DOI: 10.65322/j.srd.05192026.109

UDK 621.85.052.4:534.1

TISHLI TASMALI UZATMADA BOSHLANG‘ICH TARANGLIKNI TASMA TARMOQLARINING REZONANS TEBRANISHLARIDAN SAQLANISH SHARTI BO‘YICHA TANLASH

Djurayev A.D., *t.f.d., professor,*
E-mail: anvardjuraev@gmail.com
Toshkent to‘qimachilik va yengil sanoat institute,
Abduvaxobov D.A., *t.f.d., dotsent,*
E-mail: d.a.abduvahobov@gmail.com,
Namangan davlat texnika universiteti,
Sarimsakova S.R., *tayanch doktorant,*
Namangan davlat texnika universiteti

Annotatsiya. *Tishli tasmali uzatma tarmoqlari harakatlanuvchi tor sifatida modellashtirilib, boshlang‘ich taranglikka bog‘liq xususiy chastotalar va kritik tarangliklar aniqlanadi. 1,5 kVt, 1450 ayl/min va $z_1 = 32$ bo‘lgan shartli misolda ilashish chastotasi 773,3 Hz. 250–340 N oralig‘i yuqori modalarni ham tekshirganda rezonansdan xoli emasligi ko‘rsatildi. Analitik yechim chekli ayirmalar modeli bilan solishtirildi; parametrlar sezgirligi va so‘ndirishga bog‘liq amplituda baholandi. Natijalar aniq tasma uchun tasdiqlangan tavsiya emas, dastlabki loyihaviy tekshiruvdir.*

Аннотация. *Ветви зубчатого ремня моделируются аксиально движущейся струной. Для условного привода мощностью 1,5 кВт при 1450 мин$^{-1}$ и $z_1 = 32$ частота зацепления равна 773,3 Гц. Показано, что диапазон 250–340 Н не исключает резонансы высших мод. Аналитическое решение сопоставлено с конечно-разностной моделью; оценены чувствительность параметров и амплитудный коэффициент при заданном демпфировании. Результаты предназначены для предварительной проверки и не являются подтверждённой рекомендацией для конкретного ремня.*

Abstract. *Timing belt spans are modelled as axially moving strings. For an illustrative 1.5 kW drive at 1450 min^{-1} with $z_1 = 32$, the meshing frequency is 773.3 Hz. The 250–340 N range is shown to contain higher-mode resonances. The analytical solution is compared with a finite-difference model, and parameter sensitivity and damping-dependent amplification are assessed. The results support preliminary screening rather than a validated installation-tension recommendation for a specific belt.*

Kalit so‘zlar: *tishli tasmali uzatma; boshlang‘ich taranglik; tasma tarmog‘i; ko‘ndalang tebranish; xususiy chastota; ilashish chastotasi; rezonans.*

Ключевые слова: *зубчато-ременная передача; начальное натяжение; ветвь ремня; поперечные колебания; собственная частота; частота пересопряжения; резонанс.*

Keywords: *timing belt drive; installation tension; belt span; transverse vibration; natural frequency; meshing frequency; resonance.*

Kirish. Tishli tasmali uzatmada kam taranglik tish sakrashiga, ortiqcha taranglik esa kord, val va podshipniklarning yuklanishiga sabab bo‘lishi mumkin. ISO 5296:2012 [1] tasma geometriyasiga oid tarixiy manba bo‘lib, bekor qilingan; u rezonans xavfsizligi mezonini belgilamaydi. Uzatma quvvati va markazlararo masofa hisobi tasma turiga mos katalog hamda tegishli standart asosida tekshirilishi kerak.

Tasmalar tebranishlari Abrate [2], harakatlanuvchi kontinuumlar nazariyasi Wickert va Mote [3] ishlarida yoritilgan. Tarmoq modeli [4], dempfirlanuvchi ko‘p jismli modellar [5–7], dinamik yuklanish [8], burchak aniqligi [9] hamda elastik elementlar bikrligi [10] bo‘yicha

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.109

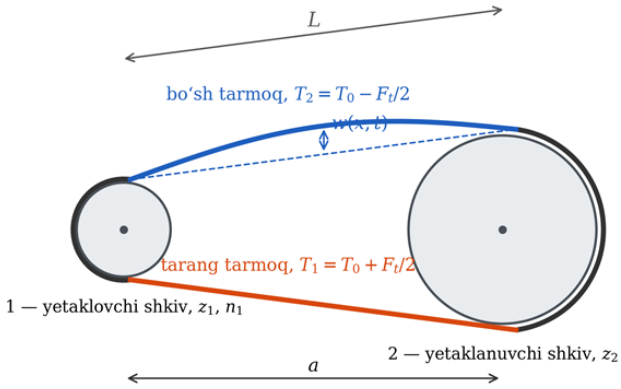
tadqiqotlar mavjud. Ushbu maqola ma'lum tor nazariyasini yangi nazariya sifatida taqdim etmaydi.

Ishning hissasi – ikki tarmoq uchun kritik tarangliklar xaritasini tuzish, uni parametrlar noaniqligi va amplituda tekshiruvi bilan birlashtirishdir. Maqsad boshlang‘ich taranglikni faqat musbatlik sharti bilan tanlashning cheklanganligini ko‘rsatishdir.

Materiallar va usullar

2.1. Hisob sxemasi va farazlar

Ikki shkivli ochiq uzatma olinadi (1-rasm). Tarmoq uzunligi L, tezligi v, chiziqli massasi q. Bir jinsli tor, kichik ko‘ndalang siljish va o‘zgarmas taranglik faraz qilinadi. Asosiy qo‘zg‘atish – tishlarning ilashish chastotasi. Egilish bikrligi EI bazaviy modelda nol; so‘ndirish amplituda tekshiruvida alohida kiritiladi.



1-rasm. Tishli tasmali uzatmaning hisob sxemasi: tarang va bo‘sh tarmoqlar, L – tarmoq uzunligi, $w(x,t)$ – ko‘ndalang ko‘chish

2.2. Tarmoqlardagi tarangliklar

Uzatiladigan aylanma kuch:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1}, \qquad M_1 = 9550\,\frac{P}{n_1}, \tag{1}$$

bu yerda P – kVt, M_1 – N·m, d_1 – m; geometrik misolda $d_1 = mz_1$, m = 2 mm. Qadam $p = \pi m$ = 6,283 mm bo‘lib, misol aniq katalog tasmasiga tenglashtirilmagan.

Tinch holatdagi har bir tarmoq tarangligi T_0 bo‘lsin. Tezlikdagi markazdan qochma qo‘shimcha taranglik Fc hisobga olinsa:

$$T_1 = T_0 + F_t/2 + F_c; \quad T_2 = T_0 - F_t/2 + F_c. \tag{2}$$

$T_2 > 0$ zarur shartdir; barqaror tor modeli uchun $T_2 > qv^2$, ya’ni $T_0 > F_t/2$ talab qilinadi. Bu shart tish sakramasligi yoki mustahkamlikni kafolatlamaydi.

Tasmaning chiziqli tezligi va markazdan qochma kuch:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \qquad F_c = q\,v^2, \tag{3}$$

q – tasma uzunlik birligi massasi. Tj – harakatdagi jami taranglik; (5) dagi qv^2 uning inersion tuzatmasi bo‘lib, ikkinchi marta qo‘shiladigan kuch emas.

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.109

Tarmoq uzunligi:

$$L = \sqrt{a^2 - \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2}. \quad (4)$$

2.3. Tarmoqlarning xususiy chastotalari

Ikki uchi siljimas tarmoq uchun [3], $c_j = \sqrt{(T_j/q)}$ va $v < c_j$ bo‘lganda:

$$f_{i,j} = \frac{i}{2L}\sqrt{\frac{T_j}{q}}\left(1 - \frac{q\,v^2}{T_j}\right), \qquad i = 1,2,3,\ldots \quad (5)$$

(5) ideal torning barcha i = 1, 2, … modalari uchun ishlaydi. EI ≠ 0 bo‘lganda $\beta_i = EI(i\pi/L)^2/(T_j - qv^2)$ kichik bo‘lishi kerak; $\beta_i \le 0{,}10$ faqat bikrlik tuzatmasining taxminan 5% darajasidagi muhandislik tekshiruvidir.

2.4. Rezonans sharti va kritik tarangliklar

Tishlarning ilashish chastotasi:

$$f_z = \frac{z_1 n_1}{60}. \quad (6)$$

Rezonans $fz = kf_{1,j}$ da yuz beradi. v^2/c_j^2 kichik bo‘lganda tarmoqning kritik jami tarangligi:

$$T_{kr,k} \approx 4\,q\,L^2\left(\frac{f_z}{k}\right)^2. \quad (7)$$

(2) dan kritik boshlang‘ich tarangliklar quyidagicha olinadi:

$$T_{0,kr(1)} = T_{kr,k} - F_t/2 - F_c; \quad T_{0,kr(2)} = T_{kr,k} + F_t/2 - F_c. \quad (8)$$

Hisobda (5) tenglama tezlik tuzatmasi bilan yechildi. $k \le 6$ fizik chegara emas. 170–600 N oralig‘ida $f_{1,min} \approx 31{,}2$ Hz bo‘lgani uchun fz bilan kesishuvchi $k \le 24$ modalar tekshirildi. ±5% ajralish faqat boshlang‘ich skrining mezoni; yakuniy xavfsizlik amplituda bilan baholanadi.

2.5. Hisob misoli

Hisob shartli parametrlar bilan bajarildi (1-jadval). q = 0,06 kg/m tajriba yoki katalog qiymati emas. Tasma markasi, eni b, kord/elastomer materiali va EI berilmagan; ularning haqiqiy qiymatlarini aniqlash uchun mahsulot pasporti yoki o‘lchov talab etiladi. Shuning uchun 250–340 N ni aniq mahsulotga o‘rnatish tavsiyasi deb qo‘llash mumkin emas.

1-jadval

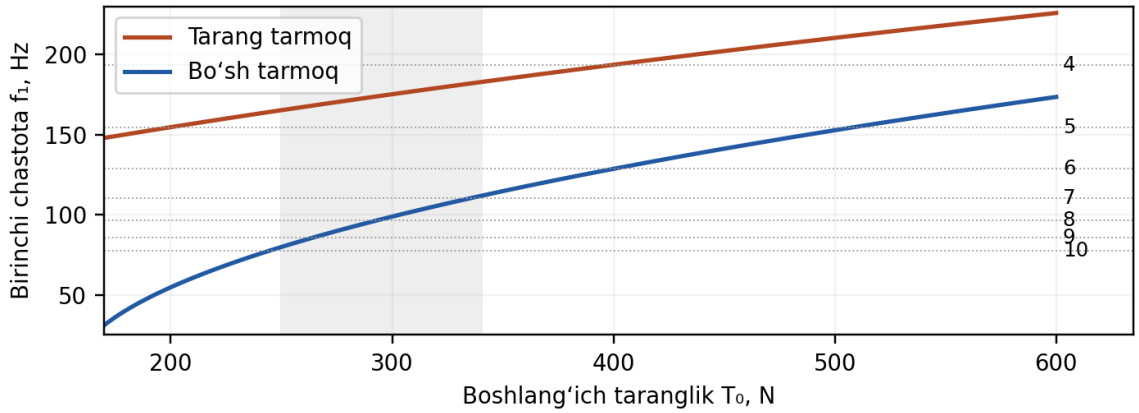
Uzatma parametrlari

Parametr	Belgisi	Qiymati
Uzatiladigan quvvat	P	1,5 kVt
Yetaklovchi shkiv aylanish chastotasi	n_1	1450 ayl/min
Modul	m	2 mm
Shkivlar tishlari soni	z_1 / z_2	32 / 64
Shkivlar bo‘luvchi diametrlari	d_1 / d_2	64 / 128 mm
O‘qlararo masofa	a	250 mm
Tasma 1 m uzunligi massasi	q	0,06 kg/m, shartli
Boshlang‘ich taranglik	T_0	170–600 N

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.109

(1)–(6) bo‘yicha: M_1 = 9,88 N·m; F_t = 308,73 N; v = 4,86 m/s; Fc = 1,42 N; L = 247,94 mm; fz = 773,33 Hz. Qamrov burchagi 165,3°, ilashuvchi tishlar soni taxminan 14,7. Fc ning (2) ga kiritilishi markazdan qochma tuzatmasiz kritik qiymatlarni taxminan 1,42 N ga aniqlashtiradi.

Natijalar. 2-rasmda ikkala tarmoqning birinchi xususiy chastotasi va fz/k sathlari berilgan. Kesishishlar rezonansga mos; yuqori tartibli kesishishlar ham hisobga olingan.



2-rasm. Xususiy chastotalar va fz/k sathlari. Soyali 250–340 N – tekshirilayotgan oraliq; u xavfsiz soha emas

T_0 200 dan 500 N gacha oshganda tarang tarmoq chastotasi 154,67 dan 210,37 Hz gacha, bo‘sh tarmoqniki 54,77 dan 152,74 Hz gacha ortadi. Bo‘sh tarmoq taranglikka ko‘proq sezgir (2-jadval).

2-jadval

Tarangliklar, birinchi xususiy chastotalar va ilashish chastotasiga nisbatlar

T_0, N	T_1, N	T_2, N	$f_{1,1}$, Hz	$f_{1,2}$, Hz	$f_z/f_{1,1}$	$f_z/f_{1,2}$
200	355,78	47,05	154,67	54,77	5,00	14,12
250	405,78	97,05	165,26	79,92	4,68	9,68
300	455,78	147,05	175,21	98,87	4,41	7,82
350	505,78	197,05	184,63	114,74	4,19	6,74
400	555,78	247,05	193,59	128,66	3,99	6,01
450	605,78	297,05	202,15	141,22	3,83	5,48
500	655,78	347,05	210,37	152,74	3,68	5,06

Past tartibli rezonanslar qatorida 250–340 N ichidagi k = 7–9 kesishishlar ham aniqlandi (3-jadval). Demak, faqat k ≤ 6 ni chetlatish yetarli emas.

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.109

3-jadval

Nominal parametrlar uchun ayrim kritik boshlang‘ich tarangliklar

Tarmoq	k	Tkr,k, N	T₀,kr, N	Izoh
Tarang	5	355,78	199,99	Past tartib
Tarang	4	554,31	398,53	Past tartib
Bo‘sh	6	247,93	400,88	Past tartib
Bo‘sh	5	355,78	508,72	Past tartib
Bo‘sh	7	182,90	335,85	250–340 ichida
Bo‘sh	8	140,69	293,64	250–340 ichida
Bo‘sh	9	111,75	264,70	250–340 ichida

Chiziqli modal javobning statik siljishga nisbati $Hk = [(1 - r^2)^2 + (2\zeta kr)^2]^{-1/2}$, $r = fz/fk$. $Y = Hk|Fk|/(mk\omega k^2)$, $mk \approx qL/2$. Fk – modal kuch; harakatlanuvchi tor uchun bu bir modali amplituda bahosidir. Fk, ζk va ruxsat etilgan Y berilmagani uchun absolyut siljish aniqlanmaydi.

Muhokama. ζk = 0,01 va 0,03 shartli holatlarida rezonansda Hk mos ravishda 50 va 16,7. r = 0,95 da 10,07 va 8,85; r = 1,05 da 9,56 va 8,31. Demak, ±5% ajralish ham katta kuchayishni saqlashi mumkin. Yuqori modani faqat tartibi katta bo‘lgani uchun xavfsiz deb chiqarib tashlash asoslanmagan.

Parametrlar sezgirligi T_0 = 300 N da n_1 ±2%, L ±2%, q ±5% bo‘yicha 8 ta chekka kombinatsiyada tekshirildi; bu diapazonlar o‘lchov noaniqligi emas, ssenariylardir. Tarang tarmoq f_1 = 167,05–184,10 Hz, bo‘sh tarmoq f_1 = 93,55–104,60 Hz bo‘ldi. Bo‘sh tarmoqning k = 8 kritik T_0 qiymati 279,60–309,57 N oralig‘ida siljidi.

Mustaqil diskretlash tekshiruvi $q\,wtt + 2qv\,wxt + (qv^2 - T_j)wxx = 0$ tenglamaga markaziy chekli ayirmalar qo‘llab bajarildi. w(0) = w(L) = 0. N = 40, 80, 160 ichki tugunda holat matritsasining xos qiymatlari topildi. T_0 = 300 N da 8-moda nisbiy xatosi tarang tarmoqda 1,530; 0,393; 0,100%, bo‘sh tarmoqda 1,472; 0,378; 0,096% gacha kamaydi.

Bu yaqinlashuv analitik yechimning sonli izchilligini tasdiqlaydi, real tasma modelining tajribaviy validatsiyasi emas. EI, so‘ndirish va qo‘zg‘atuvchi kuch uchun materialga oid ma’lumotlar hamda chastota–amplituda o‘lchovlari zarur.

Amaliy tanlovda b va material aniqlangach, q = massa/uzunlik o‘lchanadi, EI hamda ζk identifikatsiyalanadi. $T_1,max \le [T]belt(b)$, tishlarning uzatish qobiliyati ≥ xizmat koeffitsiyentli F_t, val va podshipnik yuklari ruxsat etilgan qiymatlardan oshmasligi tekshiriladi. Qamrov, tezlanish, tish yukining notekisligi va taranglik relaksatsiyasi ham olinadi. Barcha shartlar bajarilmaguncha yuqori T_0 tanlash tavsiya qilinmaydi.

Xulosa

1. Ma’lum harakatlanuvchi tor modeli asosida ikkala tarmoqning kritik tarangliklar xaritasi tuzildi va chekli ayirmalar bilan sonli tekshirildi. Yangi hissa – ushbu xaritani yuqori modalar, parametrlar sezgirligi hamda amplituda mezoni bilan birgalikda qo‘llash tartibidir.

2. Shartli misolda fz = 773,33 Hz; past tartibli kritik $T_0 \approx$ 199,99; 398,53; 400,88 va 508,72 N. Bo‘sh tarmoqning k = 7, 8, 9 rezonanslari 335,85; 293,64; 264,70 N da bo‘lib, 250–340 N oralig‘ini kesib o‘tadi.

3. ±5% chastota ajralishi yoki $T_2 > 0$ shartining o‘zi xavfsizlikni isbotlamaydi. So‘ndirish, modal kuch, ruxsat etilgan amplituda va mustahkamlik cheklovlari birga tekshirilishi lozim.

4. Aniq tasma markasi, eni, materiali, EI va o‘lchovlari bo‘lmagani uchun universal boshlang‘ich taranglik tavsiya etilmadi. 250–340 N faqat tekshirilgan shartli soha; tajriba bilan tasdiqlangan ekspluatatsion tavsiya emas.

Adabiyotlar

1. ISO 5296:2012. Synchronous belt drives – Belts with pitch codes MXL, XXL, XL, L,

DOI: 10.65322/j.srd.05192026.109

H, XH and XXH – Metric and inch dimensions. Geneva: International Organization for Standardization; 2012.

2. Abrate S. Vibrations of belts and belt drives. Mechanism and Machine Theory. 1992;27(6):645–659. https://doi.org/10.1016/0094-114X(92)90064-O

3. Wickert J.A., Mote C.D. Classical vibration analysis of axially moving continua. Journal of Applied Mechanics. 1990;57(3):738.

4. Shangguan W.-B., Feng X., Lin H., Yang J. A calculation method for natural frequencies and transverse vibration of a belt span in accessory drive systems. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2013;227(10):2268–2279. https://doi.org/10.1177/0954406212474152

5. Čepon G., Manin L., Boltežar M. Introduction of damping into the flexible multibody belt-drive model: A numerical and experimental investigation. Journal of Sound and Vibration. 2009;324(1–2):283–296. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.02.001

6. Callegari M., Cannella F., Ferri G. Multi-body modelling of timing belt dynamics. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2003;217(1):63–75. https://doi.org/10.1243/146441903763049450

7. Yoshida K., Khalil W. A new model for dynamic behaviour of timing belt drive systems. IFAC Proceedings Volumes. 2000;33(26):631–636. https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)39216-9

8. Johannesson T., Distner M. Dynamic loading of synchronous belts. Journal of Mechanical Design. 2002;124(1):79–85. https://doi.org/10.1115/1.1426088

9. Katić M., Domitran Z., Horvatek M., Lagator B. Measurement of timing belt angle transfer accuracy in angle metrology applications. Results in Engineering. 2023;17:100849. https://doi.org/10.1016/j.rineng.2022.100849

10. Mamatova D., Djuraev A. Influence of belt transmission parameters on the stiffness of the elastic elements of the driven pulley and tensioning roller. International Journal of Recent Technology and Engineering. 2019, 8(4), pp. 37–42.