

GƏRGİNLİK BİRLƏŞMƏSİNİN SƏRTLİYİNİN TƏKMİLLƏŞDİRİLMƏSİ

Həmidov Namiq Raqif oğlu- t.e.n., baş müəllim, AzMİU, namikhamidov@gmail.com
Aslanov Zabit Yunus oğlu-t.e.n., prof., Azərbaycan Dövlət İqtisad Universiteti (UNEC),
aslanov.zabit@mail.ru

Xülasə. Sistemli yanaşmadan istifadə etməklə eksperimental tədqiqatlar aparılmışdır. Tədqiqatın nəticəsində bağlama şaftlarının sərtliyinin hesablanması təklif olunur. HM-500 mühərrikinin kran valının iş prinsipləri araşdırılmışdır. Yarış motosikllərinin 2 silindirli kran valının komponentləri və yığılması göstərilmişdir. Ötürücü çarxın şafta qayka ilə konsul birləşməsi və gərginlik birləşməsinin hesablama diaqramı verilmişdir. Dartma şaftının konstruksiya diaqramı və onun uzunluğu b boyunca əyilmə momentinin paylanması müəyyən edilmişdir.

Açar sözlər: sürtünmə, val, sıxma qüvvəsi, gərginlik, vint, əyilmə momenti

IMPROVING THE STIFFNESS OF THE TENSION JOINT

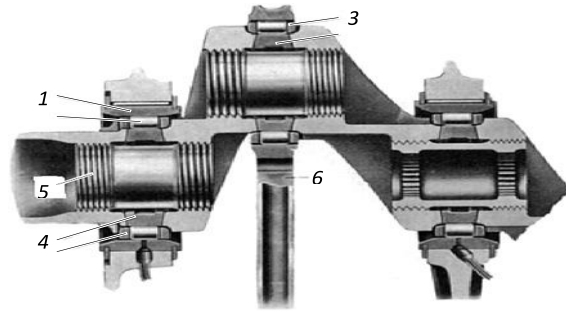
Hamidov Namiq Ragif – PhD in tech.sc., senior lecturer, AzUAC, namikhamidov@gmail.com
Aslanov Zabit Yunus – PhD in tech sc., prof., Azerbaijan State University of Economics,
aslanov.zabit@mail.ru

Abstract. An experimental study was conducted using a systematic approach. As a result of the research, it is proposed to calculate the stiffness of the fastening shafts. The operating principles of the HM-500 engine's crankshaft were investigated. Racing motorcycle 2-cylinder crankshaft components and assembly shown. The calculation diagram of the consul connection and tension connection of the gear wheel to the shaft nut is given. The construction diagram of the traction shaft and the distribution of the bending moment along its length b have been determined.

Keywords: friction, shaft, clamping force, tension, screw, bending moment

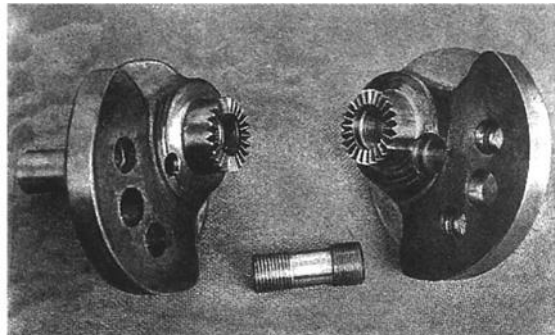
Introduction. Uzunluğu boyunca bir və ya daha çox bağlayıcıya malik olan, mərkəzi vida ilə bərkidilmiş və əyilmə anı ilə yüklənmiş içi boş bir mil adlandıracağıq. Gərginlik mili təkcə əyilmə anı ilə deyil, həm də fırlanma momenti ilə yüklənirsə, onun birləşmələrində son qapaqlar və ya əlcəklər verilir. Oxşar yivli birləşmələr pervane kollarının bərkidilməsi, turbomin rotorlarının bərkidilməsi [1], quyu generatorunun kompozit rotorunun hublarının bərkidilməsi [2] və digər hallarda istifadə olunur. Prokat dəyirmanlarının kompozit rulonları da gərginlik rulonları kimi hazırlanır. Sürtünmə itkilərinin azaldılması yarış avtomobili mühərrikinin birləşdirici çubuğunun və krank mexanizminin dizaynı üçün çox əhəmiyyətli bir tələbdir, çünki bu itkilər krank mili sürətinin artması ilə artır. İtkiləri azaltmağın ən təsirli üsulu dirsək şaftının əsas və birləşdirici çubuq jurnallarında rulmanlar əvəzinə yuvarlanan podşipniklərdən istifadə etməkdir. Bu halda, krank mili yığılmış vəziyyətdə edilməlidir.

Metodologiya. Əvvəlki müəlliflər kompozit krank mili hazırladı, onun hissələri diferensial sancaqlar tərəfindən eksenel olaraq bərkidilir və fırlanma anı birləşmələrdə üçbucaqlı uç şnurları ilə ötürülür. Çubuğun sağ və sol uclarında sap tiplərinin fərqliliyinə görə şaft hissələri onlara büküldükdə bir-birinə dartılır və spline birləşməsində gərginlik yaranır. Bu dizaynın valları (Şəkil 1) Almaniyanın "Aute-Union" və "Porsche 550" yarış avtomobillərinin mühərriklərində, yüngül alman təyyarələrində (Hirth HM 500 təyyarə mühərrikindən istifadə olunan təlim təyyarələrində quraşdırılmışdır) istifadə olunur. (Şəkil 2). Bir qısqaq bağlantısı kimi təsnif edilə bilən maşınqayırmada istifadə olunan bir mil ilə bir spiral dişlinin birləşmələrindən birinin rəsmi Şəkil 1-də göstərilmişdir.

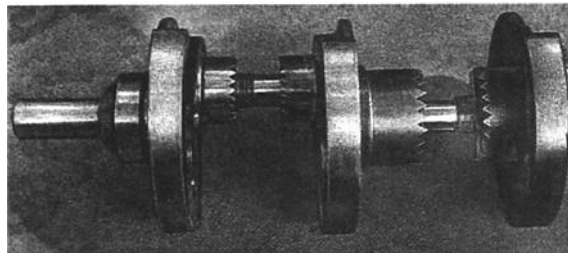


Şəkil 1. HM 500 mühərrikinin krank valının uzununa kəşiməsi:

1 və 2 - əsas jurnal yatağının xarici halqası və rulonu; 3 — podşipnik ayırıcı; 4 — yatağın daxili halqası; 5 — diferensial saplı şpal; 6 - birləşdirici çubuq



a)



Şəkil. 2. Vostok-S360 yarış motosikletinin iki silindrlı mühərrikinin krank valının komponentləri (a) və yığılması (b)

3. Qoşulma zamanı fırlanma momenti qısa şprislər vasitəsilə ötürülür və təkərin ox üzrə bərkidilməsi (uca əsasən) onun ucunu şaftın çiyinə [3] dayamaqla, şaftın açılmaması ilə həyata keçirilir. bu yerdə birləşmə yivli birləşmənin bərkidici qüvvəsi ilə təmin edilir. Şəkildə göstərilən əlaqələr. 1-3, birləşmə açılmadıqda işləyir, yəni birləşmədəki minimum təzyiq ən azı 1-2 MPa [4] və birləşmədəki bucaq təması deformasiyasının ümumi əyilmə bucağının olduğu bir dəyər var milin əyilməsinin nəzərə alınması) vallarda yerləşən hissələrin əyilmə bucağının $\square$ icazə verilən maksimum qiymətini [5] aşmır.

Yekun fikirlər. Bir qayda olaraq, təmas səthlərinin icazə verilən meyl bucağı üçün aşağıdakı dəyərlər qəbul edilir: dişlərin uzunluğu boyunca yük konsentrasiyasının məhdudlaşdırılması şərtindən təkər dişlərinin birləşdirilməsində - 0,001 rad; cütləşən bilyalı podşipnikdə - podşipnik halqaların düzgün düzülməməsi nəticəsində topların sıxılmaması zamanı val - 8" (0,0024 rad); rulman və silindrik silindirlərlə birlikdə - silindirlərin uzunluğu boyunca təzyiqin vahid paylanması vəziyyətindən bir mil - 4" (0,0012 rad). Buna görə də, ümumi halda, gərginlik birləşməsinin cütləşən son səthlərinin əyilmə bucağı məqbul hesab edilə bilər $[\square] = 0,001-0,002$ rad. Son vaxtlara qədər gərginlik bağlantısının parametrləri sınaq və səhv yolu ilə müəyyən edilirdi, çünki əlaqənin sərtliyini hesablamaq üçün heç bir üsul yox idi. Aşağıda belə bir metod təklif edirik, onun tətbiqi eksperimental olaraq yoxlanılır. Aşağıdakı gərginlik birləşməsinin konstruktiv diaqramını (şəkil 4)

nəzərdən keçirək: həlqəvi flanş mərkəzi boltla (boltun hamar hissəsinin uzunluğu 10, yivli deformasiya olunan hissəsi 11) əsası ilə bərkidilir (şəkil 4). sıxma qüvvəsi F_{zat} və çevrilmə momenti M ilə yüklənir. İşə [5] əsasən, düsturdan istifadə etməklə dartma birləşməsində əyilmə bucağı təxmin edilə bilər

$$\Delta = k \Delta M / I. \quad (1)$$

Burada k - birləşmənin normal təmas uyğunluğu əmsalıdır, mm^3/N , ədədi olaraq təmas yaxınlığının birləşmədəki təzyiqdən asılılığının qrafikinə toxunan bucağın tangensinə bərabərdir p_0 = boltun sıxma qüvvəsinin yaratdığı p_{zat} :

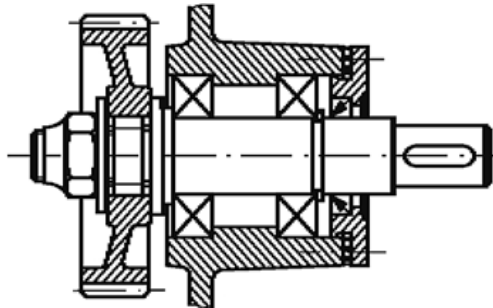
$$k = 0,5 R a c_0^* / (E^* p_0)^{0,5}; \quad (2)$$

Δ — miqyas faktoru (ətraflı məlumat üçün bax [5]);

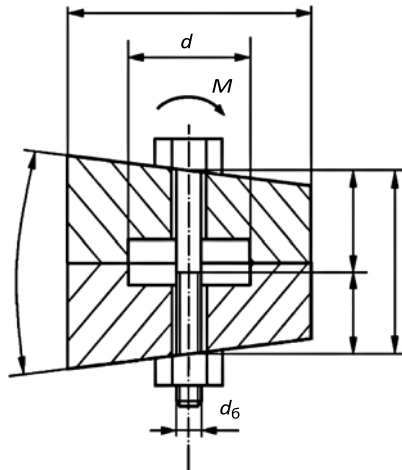
$I = \Delta (D^4 - d^4) / 64$ - birləşmənin ətalət anı;

D və d - kontaktın xarici və daxili diametrləri səthlər.

Formula (2) daxildir: $R a = (R a^2 + R a^2)^{0,5}$ — cütləşən səthlərin filesi;



Şəkil 3. Ötürücü çarxın şafta qayka ilə konsol bərkidilməsi [2]



Şəkil 4. Gərginlik birləşməsinin hesablamada diaqramı [3]

$c_0^* = 263$ mikro nizamsızlıqların nisbi mövqeyini nəzərə alan əmsal;

E^* - — azaldılmış elastiklik modulu, əlaqədən müəyyən edilir:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$$

burada E_1 və E_2 — cütləşən hissələrin materiallarının elastik modulları;

μ_1 və μ_2 - onların Puasson nisbətləridir.

Boltun sıxma qüvvəsi F_{s1x} tərəfindən yaradılan birləşmədəki P_{s1x} təzyiqi belədir:

$$P_{s1x} = 4F_{3aT}/[\pi(D_2 - d_2)]. \quad (3)$$

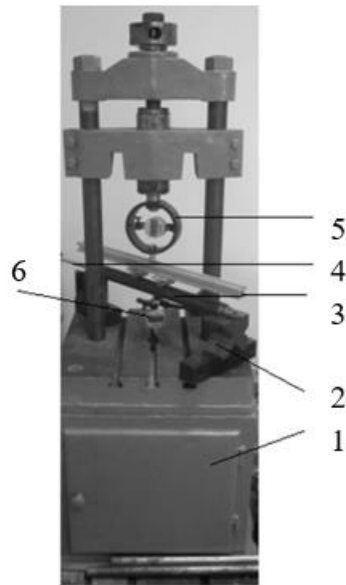
Boltun sıxma qüvvəsi T_{s1x} momenti ilə müəyyən edilir qaykanın bərkidilməsi:

$$F_{s1x} = T_{3aB}/[\operatorname{tg}(\alpha' + \alpha)d_2/2 + f_T d_T/2], \quad (4)$$

burada $\alpha' = \arctg(f_p/\cos 30^\circ)$ sapda azaldılmış sürtünmə bucağıdır (f_p sapda sürtünmə əmsalıdır);

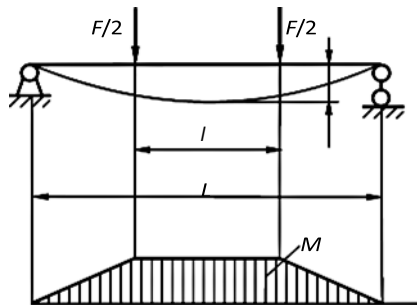
$\alpha = \arctg[P/(\alpha d_2)]$ - ipin onun boyunca bucağı orta diametri (P - sapı mag; d_2 - orta sap diametri); f_T —qayın ucunda sürtünmə əmsalı; d_t künc ucunun orta diametridir.

Bağlantı yalnız bir çevrilmə anı ilə deyil, həm də yırtılma qüvvəsi ilə yüklənir.



Şəkil 5. Eksperimental quraşdırma:

1 - pres çərçivəsi; 2 - prizma; 3 - birləşdirici şaftı; 4 - sançaq;
5 — halqa tipli dinamometr; 6 — yığıcı göstəricisi [5]



Şəkil 6. Dartma şaftının konstruksiya diaqramı və onun uzunluğu boyunca əyilmə momentinin paylanması [5]

F_{tr} , onda birləşmənin təmas sərtliyi və içindəki əyilmə bucağı təzyiqlə müəyyən ediləcəkdir.

$$p_0 = p_{xərc} - (1 - \alpha F)F_{tr}/A, \quad (5)$$

burada əsas yükün qoparma qüvvəsindən əmsalıdır:

$$\alpha F = \frac{\lambda_k + \lambda_d}{\lambda_k + \lambda_d + \lambda_b}$$

Bolt mərkəzdə yerləşdiyindən valları boltla bərkidərkən çevrilmə anından əsas yükün əmsalı $\square F = 0$. (6) düsturunda.

$$\square_K = k\square/A, \quad \square_b = L/(E_1A) \quad \text{və} \quad \square_b = [(0,5d_b + l_0)/(\square d_b) + (0,5d_b + l_1)/(\square d_3)]4/E_1$$

müvafiq olaraq əlaqə birləşməsinin uyğunluğu, bərkidilmiş hissələr və bir bolt, yəni tək bir yükün təsiri altında hündürlüyündə ölçülərinin dəyişməsi. Burada d_6 və $d_3 = d_6 - 1,227P$ boltun yivlərinin xarici və daxili diametrləri burada P yiv seyrbazıdır.

Bu halda, bolta əlavə yük F_b , birləşmədəki təzyiqin minimum p_{mih} və maksimum p_{max} , boltda hərəkət edən itələmə qüvvəsi F_p və boltda gərginlik σ_b olacaq:

$$1. F_b = \chi_F F \quad (7)$$

$$2. p_{mih} = p_{zat} - \frac{(1-\chi_F)F}{A} - \frac{M}{W} \quad (8)$$

$$3. p_{max} = p_{xarc} - \frac{(1-\chi_F)F}{A} + \frac{M}{W} \quad (9)$$

$$4. F_r = 1.3F_{xarc} + F_b \quad (10)$$

$$5. \sigma_b = \frac{41P}{\pi d_3^2} \quad (11)$$

burada $W = \square(D^3 - d^3)/32$ birləşmənin təmas səthinin neytral oxuna nisbətən müqavimət momentidir.

Müzakirə. Birləşmənin açılmamasını təmin etmək üçün $p_{mih} > 1,2 \text{ MPa}$ şərtini yerinə yetirmək lazımdır. Sıxılan hissələrin möhkəmliyini təmin etmək üçün birləşmədə maksimum təzyiq p_{max} -ın bərkidilən hissələrin materialının axma gücündən az olması lazımdır.

Dartma birləşməsinin əyilmə bucağının (1)–(4) düsturlarına əsasən hesablamaların etibarlılığının eksperimental yoxlanılması 1-ci cərgivədə əl ilə vint presdən ibarət eksperimental qurğuda (şək. 5) aparılmışdır. Bunlardan iki prizma 2 diaqonal olaraq L məsafəsində bir-birindən aralı olaraq quraşdırılıb, gərmə mili 3 üçün dayaq rolunu oynayır. Çəkici mili xarici D və daxili d diametrlili iki borudan ibarət olub, uclarına sancaq bərkidilmiş qayka 4 ilə bərkidilmişdir. Boruların son səthləri TR220 profilometri ilə idarə olunan müəyyən bir pürüzlülük parametri $R_{a1} = R_{a2}$ ilə işlənmişdir.

Bağlayıcı qaykaların T sıxma anı fırlanma anı açarı ilə təmin edilmişdir. Press, içərisinə quraşdırılmış siferblat göstəricisi olan bir halqa dinamometri 5 tərəfindən idarə olunan F qüvvəsini yaratdı.

Dartma şaftının iki nöqtəsində bir-birindən l məsafəsi ilə ayrılmış və gərginlik şaftının simmetriya oxuna nisbətən simmetrik məsafədə yerləşən iki $F/2$ qüvvəsi tətbiq edilmişdir.

Şaftın ortasında J əyilmə 6 saat tipli göstərici ilə ölçüldü. Çəkici valın dizayn diaqramı Şəkilə 6 göstərilmişdir.

Sınaq zamanı çəkici val parametrləri idi: $L = 450 \text{ mm}$, $l = 100 \text{ mm}$, $D = 40 \text{ mm}$, $d = 27 \text{ mm}$, $R_{a1} = R_{a2} = 0,0056 \text{ mm}$. Təcrübə üç mərhələdə aparılıb. Birinci mərhələdə gərginlik valın yerinə möhkəm bir boru yükləndi. Birləşmələrin sayı bu halda 0-a bərabər idi.

İkinci mərhələdə, mərkəzində yerləşən bir birləşmə ilə gərginlik mili yükləndi. Üçüncü mərhələdə, sınaq zamanı kobudluq parametrlərinin R_a -nın ikiqat artırılmasını simulyasiya etmək üçün, şaft seqmentləri arasında mərkəzdə son səthlərinin eyni pürüzlülük parametrlərinə malik bir yuyucu quraşdırılmışdır. Bu, iki birləşmə ilə bir gərginlik şaftının sınaqdan keçirildiyini düşünməyə imkan verdi. Eksperimental olaraq əldə edilmiş əyilmə dəyərləri düsturdan istifadə edərək hesablama nəticələri ilə müqayisə edilmişdir

$$f = F[(L/2)^3 - (l/2)^3]/(6E_1I) + k\varepsilon Mn/I, \quad (12)$$

burada n gərginlik valının birləşmələrinin sayıdır.

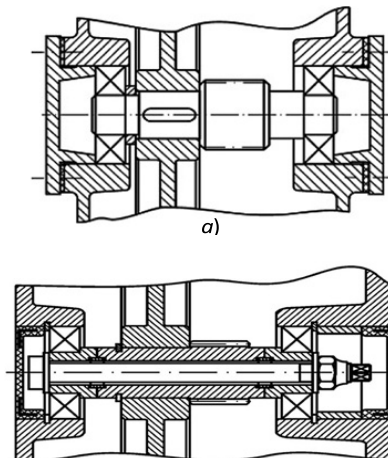
(12) düsturunda birinci termin birləşməyə malik olmayan valın əyilməsini, ikincisi - mövcudluğundan yaranan əyilməni qiymətləndirir. Qaykanın sıxma qüvvəsi aşağıdakı parametrlərlə müəyyən edilmişdir: $d_b = 12 \text{ mm}$, $P = 1,75 \text{ mm}$, $d_2 = 10,56 \text{ mm}$, $d_T = 14,25 \text{ mm}$, $f_p = f_T = 0,15$.

Test və hesablama nəticələri cədvəldə ümumiləşdirilmişdir. 1. Onların təhlili qeyd etməyə imkan verir ki, gərginlik valın əyilməsinin hesablanmış dəyərləri qaykanın müxtəlif vidalanma momentlərində və birləşmənin pürüzlülüyünün müxtəlif parametrlərində eksperimental olaraq alınan qiymətlərdən ümumiyyətlə 10% -dən çox deyil, bu da dartma valın sərtliyini qiymətləndirmək üçün (1)–(4) düsturlarından istifadə etmək imkanı yaradır.

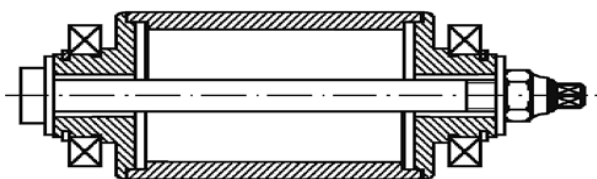
Gərginlik valının dizaynı üçün bəzi mümkün variantları nəzərdən keçirək və onların hesablanmasına bir nümunə verək.

Əksər standart sürət qutularında şaft oxları boyunca birləşdirici (şəkil 7, a) var. Bağlayıcı dişliləri və rulmanları şanzıman qutusunda kənarda vallarla yığmağa imkan verir, lakin sürət qutusunun qapağını korpusa birləşdirmək üçün dizaynda elektrik boltlar ilə bərkidilmiş kütləvi flanşları təmin etmək lazımdır. Ötürücü qutunun korpus hissələrinin çəkisini siz onun ara vallarını mufta valları kimi düzəltməklə azalda bilərsiniz (şək. 7, b) və qutunun yuxarı hissəsindəki dəlikdən istifadə edərək sürət qutusunu yığa bilərsiniz.

Nəticəni necə əldə etmək olar	F = 400 N-də əyilmə, μm və gərginlik valının birləşmələrinin sayı				
	0	1	2		
	Qaykanın sıxma anı T_{zav} , N•m				
	0	25	32	16	32
Hesablama	40	70	67	164*	97
Təcrübə	36	75	70	133*	104
* F = 200 N-də (birgə açılışla məhdudlaşdırılan qüvvə)					



Şəkil 7. Val oxları boyunca sürət qutusu birləşdiricisinin mövcudluğu (a) və olmaması (b) (çəkmə mili) halında sürət qutusunun ara valının variantları



Şəkil 8. Lent konveyerinin gərmə barabanının gərginlik quruluşu

Əvvəllər [6]-da lentli konveyerin gərginlik tamburu üçün (şək. 8) bərkidici konstruksiya təklif edilmişdi ki, bu konveyer üzərində podşipniklər quraşdırılmış iki daşıyıcı qalxandan və mufta boltu ilə montaj zamanı bərkidilmiş borudan ibarətdir. Tamburun istehsalında (qaynaqsız) yalnız döngənin istifadəsi gərginlik tamburunu yığarkən rulman oturmaqlarının dizaynında heç bir təhrif olmayacağını gözləməyə imkan verir.

Misal Cədvəl 1-12-ci sətirlərində verilmiş parametrlərdən istifadə edərək hesablayın. 2, yivli birləşmələr üçün üç variant: 1) bir spiral dişlinin mil ilə birləşdirilməsi (bax. Şəkil 3); 2) spiral dişli reduktorun ara mili (bax. Şəkil 7, b); 3) lent konveyerinin gərginlik tamburu (bax şək. 8). Boltların və onların bərkiddiyi hissələrin materialı poladdır ($E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa). Tzav-ı hesablayarkən, yiv və sonun olduğunu güman edirik qayka yağlanır, buna görə də (4) düsturundan istifadə edərək hesablayarkən $f_p = f_t = 0.1$ qəbul edirik.

Hesablama nəticələri 13-21-ci sətirlərdə təqdim olunur cədvəl 2.

Variant üzrə hesablamaların nəticələri						Cədvəl 2	
Sifariş nömrəsi	Parametr	1 (bax Şəkil 3)		2 (bax Şəkil 7, b)		3 (bax Şəkil 8)	
1	M, N•m	200		400		280	
2	F, H	1500		1000		0	
3	D, mm	70		60		355	
4	d, mm	50		30		335	
5	Ra1 = Ra2, mkm	2,5		1,6		3,2	
6	A, mm ²	1,88•10 ³		2,12•10 ³		10,84•10 ³	
7	L, mm	25		800		800	
8	d _ç , mm	36		20		24	
9	P, mm	4		2,5		3	
10	l ₀ , mm	20*		780		780	
11	l ₁ , mm	7		20		20	
12	F _{xərc} , N	20 000	60 000	50 000	60 000	20 000	40 000
13	P _{xərc} , MPa	10,6	31,8	23,53	28,3	1,8	3,7
14	□	1,60	1,36	1,11	1,10	3,84	3,42
15	k, mm ³ /N	0,00043	0,00024	0,00018	0,00016	0,00129	0,00091
16	□F	0,362	0,242	0,034	0,027	0,034	0,027
17	□, rad	0,000156	0,000076	0,000012	0,000008	0,000012	0,000008
18	p _{mih} , MPa	2,2	23,3	1,4	3,3	1,4	3,3
19	p _{max} , MPa	18,0	39,1	2,3	4,1	2,3	4,1
20	□ _B , MPa	35	103	80	160	80	160
21	Tzav, N•m	92	275	65	129	65	129

Yarış nəticələrinin təhlili göstərdi:

1) qozun bərkidici qüvvəsinin artması ilə bərkidilən hissələrin birləşməsində əyilmə bucağı azalır;

2) bərkidilən hissələrin birləşməsinin kifayət qədər sərtliyini (yəni onun əyilmə bucağı icazə verildəndən çox olmamaq üçün) və birləşmənin açılmamasını (yəni p_{mih} > 1-2 MPa şərtini yerinə yetirmək) təmin etmək. , boltu (1) j(11) düsturlarından istifadə etməklə hesablama yolu ilə əldə edilən qüvvə ilə sıxmaq lazımdır və belə birləşmələrin montaj təsvirlərinin texniki tələblərində qaykanın vidalanmasının fırlanma momenti T göstərilməlidir;

3) bağlayıcı boltun materialı boltla yaranan gərginlikdən □_B az olmayan axma gücünə malik olmalıdır;

4) bu parametrlərin müxtəlif dəyərləri üçün (1) və (11) düsturlarından istifadə edərək bir neçə dəfə aparılan hesablamaların nəticələrini müqayisə etsək, gərginlik bağlantısının dizayn parametrlərinin dəyərlərini optimallaşdırmaq mümkündür.

Nəticələr. Bir mərkəzi bolt ilə bərkidilmiş, birləşməyə perpendikulyar bir müstəvidə tətbiq olunan qüvvə və momentlə yüklənmiş yivli birləşmənin hesablanması üçün bir üsul təklif olunur. Hesablama nəticələri eksperimental nəticələrlə müqayisə edilərək təsdiq edilmişdir. Belə bir metodun olması, bərkidilən hissələrin birləşməsinin kifayət qədər sərtliyi və birləşmənin açılmamasını təmin edən şərtlər əsasında gərginlik bağlantısının dizayn parametrləri üçün dəyərlər təyin etməyə imkan verir. Şaftın konsol ucunda təkər bərkidilməsinin yivli birləşməsini hesablamaq və qaykanın bərkidici qüvvəsini əsaslı şəkildə təyin etmək mümkün olmuşdur.

İstinadlar

- 1.Ivanov, A.S., & Murkin, S.V. (2015). Расчёт и проектирование резьбовых соединений приводов. Москва: Инновационное машиностроение.
- 2.Aslanov, Z.Y. (2013). Maşınqayırma məhsullarının keyfiyyətinin idarə edilməsi metodları (Monoqrafiya). Bakı: Elm.
- 3.Aslanov, Z. Y. (2017). Ölçmə və nəzarətin üsul və vasitələri (Dərslik). Vektor Beynəlxalq Elmlər Akademiyası.
- 4.Aslanov, Z.Y. (2021). Особенности системного управления качеством на машиностроительном предприятии. Bakı: Təhsil nəşriyyatı.
- 5.ЗАО «Петербургский Машиностроительный завод». (n.d.). Retrieved from <http://www.mashzavod.su/>

References

1. Ivanov, A. S., & Murkin, S. V. (2015). Calculation and Design of Threaded Drive Connections. Moscow: Innovative Mechanical Engineering.
2. Aslanov, Z. Y. (2013). Methods for Quality Management of Mechanical Engineering Products (Monograph). Baku: Elm.
3. Aslanov, Z. Y. (2017). Methods and Tools for Measurement and Control (Textbook). Vektor International Academy of Sciences.
4. Aslanov, Z. Y. (2021). Features of Systemic Quality Management in a Mechanical Engineering Enterprise. Baku: Təhsil Publishing House.
5. ZAO "Petersburg Machine-Building Plant". (n.d.). Retrieved from <http://www.mashzavod.su/>

Məqaləyə istinad: Həmidov, N. R., Aslanov Z.Y. (2025). Gərginlik birləşməsinin sərtliyinin təkmilləşdirilməsi. Elmi Əsərlər/Scientific Works, AzMIU, 1, 117–124

For citation: Hamidov, N. R., Aslanov Z.Y. (2025). Improving the stiffness of the tension joint. Elmi Əsərlər/Scientific Works, AzUAC, 1, 117–124

Redaksiyaya daxil olma/Received 11.09.2024

Çapa qəbul olunma/Accepted for publication 11.11.2024