quadratic function on a cylinder, which then leads to the geometric problem of finding the intersections of a circle and a hyperbola. Li et al. [7] have investigated the rotatability of *planar parallel mechanisms* by revealing the crank conditions that relate to link parameters. Their research has led to classification of three types of crank existing conditions including three-crank's, six-crank's and nine-crank's of 3-RRR planar parallel mechanisms. Bai [8], [9] has recently revisited the problem of mobility analysis of planar four-bar linkages. The mobility is analyzed in terms of the range of rotation of the coupler link, with a special interest on its full rotatability when the linkage is driven by the coupler link. By virtue of the constraint triangle, a new formulation on the couple curve rotation is derived. The mobility is analyzed in terms of the range of coupler angle by a geometric approach.

Many attempts have been made to derive direct rotatability criteria for the RSSR and other types of spatial linkages. Most of them such as Bottema [10], Cheng et al. [11], Nolle et al. [12], Pamidi et al. [13], Ting et al. [14] are mainly based on the analysis of discriminant function and some used geometrical concept [15]. However, compared to Grashof criterion the resulting mobility criteria appeared to be quite complicated and are based on lengthy mathematical treatment. Gupte et al. [16] attempted to derive direct rotatability criterion for spherical four-bar linkages. They have achieved solution of the problem for some values of constant twist angles. However, the solutions do not provide sufficient conditions for the mechanism to exist and work either as a crank-rocker, or a drag-link (double crank), or a double-rocker mechanism. Kazerounian and Sulecki [17] have introduced equation $Z=(\cos 2\mu)-1=0$, where μ is the trans-

mission angle of an R-S-S-R four bar linkage. They have defined the mobility of the linkage by the number of real roots of this equation. Furthermore, it is believed that there were no serious attempts to solve similar problem for the multiloop linkage mechanisms.

The method of *critical coupler dimensions* introduced by the author yields much simpler and readable closed-form expressions for the crank criteria when it is used for the bimodal or multiloop mechanisms. The method is based on deriving an explicit expression of coupler link length as a function of all other constant and variable parameters of a linkage mechanism by using any appropriate method of kinematic analysis. Theoretically, the mechanism existence (possibility to assemble) and possible mobility can be defined then in between the limits (maximum and minimum critical values) of the coupler lengths identified for all possible values of mechanism variable parameters. Therefore, the coupler explicit expression becomes a multivariable function of all variable and constant parameters of the mechanism. By defining stationary points, i.e. points where partial derivatives of function with respect to variable parameters become zero it is possible to calculate maxima and minima of the coupler function, namely coupler lengths. These points will define the extremes of the mechanism existence or changepoint configurations when linkage switches from one type of mobility to another (for example from double-crank to crank-rocker. The following analysis of various linkage mechanisms proves the validity of the proposed theory.

2. MOBILITY ANALYSIS OF FOUR-BAR PLANAR LINKAGE MECHANISM

Figure 1 shows a four-bar planar linkage mechanism, where *OC predefined as a ground link*.

In Figure 1, $\mathbf{i}$, $\mathbf{j}$, $\mathbf{e}_1$, $\mathbf{e}_2$, $\mathbf{e}_3$ are the unit vectors associated with the axes of the reference frame and mechanism links respectively; φ_1 , φ_2 , φ_3 are the angles that links 1, 2 and 3 make with X-axis of the frame. Using a vector method, one can easily derive the target multivariable function for the length of the couple-link AB (dotted line).

$$\begin{aligned} AB^2 = & OA^2 + BC^2 + OC^2 + 2 \cdot OC \cdot BC \cdot \cos(\varphi_3) - 2 \cdot OC \cdot OA \cdot \cos(\varphi_1) - \\ & - 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \cos(\varphi_1) \cdot \cos(\varphi_3) - 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \sin(\varphi_1) \cdot \sin(\varphi_3) \end{aligned} \quad (1)$$

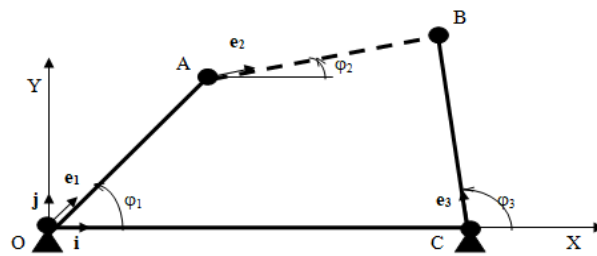


Figure 1. Schematic diagram of four-bar planar linkage mechanism

From (1) it is obvious that AB is a function of lengths of constant parameters BC , OC , OA , and two variable angles φ_1 , φ_3 . Following the proposed method, the partial derivatives of function (1) with respect to variables φ_1 , φ_3 can be derived and equated to zero. Subsequent analysis shows that function (1) reaches its stationary points if the following is satisfied:

$$\sin(\varphi_3) = \sin(\varphi_1) = 0 \quad (2)$$

This will define the change point configuration of four-bar linkage when OA simple aligns with BC . The condition (2) holds true for combinations of angles, such as a) $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_3 = 0^\circ$; b) $\varphi_1 = 180^\circ$, $\varphi_3 = 0^\circ$; or c) $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_3 = 180^\circ$; and d) $\varphi_1 = 180^\circ$, $\varphi_3 = 180^\circ$. Substituting them into (1) we

can get analytical expressions for the four possible critical dimensions of coupler link AB. They are as follows:

$$AB_a^2 = (OC + BC - OA)^2 \quad (3)$$

$$AB_b^2 = (OA + BC + OC)^2 \quad (4)$$

$$AB_c^2 = (BC + OA - OC)^2 \quad (5)$$

$$AB_d^2 = (OC + OA - BC)^2 \quad (6)$$

The coupler critical dimension AB_b^2 (4) is the largest among (3), (4), (5), and (6). This dimension of coupler AB_b^2 (14) corresponds to the configuration of the mechanism when it has reached the verge of its existence and will not be considered for possible crank mobility condition. The remaining expressions (3), (5), and (6) are sufficient to derive *crank criteria* for the four-bar planar linkage mechanism. The criteria are derived by comparing the lengths of AB from (3) (5), and (6) with each other for *all possible pair combinations* (six possible combination) and testing the *crank condition* numerically with computer. The obtained criteria are as follows:

i) *double-crank mechanism* occurs when link OC is the smallest one ($OC < OA$, $OC < BC$) and AB is within the range

$$OC + |OA - BC| \leq AB \leq OA + BC - OC \quad (7)$$

ii) *crank-rocker mechanism* occurs when link OA is the smallest one ($OA < OC$, $OA < BC$) and AB is within the range

$$OA + |OC - BC| \leq AB \leq OC + BC - OA \quad (8)$$

iii) *double-rocker mechanism* occurs when conditions (i) and (ii) do not satisfy and AB is within the range

$$\text{smallest}(AB_1, AB_3, AB_4) \leq AB \leq OA + OC + BC \quad (9)$$

The equal sign in (7) to (9) means the linkage has reached its *change-point* configuration. In this configuration, the dimension of coupler AB corresponds to its boundary value when the mechanism changes its work function from one to another (7), (8) or has reached the verge of its existence (9).

The obtained results are consistent with the Grashof criteria of rotatability. However, criteria (7) to (9) are more suitable and takes less computation for the synthesis of four-bar linkages than Grashof criteria because it requires only one inequality expression instead of several conditions defined by the Grashof method.

3. MOBILITY ANALYSIS OF FOUR-BAR SPATIAL LINKAGE MECHANISM

The schematic diagram of the RSSR linkage mechanism is shown in Figure 2. In Figure 2, $\mathbf{i}$, $\mathbf{j}$, $\mathbf{k}$, $\mathbf{e}_1$, $\mathbf{e}_2$, $\mathbf{e}_3$, $\mathbf{e}_4$, $\mathbf{e}_5$ are the unit vectors associated with the co-ordinate axes and mechanism links respectively. For simplicity link OC (vector $\mathbf{e}_2$) is predefined as a ground link located on X-Y plane and axes of the input joint O (vector $\mathbf{i}$) and output joint C (vector $\mathbf{e}_3$) are also located on X-Y plane but not parallel to each other. Fig. 2 shows that $(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2})$ is the angle between input and output joints on X-Y plane. In this configuration, $\varphi_{1,j}$ is mechanism variable input angle associated with link OA (measured between $\mathbf{j}$ and $\mathbf{e}_1$) and $\varphi_{4,5}$ is mechanism variable output angle associated with link BC (measured between $\mathbf{e}_4$ and $\mathbf{e}_5$). $\mathbf{e}_3$ is perpendicular to $\mathbf{e}_4$.

The kinematic analysis of spatial RSSR linkage mechanism can be carried out by vector method. That analysis eventually leads to the target multivariable function for the length of couple-link AB (dotted line):

$$AB^2 = OA^2 + OC^2 + BC^2 - 2 \cdot OC \cdot BC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) \cdot \cos(\varphi_{4,5}) - 2 \cdot OC \cdot OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) \cdot \cos(\varphi_{1,j}) - 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) \cdot \cos(\varphi_{4,5}) \cdot \cos(\varphi_{1,j}) - 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \sin(\varphi_{4,5}) \cdot \sin(\varphi_{1,j}) \quad (10)$$

From (10) it is obvious that AB is a function of lengths of constant parameters OA, BC, OC and two variable angles $\varphi_{1,j}$ and $\varphi_{4,5}$. Partial derivatives of function (10) with respect to variables $\varphi_{1,j}$ and $\varphi_{4,5}$ can be derived and equated to zero. Subsequent analysis shows that function (10) reaches its stationary points if the following satisfy

$$\sin(\varphi_{1,j}) = \sin(\varphi_{4,5}) = 0 \quad (11)$$

Expression (11) defines the change point configuration of four-bar RSSR linkage. The condition (11) holds true for combinations of two angles, such as a) $\varphi_{1,j} = 0^\circ$, $\varphi_{4,5} = 180^\circ$; b) $\varphi_{1,j} = 180^\circ$, $\varphi_{4,5} = 0^\circ$; or c) $\varphi_{1,j} = 0^\circ$, $\varphi_{4,5} = 0^\circ$; and d) $\varphi_{1,j} = 180^\circ$, $\varphi_{4,5} = 180^\circ$. Substituting them into (1) we can get analytical expressions for the four possible critical dimensions of coupler link AB. They are as follows:

$$AB_a^2 = OA^2 + OC^2 + BC^2 + 2 \cdot OC \cdot BC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) - 2 \cdot OC \cdot OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) + 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) \quad (12)$$

$$AB_b^2 = OA^2 + OC^2 + BC^2 - 2 \cdot OC \cdot BC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) + 2 \cdot OC \cdot OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) + 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) \quad (13)$$

$$AB_c^2 = OA^2 + OC^2 + BC^2 - 2 \cdot OC \cdot BC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) - 2 \cdot OC \cdot OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) - 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) \quad (14)$$

$$AB_d^2 = OA^2 + OC^2 + BC^2 + 2 \cdot OC \cdot BC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) + 2 \cdot OC \cdot OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) - 2 \cdot BC \cdot OA \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) \quad (15)$$

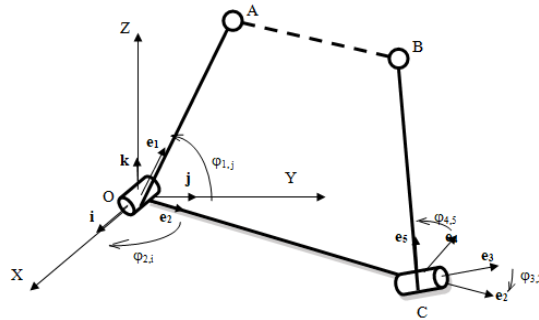


Figure 2. Schematic diagram of the RSSR spatial linkage mechanism

It can be seen that AB_c^2 (14) is the smallest among all the critical dimensions defined by (12), (13), (14), and (15). This dimension of coupler AB_c^2 (14) corresponds to the configuration of the mechanism when it has reached extreme of its existence and will not be considered for a possible crank mobility condition. The expressions (12), (13), and (15) are sufficient to derive crank criteria for RSSR spatial linkage mechanism. The criteria are derived by comparing the critical lengths of AB from (12), (13), and (15) with each other for all possible pair combinations (six possible combinations) and testing the crank condition numerically with computer. The obtained criteria are as follows:

i) *double-crank mechanism* occurs when link $OC \cdot \sin(\varphi_{2,i}) < BC \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2})$;

$OC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) < OA \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2})$ and AB is within the range

$$AB_d^2 (15) \leq AB^2 \leq AB_a^2 (12) \text{ (if } BC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) < OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) \text{)} \quad (16)$$

$$AB_d^2 (15) \leq AB^2 \leq AB_b^2 (13) \text{ (if } BC \cdot \sin(\varphi_{3,2}) > OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) \text{)} \quad (17)$$

ii) *crank-rocker mechanism* occurs when $\text{link } OA \cdot \sin(\varphi_{2,i}) < BC \cdot \sin(\varphi_{3,2})$;

$OA \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) < OC \cdot \sin(\varphi_{2,i})$ and AB is within the range

$$AB_b^2(13) \leq AB^2 \leq AB_a^2(12) \text{ (if } BC \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) < OC \cdot \sin(\varphi_{2,i}) \text{)} \quad (18)$$

$$AB_b^2(13) \leq AB^2 \leq AB_d^2(15) \text{ (if } BC \cdot \cos(\varphi_{2,i} + \varphi_{3,2}) > OC \cdot \sin(\varphi_{2,i}) \text{)} \quad (19)$$

iii) *double-rocker mechanism* occurs when conditions (i) and (ii) do not satisfy and AB is within the range

$$AB_c^2(14) \leq AB^2 \leq \text{largest}[AB_a^2(12), AB_b^2(13), AB_d^2(15)] \quad (20)$$

The equal sign in (16) to (20) means the linkage has reached its *change-point* configuration. In this configuration, the dimension of coupler AB corresponds to its boundary value when the mechanism changes its work function from one to another (16), (17), (18), (19) or has reached the verge of its existence (20).

4. MOBILITY ANALYSIS OF MULTI-LOOP PLANAR LINKAGE MECHANISM

Figure 3 shows a Stephenson type six-bar planar linkage mechanism.

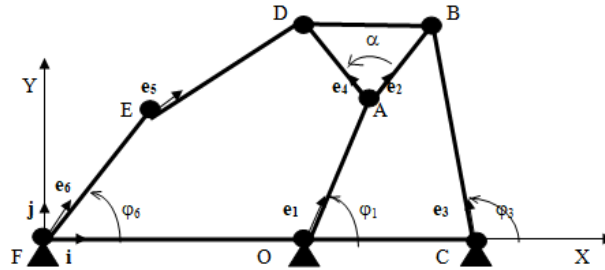


Figure 3. Schematic diagram of six-bar planar linkage mechanism

For simplicity of analysis all three fixed pivots F, O, and C are taken on a single horizontal ground line. In Figure 3, $\mathbf{i}$, $\mathbf{j}$, $\mathbf{e}_1$, $\mathbf{e}_2$, $\mathbf{e}_3$, $\mathbf{e}_4$, $\mathbf{e}_5$, $\mathbf{e}_6$ are the unit vectors associated with the axes of the reference frame and mechanism links respectively; φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 , φ_5 , and φ_6 are the angles that links 1, 2, 3, 4, 5, and 6 make with X-axis of the frame. Angle α is a constant angle that permanently exists between $\mathbf{e}_2$ and $\mathbf{e}_4$. That means there exists the following expression between φ_4 and φ_2 angles:

$$\varphi_4 = \varphi_2 + \alpha \quad (21)$$

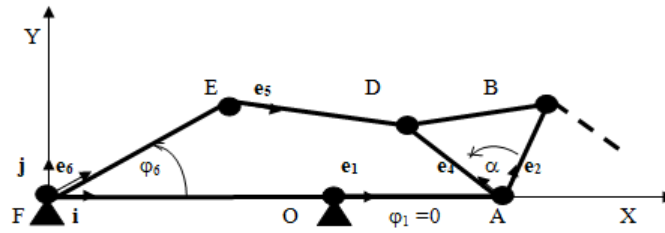
By taking link OA as an input link, the kinematic analysis of the linkage mechanism (Figure 3) can be carried out by vector method based on the following two loops equations:

$$OA \cdot \mathbf{e}_1 + AB \cdot \mathbf{e}_2 = OC \cdot \mathbf{i} + BC \cdot \mathbf{e}_3 \quad (22)$$

$$FO \cdot \mathbf{i} + OA \cdot \mathbf{e}_1 + AD \cdot \mathbf{e}_4 = FE \cdot \mathbf{e}_6 + ED \cdot \mathbf{e}_5 \quad (23)$$

In multi-loop mechanism (Figure 3) equations (22) and (23) are connected via expression (21).

The mechanism in Figure 3 can be viewed as an extension of the mechanism shown in Figure 1 by adding a loop OADEF to it. The link OA remains as an input link for both loops of the multi-loop mechanism in Figure 3. Therefore, the mobility conditions derived in Section 2 still remain valid for the loop OABC in Figure 3 as well. The change point configuration in the loop OABC occurs when $\sin(\varphi_1) = 0$, i.e. $\mathbf{i} = \mathbf{e}_1$ (2). At that configuration the multiloop mechanism takes the position as shown in Figure 4 and acts as a four-bar linkage with regard to loop FEDAO.



The mobility condition of four-bar linkage (7) then can be applied separately to the loop FEDAO (with coupler ED) in order to achieve full rotatability of links FE and AD regardless of rotatability conditions in the loop OABC. Full rotatability of links FE and AD can be achieved when $FA=FO+OA$ is the smallest one ($FA < FE$, $FA < AD$) and ED is within the range:

$$FA + |FE - AD| \leq ED \leq FE + AD - FA \quad (24)$$

The condition (24) does not depend on value of constant angle α . Expressions (7), (8), (9) and (24) establish simultaneous change point configurations for both loops OABC and FEDAO. In connection to the entire multi-loop planar mechanism the following statements are true:

- i) *triple-crank* (OA, FE, BC) mechanism occurs when conditions (7) and (24) are satisfied
- ii) *double-crank* (OA, FE) - *rockers* (BC) occurs when conditions (8) and (24) are satisfied
- iii) *triple-rocker* (OA, FE, BC) mechanism occurs when conditions (9) and (24) are satisfied
- iv) the mechanism does not exist if none of the above conditions are satisfied.

4. CONCLUSION

The present paper introduces a new method of *critical coupler dimensions* to analyze the mobility or crank condition for single-loop planar and spatial linkage mechanisms as well as for a multi-loop planar mechanism. An advantage of this method is that it can be easily applied to any linkage mechanism, does not require to perform full kinematic analysis of the mechanism and analyze the discriminant function of the mechanism. The method which works on the input-output function of the mechanism leads directly to the critical (boundary) dimensions of coupler-link when the mechanism abruptly changes its mobility function from one to another, for example, from double-crank to crank-rocker and vice versa. It also shows the limiting values for the coupler link in connections to other links when the mechanism ceases to exist. The paper first time introduces a complete set of relationships between constant parameters of planar and spatial four-bar mechanisms that cause them to operate either as a double-crank or crank-rocker, or double-rocker one. It also introduces a complete set of relationships between constant parameters of multi-loop planar mechanism that cause it work either as a triple-crank or double-crank-rocker, or triple-rocker mechanism.

REFERENCES

1. Chang, W. T., Lin, C. C., & Wu, L. I. (2005). A Note on Grashof's Theorem. *Journal of Marine Science and Technology*, 13(4), pp. 239-248.
2. Ting, K., & Liu, Y. (1991). Rotatability Laws for N-Bar Kinematic Chains and Their Proof. *Journal of Mechanical Design*, 113(1), pp. 32-39
3. Ting, K., Wang, H., Cue, C., & Currie, K., R. (2010). Full Rotatability and Singularity of Six-Bar and Geared Five-Bar Linkages. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2(1), pp. 100-1-9
4. Gogate, G. R. (2018). Explicit input link rotatability analysis of Watt six-link mechanisms. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32(7), pp. 3407-3417

5. Midha, A., Zhao, Z., & Her, I. (1985). Mobility Conditions for Planar Linkages Using Triangle Inequality and Graphical Interpretation. *Transmissions and Automation in Design*, 107(3), pp. 1-6
6. Angeles, J., & Bernier, A. (1987). A General Method of Four Bar Linkage Mobility Analysis. *Journal of Mechanisms, Transmission and Automation in Design*, 109(2), pp. 197-203
7. Li, R., & Dai, J. S. (2009). Crank conditions and rotatability of 3-RRR planar parallel mechanisms. *Science in China Series E: Technological Sciences*, 52, pp. 17-48
8. Bai, S. (2017). Geometric analysis of coupler-link mobility and circuits for planar four- bar linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 118, pp. 53-64
9. Bai, S. (2017). Coupler-Link Mobility Analysis of Planar Four-Bar Linkages. *New Trends in Mechanism and Machine Science*, Springer, pp. 41-49
10. Bottema, O., The Motion of the Screw Four-Bar, *Journal of Mechanisms*, Vol. 6, 1971, pp 69-79.
11. Cheng, J. C., Kohli, D., Synthesis of Mechanisms Including Circuit Defects and Input-Crank Rotatability, *Proceedings Mechanical Design and Synthesis*, ASME, USA, 1992, pp 111-119.
12. Nolle, H., Ranges of Motion Transfer by the R-G-G-R Mechanisms, *Journal of Mechanisms*, Vol. 4, 1969, pp 145-157.
13. Pamidi, P.R., Freudenstein, F., On the Motion of a Class of Five-link, R-C-R-C-R, Spatial Mechanisms, *Journal of Engineering for Industry*, Feb., 1975, pp 334-339.
14. Ting, K., Xiaohong, D., Branch, Mobility Criteria, and Classification of RSSR and Other Bimodal Linkages, *Proceedings Mechanism Synthesis and Analysis*, ASME, USA, 1994, pp 303-310.
15. Luo, H. T., Bidirectional Extreme Convergency Method (BECM) to Identify the Mobility Regions of the RSSR Mechanism, *Proceedings 22nd Biennial Mechanisms Conference*, ASME, USA, Vol.47, 1992, pp 151-159.
16. Gupta, K. C., Ma, R., Direct Rotatability Criterion for Spherical Four-bar Linkages, *Journal of Mechanical Design*, Dec., Vol. 117, 1995, pp 597-600.
17. Kazerounian, K., & Solecki, R. (1993). Mobility analysis of general bi-modal four-bar linkages based on their transmission angle. *Mechanism and Machine Theory*, 28(3), 437- 445.

UOT: 33

NEFT VƏ QAZ SƏNAYESİNDƏ İNVESTİSİYA EHTİYATLARI VƏ ONLARIN TƏSNİFATLAŞDIRILMASI

K.A. ABBASOVA

Bakı Dövlət Universitetinin

Qazax filialı

abbas.k@bk.ru

XÜLASƏ

Azərbaycanda neft və qaz ehtiyatlarının mövcud vəziyyətimüasir dövrdə bu sənaye sahəsinin Respublikamızda sürətlə inkişaf etməsinə gətirib çıxarıb. Bildiyimiz kimi ən gəlirli qeyri-filiz faydalı qazıntılardanolan neftya-
taqları istismar edildikcə, ehtiyatları tükənir, quyuda fantan vurma dövrü məhsuldarlığınazalmasıilə nəticələnir. Buna görə də neft və qaz ehtiyatlarınınmənimsənilməsindəmüasir texnika və avadanlıqların tətbiqi, həmçinin neft
və qaz ehtiyatlarından səmərəli istifadəməklətükənməsini kompensasiya etmək olar.Bu isəRespublikamızın ən
aktual məsələlərindən biridir. Məqalədə neft və qaz sənaye sahəsində investisiya ehtiyatları geniş araşdırılmışdır.

Açar sözlər: neft, qaz, sənaye, kapital, investisiya, aşınma, qazıma, qurğu, avadanlıq, dövrüyyə.

INVESTMENT RESOURCES IN THE OIL AND GAS INDUSTRY AND THEIR CLASSIFICATION

ABSTRACT

The current state of oil and gas reserves in Azerbaijan has led to the rapid development of this industry in the country in modern times. As we know, as oil fields, one of the most profitable non-metallic minerals, are exploited, their reserves are depleted, and the period of drilling wells results in a decrease in productivity. Therefore, the use of modern machinery and equipment in the development of oil and gas resources, as well as the efficient use of oil and gas resources can compensate for the depletion. This is one of the most pressing issues of our Republic. The article examines investment resources in the oil and gas industry.

Key words: oil, gas, industry, capital, investment, erosion, boring, plant, equipment, turnover.

ИНВЕСТИЦИОННЫЕ РЕСУРСЫ В НЕФТЕГАЗОВОЙ ОТРАСЛИ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

РЕЗЮМЕ

В Азербайджане текущее состояние нефти и газа привело к быстрому развитию этой отрасли в нынешнее время. Как известно, одним из самых прибыльных неметаллических минералов являются нефтяные месторождения, которые эксплуатируются, их запасы истощаются, а процесс бурения скважин приводит к снижению производительности. В результате внедрении и применении современной техники и оборудования при разработке нефтяных и газовых ресурсов, а также более эффективное использование данных нефтяных и газовых ископаемых приведет к компенсации истощения. А это является самым актуальным вопросом и проблемой для нашей республики. В этой статье более подробно изучались и рассматривались инвестиционные ресурсы в отрасли нефтяной и газовой промышленности.

Ключевые слова: нефть, газ, промышленность, капитал, инвестиции, износ, бурение, устройство, оборудование, оборот.

Məqalədə müşahidə, təsviretmə, müqaysə, ölçmə və bir sıra nəzəri tətqiqat metodlarından (abstraktlaşdırma, aksiomatik, analiz, sintez və s.) istifadə edilmişdir.

Bildiyimiz kimi neft və qaz sənayesi müəssisəsinin daxili strukturu, onun üçün faydalı olan həcmi və fəaliyyət dairəsi vardır. Bu sənaye sahəsinin fəaliyyəti fasiləsiz olaraq davam edən bir proses olmasının əsas səbəbiinvestisiya ehtiyatlarının davamlı olaraqyenilənməsi və ya bərpa olunması,həmçinin iş prosesinə işçilərinmütəmadi olaraq cəlb edilməsi ilə əlaqədardır. Müəssisənin qazanmış olduğu pul vəsaitinin bir qismi maddi xərcləri, həmçinin

əmək haqqı vermək üçün istifadə olunur. Qeyd olunan proses mütəmadi olaraq davam edir və yenidən təkrarlanır. Bu prosese investisiya ehtiyatlarının, istehsal fondlarının yaxud kapitalın dövrünü deyilir.

İnvestisiya ehtiyatları (yaxud istehsal fondları və ya kapital) neft və qaz məhsulunun istehsalında istifadə edilən investisiya əmtələri yaxud da müxtəlif ehtiyatlar, başqa sözlə gəlir gətirən bir proses olaraq başa düşülür.

İstehsal fondlarının birdəfəlik deyil, daimi olaraq təkrarlanan bir əməliyyat olmasına onun dövriyyəsi adlanır.

İstehsal fondlarının fəaliyyəti müəyyən dövr ərzində təkrarlanır. Bundan əlavə istehsal fondunun hərəkəti müəyyən dövrü əhatə edir. Onun istehsal və tədavüldən keçdikləri müəyyən vaxta dövriyyə vaxtı deyilir. Yəni istehsal fondlarının dövriyyə vaxtı onun pul formasına çevrilməsi üçün sərf olunan vaxt ilə pul formasında geriə dönəcəyi vaxt arasında olan müddəti əhatə edir. Deməli dövriyyə vaxtı 2 yerə bölünür:

- 1.İstehsal vaxtı;
- 2.Tədavül vaxtı.

İstehsal vaxtı - investisiya fondlarının istehsal mərkəzində olduğu vaxt başa düşülür. İstehsal vaxtı aşağıdakılardan ibarətdir:

- 1.Əsas və dövriyyə istehsal fondlarının istehsalat ehtiyatı formasında olduğu vaxtdır
- 2.İnsanların (alıcıların) iştirak etmədiyi təbii proseslərin davam etdiyi vaxtdır.
- 3.İş dövrü
- 4.Müəssisədə iş rejimi istirahət günləri, növbələr arasında olan fasilələr və s. yəni işlənilməməklə bağlı olaraq istehsalda baş verən fasilələr.

Tədavül vaxtı - istehsal fondlarının tədavül mərkəzində olduğu vaxta deyilir. Tədavül vaxtı ümumi olaraq iki hissəyə bölünür:

- 1.İnvestisiya əmtəələrini almaq və müəssisəni işçi qüvvəsi ilə təmin edilməsi ilə bağlı olaraq sərf olunan vaxt;
- 2.Əmtənin reallaşması ilə bağlı olaraq sərf olunan vaxt.

Madi istehsalın baş verməsi üçün istehsalın maddi və şəxsi amilləri istehsal prosesində daimi əlaqəyə girməlidirlər, yəni qarşılıqlı fəaliyyət göstərməlidirlər.

İstehsalın maddi amilləri iki qrupda birləşdirilir.

- 1.əsas kapital yaxud əsas istehsal fondları;
- 2.dövriyyədə olan kapital yaxud dövriyyə istehsal fondları [2,səh.121].

1. Əsas istehsal fondları (Əsas kapital).

Neft və qaz sənayesində əsas istehsal fondları istehsal prosesində birbaşa iştirak etməklə yanaşı istehsalda bir dəfə deyil, dəfələrlə iştirak edirlər və bu iştirak mütəmadi olaraq təkrarlanır. Əsas istehsal fondları istehsal prosesində iştirak etdiyi müddətdə məhsuldarlığını azaldır. Belə ki,tədricənköhnəlir və sonda işə istifadəsi yararsız halda oldur. Bu proses aşınma adlanır. Əsas istehsal fondlarının aşınması iki üsulla reallaşır.

- 1.Fiziki aşınma
- 2.Mənəvi aşınma

Fiziki aşınma - əsas istehsal fondları istehsal prosesində davamlı olaraq yeni məhsulların hazırlanmasında iştirak edir və müəyyən zaman keçdikcə öz keyfiyyətini itirərək yararsız hala düşür. Əsas istehsal fondlarının fiziki aşınması 2 cürdür:

1. işləndikcə fiziki aşınmaya məruz qala bilər.

2. təbii qüvvələrin, yəni isti, soyuq, alovun, suyun və s təsiri ilə və ya işləmədən də çürüyə, paslana, yararsız vəziyyətə düşə bilər.

Neft və qaz sənayesində avadanlıqların təmiri üç üsul ilə aparılır:

1. Cari təmir - Burada istismar prosesi zamanı avadanlığın təmiri aparılır.

2. Orta təmir - Bu təmir növü əsasən sex şəraitində aparılır. Orta təmirdə neft və qaz sənayesi avadanlıqları qismən sökülərək sexdə təmir edilir yenidən qurlaşdırılır.

3. Əsaslı təmir - Bu təmir növündə neft və qaz sənayesi avadanlığı xüsusi ixtisaslaşmış təmir məntəqələrində aparılır. Əsaslı təmir zamanı avadanlıq tamamilə sökülərək təmir olunur və yenidən qurlaşdırılır. Bu təmir zamanı kapital qoyuluşu ilə aparılaraq amortizasiya ayırmaları ilə may dəyərində birbaşa təsir göstərir [1, səh.92].

Mənəvi aşınma isə - neft və qaz sənayesi tikililərinin, maşın və avadanlıqlarının texniki tərəqqinin təsiri ilə əlaqədar olaraq öz dəyərini itirməsidir. Əsas istehsal fondlarında mənəvi aşınma iki cür olur:

1. İnvestisiya əmtələri istehsal olunduğu ərazidə əmək məhsuldarlığı yüksəlir və əsas istehsal fondları az xərc tələb edərək istehsal olunur, qiymətləri isə ötən illərə nisbətən daha aşağı düşür. Bunun nəticəsində eyni istehlak dəyərində malik avadanlıqları sıxışdıraraq sıradan çıxmasına səbəb olur. Bir qayda olaraq onun real dəyəri məhsulun ilkin dəyəri ilə yox, bərpa edildikdən sonrakı dəyərlə, yəni həmin müddətdə onun nə qədər xərcə başa gəldiyi ilə qiymətləndirmək lazımdır.

2. köhnə neft və qaz maşın və avadanlıqları kütləsi eyni olan məhsulu daha qısa vaxtda və daha az əmək sərf etmək imkanına sahib olan yüksək məhsuldarlığa sahib təkmilləşdirilmiş maşın və avadanlıqlarla əvəz olunur. Nəticədə əsas istehsal fondlarının texniki xüsusiyyətləri dəyişmədən fiziki baxımnan yaxşı halda olmasına baxmayaraq yeni maşın və avadanlıqlarla müqayisədə yararsız hala düşə bilər.

Neft və qaz sənayesi avadanlıqlarının modernləşdirilməsi - Məhsuldarlığı artırmaq məqsədi ilə avadanlığın müəyyən hissəsinin yeniləndirilməsidir və onun zavod tərəfindən həyata keçirilməsi məqsədə uyğun hesab edilir.

Əsas investisiya ehtiyatlarının (istehsal fondlarının və ya əsas kapital) təsnifatı - Neft və qaz sənayesində əsas investisiya ehtiyatları təsnifatına binalar, anbarlar, quyular, avadanlıqlar, mexanizmlər, qazma qurğular, mədən ərazisi, rezervuarlar, mühəndis istehsalat komnukasiyalatı və s. aid edilir. Əsas istehsal fondlarının qruplaşmasının izahı aşağıda göstərilmişdir:

1. Binalar - Neft və qaz sənayesində binalar aşağıdakı kimi qruplaşdırılmışdır:

1. İdarəetmə aparatlarının yerləşdiyi binalar - bura neft və qaz sənayesinin idarə binaları aid edilir.

2. sex binaları - bura mədən idarə sexləri binaları, kompressor təsərrüfatı sexi, nasos təsərrüfatı binaları və mühəndis texnoloji xidmətlərin cəmləşdiyi binalar aid edilir.

3. anbar binaları - bura neft və qaz sənayesinin material texniki təchizat təyinatlı binaları aid edilir

4.mexaniki və təmir binaları

5.kiçik sahəni əhatə edən mədən məntəqəsi

6.yarımsaksiya binaları

7.su nasosxanaları

2.Anbarlar - bura neft anbarları, qaz anbarları(yeraltı və su altı), rezervuarlar, fərdi materiallar üçün nəzərdə tutulan xüsusi anbarlar, səyyar anbarlar aid edilir.

3.Quyular - burada vurucu quyular, istismarda sayılan neft və qaz quyusu, məhsuldarlığa sınaqda olan və ya eksperimental quyuları, təyinatını gözləyən və ləğv edimə prosesində yer alan quyular yer alır.

4.Qazma qurğuları isə neft və qaz təsərrüfatında yer alan qazma qurğularıdır və bura yalnız kompleks əmələ gətirən qazma qurğuları aid edilir.

5.Avadanlıqlar - Neft və qaz sənayesində yer alan avadanlıqlar üç qrupa bölünür:

1.Stasionar avadanlıqlar;

2.Hərəkətdə olan avadanlıqlar;

3.Səyyar qurğu avadanlıqları.

Mədən avadanlıqları təyinat tərkibinə görə iki yerə bölünür:

1. yerüstü təyinatı - bura mancaq dəzgahı, separatorlar, traplar, mədən daxili ötürücü nasoslar aiddir.

2. quyu təyinatlı - bura nasos kompressor boruları, nasos ştanqı, samavar tərkibdə olan avadanlıq və dərinlik nasosları aid edilir.

6.Qazıma qurğuları - Neft və qaz sənayesində qazıma həm qazıma qurğusu kompleksinə daxil olan, həm də əlavə avadanlıqlar yer alır. Qazıma qurğularına daxil olan əsas və əlavə olmaqla iki qrupda cəmlənir. Əsas qazıma avadanlıqlarına preventor, rotor, qazıma bucurqadı, qazıma nasosu aiddir. Əlavə qazıma avadanlıqlarına isə gilqırıdırıcı, qazıma məhlulu hazır edən blok, qazıma məhlulu çənləri aid edilir. Əsas və köməkçi sexlər üçün nəzərdə tutulmuş avadanlıqlar (həmçinin əsas və köməkçi avadanlıqlar daxildir) stasionar avadanlıqlar hesab olunur.

7.Mexanizmlər - neftçıxarmada və həmçinin qazıma istifadə edilmiş müxtəlif avadanlıqlar aid edilir. Neft və qaz sənayesi mexanizmləri 2 qrupa bölünür:

1.endirmə və qaldırma funksiyası ilə təmin edilən əməliyyatı sürətləndirən mexanizmlər;

2.kiçik mexanizmlər - bu tip mexanizmlər daha qoç quyular qazılarkən, həmçinin quyuların təmiri zamanı istifadə olunur. O qazıma boruları quyunun ağzına dartılarkən və həmçinin nasos kompressor boruları quyu ağzına dartılarkən istifadə edilir.

8.Mədən ərazisi - Bura dövlət neft torpaqlarıdır ki, hansı ki neft və qaz sənayesinin fəaliyyəti üçün nəzərdə tutulmuşdur.

9.Mühəndis istehsalat komnukasiyası - Bura quyu çənləri, boru kəmərlər, ötürücü vasitələr, su xətləri, güc mexanizmləri, işıqlandırıcı vasitələr, trap sistemi aid edilir.

Əsas istehsal fondlarından əlavə qeyri istehsal fondları da mövcuddur. Qeyri istehsal əsas fondlar istehsal prosesinə birbaşa deyil dolay yolla təsir göstərir. Qeyri istehsal əsas fondları əsas istehsal fondlarından fərqləndirən əsas əlamətlərdən biri də onlar müəssisənin deyil digər təşkilat və ya orqanların tabeliyində olurlar. Qeyri istehsal əsas fondlarına məktəb binaları, xəstəxanalar, yaşayış binaları, sanatoriyalar yaxud istirahət və əyləncə mərkəzləri və s. adi edilir.

2.Dövriyyə investisiya ehtiyatları(istehsal fondları) Neft və qaz sənayesində istehsalı təşkil etmək üçün əsas investisiya ehtiyatları ilə yanaşı dövriyyə investisiya ehtiyatlarının da olması zəruridir. Dövriyyə istehsal fondlarına material, xammal, yanacaq, su, enerji, yarımfabrikat və s. aid edilir. İstehsalda emal edilən xam və materiallar əvvəlki istehlak formasını itirərək yeni dəyərə və görünüşə sahib olurlar.Dövriyyə istehsal fondları kapitalın dövrünü başa çatarkən tamamilə istehlak olunaraq öz dəyərini yeni yaradılmış əmtənin üzərinə keçirirlər.

Deməli, dövriyyə istehsal fondları - kapitalın istehsalda tamamilə istehlak edilən, öz dəyərini istehsal edilmiş yeni əmtənin üzərinə ötürən, bir dövrün müddətində istehsalı başa çatmış məhsulun satılmasından sonra pul formasında öz sahibinə dönmə hissəsidir.

Dövriyyə investisiya ehtiyatlarının təsifatı 2 qrupda birləşdirilmişdir: 1.Qazıma işləri idarəsi üzrə; 2.Neftçixarma idarələri üzrə.

1.Qazıma işləri idarəsi üzrə: Quyuların qazılması - dövriyyə investisiya ehtiyatlarının qazılmanın məqsədindən asılı olmayaraq təsnifatına aşağıdakılar daxildir:

- 1.kimyəvi reagentlər - ağırlaşdırıcılar, materiallar, texniki su, gil betonit daxildir
- 2.qazıma boruları
- 3.elektrik enerjisi
- 4.sürtgü yağlayıcı maddələr
- 5.qoruyucu borular
- 6.qazıma turbinləri
- 7.sement
- 8.boru qıfılları

- 9.gətirilən xammal və yarımfabrikatlar
- 10.ehtiyat hissələri
- 11.buruq tikinti materiallar
- 12.qablaşdırıcılar (kisə, yeşik, çəllək), süxur nümunəsi götürənlər, kiçik mexanizmlər
- 13.ələk konveyer tipdə olan texniki vasitələr
- 14.sol yivli qəza alətləri və boltlar,
- 15.ölçü nəzarət və ölçü cihazları həmçinin yardımçı istehsal texniki vasitələr və s.

2.Neftçixarma idarələri üzrə - Neftçixarma dövriyyə investisiya fondlarına aşağıdakılar daxildir:

- 1.dərinlik nasosu ştanqı
- 2.qaldırıcı lifti nasos kompressor boruları
- 3.dərinlik nasosu
- 4.pazvari qayıqlar
- 5.quyu ağzı samovarlar
- 6.yağlayıcı sürtgü maddələri və s [4,səh.76].

ƏDƏBİYYAT SIYAHISI

1. A.S.İsayev - Neft və qaz sənayesi istisadiyyatının tənqidinə dair –Bakı: - Elm - 2006
2. A.S.İsayev - Neft və qaz sənayesi istehsalının təşkili, planlaşdırması və idarə edilməsi - Dərs vəsaiti –Bakı: - Azərənəşr -2005
3. A.S.İsayev - Neft sənayesinin ümumi texniki iqtisadi problemlərinin həllində quyu keyfiyyətinin təsiri – Bakı- Azərənəşr - 2005
4. A.S.İsayev - Bakı neft sənayesi - 1910-1921-ci illərdə - Bakı: - Azərənəşr - 2005
5. B.N.Demidoviç - Çislennıe metodı analiza –M: - Nauka – 1968
6. E.S.Sıromətnikov - Orqanizaçia proizvodstva brovix rabot na nefti –M: Nedra, Biznesçentr -1999
7. S.Ə.Vəzirov, Ə.S.İsayev - Bakı neft sənayesi – Bakı: - Elm -1998

INSTRUCTIONS FOR AUTHORS

1. "The Baku Engineering University Mechanical and Industrial engineering" accepts original unpublished articles and reviews in the research field of the author.
2. Articles are accepted in English.
3. File format should be compatible with **Microsoft Word** and must be sent to the electronic mail (journal@beu.edu.az) of the Journal. The submitted article should follow the following format:
 - Article title, author's name and surname
 - The name of workplace
 - Mail address
 - Abstract and key words
4. The title of the article should be in each of the three languages of the abstract and should be centred on the page and in bold capitals before each summary.
5. **The abstract** should be written in **9 point** type size, between **100** and **150** words. The abstract should be written in the language of the text and in two more languages given above. The abstracts of the article written in each of the three languages should correspond to one another. The keywords should be written in two more languages besides the language of the article and should be at least three words.
6. **.UDC** and **PACS** index should be used in the article.
7. The article must consist of the followings:
 - Introduction
 - Research method and research
 - Discussion of research method and its results
 - In case the reference is in Russian it must be given in the Latin alphabet with the original language shown in brackets.
8. **Figures, pictures, graphics and tables** must be of publishing quality and inside the text. Figures, pictures and graphics should be captioned underneath, tables should be captioned above.
9. **References** should be given in square brackets in the text and listed according to the order inside the text at the end of the article. In order to cite the same reference twice or more, the appropriate pages should be given while keeping the numerical order. For example: [7, p.15].

Information about each of the given references should be full, clear and accurate. The bibliographic description of the reference should be cited according to its type (monograph, textbook, scientific research paper and etc.) While citing to scientific research articles, materials of symposiums, conferences and other popular scientific events, the name of the article, lecture or paper should be given.

Samples:

- a) **Article:** Demukhamedova S.D., Aliyeva İ.N., Godjaye N.M.. *Spatial and electronic structure of monomer and dimeric complexes of carnosine with zinc*, Journal of structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
 - b) **Book:** Christie John Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, p.386-398, 2002
 - c) **Conference paper:** Sadychov F.S., Aydın C., Ahmedov A.İ.. Application of Information – Communication Technologies in Science and education. II International Conference. "Higher Twist Effects In Photon- Proton Collisions", Baki, 01-03 Noyabr, 2007, ss 384-391
- References should be in 9-point type size.
10. The margins sizes of the page: - Top 2.8 cm. bottom 2.8 cm. left 2.5 cm, right 2.5 cm. The article main text should be written in Palatino Linotype 11 point type size single-spaced. Paragraph spacing should be 6 point.
 11. The maximum number of pages for an article should not exceed 15 pages
 12. The decision to publish a given article is made through the following procedures:
 - The article is sent to at least to experts.
 - The article is sent back to the author to make amendments upon the recommendations of referees.
 - After author makes amendments upon the recommendations of referees the article can be sent for the publication by the Editorial Board of the journal.

YAZI VƏ NƏŞR QAYDALARI

1. "Journal of Baku Engineering University- Mexanika və sənaye mühəndisliyi" - əvvəllər nəşr olunmamış orijinal əsərləri və müəllifin tədqiqat sahəsi üzrə yazılmış icmal məqalələri qəbul edir.
 2. Məqalələr İngilis dilində qəbul edilir.
 3. Yazılar **Microsoft Word** yazı proqramında, (**journal@beu.edu.az**) ünvanına göndərməlidir. Göndərilən məqalələrdə aşağıdakılara nəzərə alınmalıdır:
 - Məqalənin başlığı, müəllifin adı, soyadı,
 - İş yeri,
 - Elektron ünvanı,
 - Xülasə və açar sözlər.
 4. **Məqalədə başlıq hər xülasədən əvvəl** ortada, qara və böyük hərflə xülasələrin yazıldığı hər üç dildə olmalıdır.
 5. **Xülasə** 100-150 söz aralığında olmaqla, 9 punto yazı tipi böyüklüyündə, məqalənin yazıldığı dildə və bundan əlavə yuxarıda göstərilən iki dildə olmalıdır. Məqalənin hər üç dildə yazılmış xülasəsi bir-birinin eyni olmalıdır. Açar sözlər uyğun xülasələrin sonunda onun yazıldığı dildə verilməklə ən azı üç sözdən ibarət olmalıdır.
 6. Məqalədə UOT və PACS kodları göstərməlidir.
 7. Məqalə aşağıdakılardan ibarət olmalıdır:
 - Giriş,
 - Tədqiqat metodu
 - Tədqiqat işinin müzakirəsi və onun nəticələri,
 - İstinad ədəbiyyatı rus dilində olduğu halda orijinal dili mötərzə içərisində göstərməklə yalnız Latın əlifbası ilə verilməlidir.
 8. **Şəkil, rəsm, grafik və cədvəllər** çapda düzgün, aydın çıxacaq vəziyyətdə və mətn içərisində olmalıdır. Şəkil, rəsm və grafiklərin yazıları onların altında yazılmalıdır. Cədvəllərdə başlıq cədvəlin üstündə yazılmalıdır.
 9. **Mənbələr** mətn içərisində kvadrat mötərizə daxilində göstərməklə məqalənin sonunda mətn daxilindəki sıra ilə düzülməlidir. Eyni mənbəyə iki və daha çox istinad edildikdə əvvəlki sıra sayı saxlanmaqla müvafiq səhifələr göstərməlidir. Məsələn: [7,səh.15].

Ədəbiyyat siyahısında verilən hər bir istinad haqqında məlumat tam və dəqiq olmalıdır. İstinad olunan mənbənin biblioqrafik təsviri onun növündən (monoqrafiya, dərslik, elmi məqalə və s.) asılı olaraq verilməlidir. Elmi məqalələrə, simpozium, konfrans, və digər nüfuzlu elmi tədbirlərin materiallarına və ya tezislərinə istinad edərkən məqalənin, məruzənin və ya tezisnin adı göstərməlidir.
- Nümunələr:**
- a) **Məqalə:** Demukhamedova S.D., Aliyeva İ.N., Godjayev N.M.. *Spatial and electronic structure of monomeric and dimeric complexes of carnosine with zinc*, Journal of structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
 - b) **Kitab:** Christie ohn Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, 2002
 - c) **Konfrans:** Sadychov F.S., Aydın C., Ahmedov A.İ.. Appligation of Information-Communication Technologies in Science and education. II International Conference. *"Higher Twist Effects In Photon- Proton Collisions"*, Bakı, 01-03 Noyabr, 2007, ss 384-391
- Mənbələr 9 punto yazı tipi böyüklüyündə olmalıdır.
10. **Səhifə ölçüləri:** üstdən 2.8 sm, altdan 2.8 sm, soldan 2.5 sm və sağdan 2.5 sm olmalıdır. Mətn 11 punto yazı tipi böyüklüyündə, **Palatino Linotype** yazı tipi ilə və tək simvol aralığında yazılmalıdır. Paraqraflar arasında 6 punto yazı tipi aralığında məsafə olmalıdır.
 11. Orijinal tədqiqat əsərlərinin tam mətni bir qayda olaraq 15 səhifədən artıq olmamalıdır.
 12. Məqalənin nəşrə təqdimi aşağıdakı qaydada aparılır:
 - Hər məqalə ən azı iki ekspertə göndərilir.
 - Ekspertlərin tövsiyələrini nəzərə almaq üçün məqalə müəllifə göndərilir.
 - Məqalə, ekspertlərin tənqidi qeydləri müəllif tərəfindən nəzərə alındıqdan sonra Jurnalın Redaksiya Heyəti tərəfindən çapa təqdim oluna bilər.

YAZIM KURALLARI

1. “Journal of Baku Engineering University- Makine ve endüstri mühendisliği” önceler yayımlanmamış orijinal çalışmaları ve yazarın kendi araştırma alanın-da yazılmış derleme makaleleri kabul etmektedir.
2. Makaleler İngilizce kabul edilir.
3. Makaleler Microsoft Word yazı programında, (**journal@beu.edu.az**) adresine gönderilmelidir. Gönderilen makalelerde şunlar dikkate alınmalıdır:
 - Makalenin başlığı, yazarın adı, soyadı,
 - İş yeri,
 - E-posta adresi,
 - Özet ve anahtar kelimeler.
4. **Özet** 100-150 kelime arasında olup 9 font büyüklüğünde, makalenin yazıldığı dilde ve yukarıda belirtilen iki dilde olmalıdır. Makalenin her üç dilde yazılmış özeti birbirinin aynı olmalıdır. Anahtar kelimeler uygun özeti sonunda onun yazıldığı dilde verilmekle en az üç sözcükten oluşmalıdır.
5. Makalede UOT ve PACS tipli kodlar gösterilmelidir.
6. Makale şunlardan oluşmalıdır:
 - Giriş,
 - Araştırma yöntemi
 - Araştırma
 - Tartışma ve sonuçlar,
 - İstinat Edebiyatı Rusça olduğu halde orijinal dili parantez içerisinde göstermekle yalnız Latin alfabesi ile verilmelidir.
7. **Şekil, Resim, Grafik ve Tablolar** baskıda düzgün çıkacak nitelikte ve metin içerisinde olmalıdır. Şekil, Resim ve grafiklerin yazıları onların alt kısmında yer almalıdır. Tablolarda ise başlık, tablonun üst kısmında bulunmalıdır.
8. **Kullanılan kaynaklar**, metin dâhilinde köşeli parantez içerisinde numaralandırılmalı, aynı sırayla metin sonunda gösterilmelidir. Aynı kaynaklara tekrar başvurulduğunda sıra muhafaza edilmelidir. Örneğin: [7,seh.15]. Referans verilen her bir kaynağın künyesi tam ve kesin olmalıdır. Referans gösterilen kaynağın türü de eserin türüne (monografi, derslik, ilmi makale vs.) uygun olarak verilmelidir. İlmî makalelere, sempozyum, ve konferanslara müracaat ederken makalenin, bildirinin veya bildiri özetlerinin adı da gösterilmelidir.

Örnekler:

- a) **Makale:** Demukhamedova S.D., Aliyeva İ.N., Godjayev N.M.. *Spatial and Electronic Structure of Monomeric and Dimeric Conapeetes of Carnosine Üith Zinc*, Journal of Structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
- b) **Kitap:** Christie ohn Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, p.386-398, 2002
- c) **Kongre:** Sadychov F.S., Aydın C., Ahmedov A.İ. Appligation of Information-Communication Technologies in Science and education. II International Conference. “*Higher Twist Effects In Photon- Proton Collisions*”, Baki, 01-03 Noyabr, 2007, ss 384-391

Kaynakların büyüklüğü 9 punto olmalıdır.

9. **Sayfa ölçüleri;** üst: 2.8 cm, alt: 2.8 cm, sol: 2.5 cm, sağ: 2.5 cm şeklinde olmalıdır. Metin 11 punto büyüklükte **Palatino Linotype** fontu ile ve tek aralıkta yazılmalıdır. Paragraflar arasında 6 puntoluk yazı mesafesinde olmalıdır.
10. Orijinal araştırma eserlerinin tam metni 15 sayfadan fazla olmamalıdır.
11. Makaleler dergi editör kurulunun kararı ile yayımlanır. Editörler makaleyi düzeltme için yazara geri gönderebilir.
12. Makalenin yayına sunuşu aşağıdaki şekilde yapılır:
 - Her makale en az iki uzmana gönderilir.
 - Uzmanların tavsiyelerini dikkate almak için makale yazara gönderilir.
 - Makale, uzmanların eleştirel notları yazar tarafından dikkate alındıktan sonra Derginin Yayın Kurulu tarafından yayına sunulabilir.
13. Azerbaycan dışından gönderilen ve yayımlanacak olan makaleler için,(derginin kendilerine gönderilmesi zamanı posta karşılığı) 30 ABD Doları veya karşılığı TL, T.C. Ziraat Bankası/Üsküdar-İstanbul 0403 0050 5917 No’lu hesaba yatırılmalı ve makbuzu üniversitemize faksılmalıdır.

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРОВ

1. «Journal of Baku Engineering University» - Механические и промышленного строительства публикует оригинальные, научные статьи из области исследования автора и ранее не опубликованные.
2. Статьи принимаются на английском языке.
3. Рукописи должны быть набраны согласно программы **Microsoft Word** и отправлены на электронный адрес (**journal@beu.edu.az**). Отправляемые статьи должны учитывать следующие правила:
 - Название статьи, имя и фамилия авторов
 - Место работы
 - Электронный адрес
 - Аннотация и ключевые слова
4. **Заглавие статьи** пишется для каждой аннотации заглавными буквами, жирными буквами и располагается по центру. Заглавие и аннотации должны быть представлены на трех языках.
5. **Аннотация**, написанная на языке представленной статьи, должна содержать 100-150 слов, набранных шрифтом 9 punto. Кроме того, представляются аннотации на двух других выше указанных языках, перевод которых соответствует содержанию оригинала. Ключевые слова должны быть представлены после каждой аннотации на его языке и содержать не менее 3-х слов.
6. В статье должны быть указаны коды UOT и PACS.
7. Представленные статьи должны содержать:
 - Введение
 - Метод исследования
 - Обсуждение результатов исследования и выводов.
 - Если ссылаются на работу на русском языке, тогда оригинальный язык указывается в скобках, а ссылка дается только на латинском алфавите.
8. **Рисунки, картинки, графики и таблицы** должны быть четко выполнены и размещены внутри статьи. Подписи к рисункам размещаются под рисунком, картинкой или графиком. Название таблицы пишется над таблицей.
9. **Ссылки** на источники даются в тексте цифрой в квадратных скобках и располагаются в конце статьи в порядке цитирования в тексте. Если на один и тот же источник ссылаются два и более раз, необходимо указать соответствующую страницу, сохраняя порядковый номер цитирования. Например: [7, стр.15]. Библиографическое описание ссылаемой литературы должно быть проведено с учетом типа источника (монография, учебник, научная статья и др.). При ссылке на научную статью, материалы симпозиума, конференции или других значимых научных мероприятий должны быть указаны название статьи, доклада или тезиса.

Например:

- a) **Статья:** Demukhamedova S.D., Aliyeva I.N., Godjayevev N.M. *Spatial and electronic structure of monomeric and dimeric complexes of carnosine with zinc*, Journal of Structural Chemistry, Vol.51, No.5, p.824-832, 2010
- b) **Книга:** Christie on Geankoplis. *Transport Processes and Separation Process Principles*. Fourth Edition, Prentice Hall, 2002
- c) **Конференция:** Sadychov F.S, Fydin C,Ahmedov A.I. Appligation of Information-Communication Nechnologies in Science and education. II International Conference. *"Higher Twist Effects In Photon-Proton Collision"*, Baki,01-03 Noyabr, 2007, ss.384-391

Список цитированной литературы набирается шрифтом 9 punto.

10. **Размеры страницы:** сверху 2.8 см, снизу 2.8 см, слева 2.5 и справа 2.5. Текст печатается шрифтом **Palatino Linotype**, размер шрифта 11 punto, интервал-одинарный. Параграфы должны быть разделены расстоянием, соответствующим интервалу 6 punto.
11. Полный объем оригинальной статьи, как правило, не должен превышать 15 страниц.
12. Представление статьи к печати производится в ниже указанном порядке:
 - Каждая статья посылается не менее двум экспертам.
 - Статья посылается автору для учета замечаний экспертов.
 - Статья, после того, как автор учел замечания экспертов, редакционной коллегией журнала может быть рекомендована к печати.