

УДК 621.867.42

Ів. Гевко, докт. техн. наук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ВПЛИВ ДИНАМІЧНОГО ПРОЦЕСУ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН ШНЕКА

Резюме. Проведено аналіз експлуатації шнека з урахуванням динамічних напружень, які зумовлені коливальними процесами. Розроблено математичний апарат кількісного оцінювання динамічних навантажень, що викликані коливальними процесами у гвинтових робочих органах. Встановлено, що максимальні значення дотичних напружень, які зумовлені резонансними згинними коливаннями шнека, що обертається із певною кутовою швидкістю, для більших значень цієї швидкості є більшими. Порівняльний аналіз наведених результатів показує, що за одних і тих самих фізико-механічних та геометричних характеристик шнека резонанс за більших значень кутової швидкості його обертання має місце для меншої частоти зовнішнього періодичного збурення. Встановлено, що резонансні динамічні напруження шнека, з урахуванням кутової швидкості його обертання, є більшими для менших значень «власних динамічних частот» (більшими для більших значень кутової швидкості обертання), а резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у кілька разів перевищують резонансні напруження «статичного шнека» (який не обертається). Останнє слід враховувати при виборі динамічного коефіцієнта запасу міцності.

Ключові слова: шнек, коливання, частота, амплітуда, сила, динамічний процес.

Iv. Gevko

EFFECT OF THE DYNAMIC PROCESS ON THE SCREW STRESS-STRAINED STATE

Summary. Screw transporting-technological mechanisms are widely applied in all branches of industry. The effectiveness of many areas and shops, enterprises in whole depends on their reliable operation. That is why to provide reliability and quality of performing technological operations by screw mechanisms it is necessary to take into account dynamic loadings, caused by the vibration processes.

It is known that in the case of forced vibrations, ie those caused by the variable over time periodic forces influence, the vibration amplitude, and thus the dynamic tension, are strongly dependent on the forced power frequency. When these frequencies coincide or when the forced frequency approaches the frequency of the screw and under low damping, the resonance develops, that is the vibration amplitude increase sharply. When the angle or linear deformations increase, dynamic stresses in the screw members increase too, dynamic stresses (resonance) being dependent on both internal factors (physical-mechanical screw parameters, geometric sizes, etc.) and external ones.

The analysis of screw operation, taking into account dynamic loadings, caused by the vibration processes, has been carried out in this investigation. Mathematic means of the qualitative estimation of dynamic loadings, caused by the vibration processes in the screw operating members, have been developed. It was found, that the maximum values of the tangential stresses, caused by the resonant bending vibrations of the screw, which is rotating with certain angle speed, are greater values of these speeds. Comparative analysis of the presented results testifies, that under similar physical-mechanical and geometric characteristics of the screw, the resonance under greater values of the angle speed of its rotation are for the smaller frequency of the outside periodic disturbing.

It was found, that the screw resonance dynamic stresses, taking into account the angle speed of its rotation, is greater for smaller values of «own dynamic frequencies» (greater for greater values of the angle speed of rotation), and resonant dynamic stresses under sufficient angle speeds of rotation exceed in some times the resonant stresses of the «static screw» (which does not rotate). This fact must be taken into account while choosing the dynamic coefficient of the strength resource.

Key words: screw, oscillation, frequency, amplitude, force, dynamic process.

Умовні позначення:

q – рівнодійна зовнішніх сил, Н;
 u – величина згинної деформації шнека, м;
 $m(x)dx$ – маса умовно виділеного елемента шнека ($m(x)$ – закон розподілу погонної маси вздовж довжини шнека), кг;
 Ω – кутова швидкість обертання шнека, c^{-1} ;
 E – модуль пружності першого роду, H/m^2 ;
 $F(x)$ – закон зміни площі поперечного перерізу шнека вздовж його довжини, m^2 ;
 $EI(x)$ – жорсткість шнека на згин, $H \cdot m^2$;
 I_0 – початкове значення моменту інерції шнека, m^4 ;
 S_0 – початкове значення поздовжньої стискаючої сили, Н;
 l – відстані між підшипниками, м;
 v – хвильове число, рад/м;
 ω – частота хвильового процесу при згинних коливаннях шнека, c^{-1} ;
 ω_θ – частота власних крутильних коливань шнека, c^{-1} ;
 φ, ψ – початкові фази хвиль, рад;
 b – амплітуда згинних коливань шнека, м;
 $\bar{\Omega}$ – критична швидкість обертання шнека, c^{-1} ;
 h – амплітуда зовнішнього періодичного збурення, м;
 Ξ – частота зовнішнього періодичного збурення, c^{-1} ;
 p – коефіцієнт пропорційності;
 Δ – різниця фаз власних та вимушених коливань, тобто $\Delta = q(\omega t + \varphi) - p\gamma$, рад;
 G – модуль зсуву, Па;
 J – екваторіальний момент поперечного перетину, m^4 ;
 I – погонний момент інерції вала шнека відносно недеформованої осі, $kg \cdot m$;
 W – момент опору, який визначається залежністю $W = \frac{I}{y_{\max}}$.

Постановка проблеми. Гвинтові транспортно-технологічні механізми широко використовують у різних галузях промисловості. Від їх надійної роботи залежить ефективність діяльності багатьох дільниць, цехів і підприємств загалом. Тому для забезпечення надійності та якості виконання технологічних процесів гвинтовими механізмами необхідно враховувати динамічні напруження, які зумовлені коливальними процесами.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Основи проектування та дослідження гвинтових конвеєрів заклали такі вчені, як Х. Герман [7], А.М. Григор'єв [8], Б.М. Гевко [2], Р.М. Рогатинський [12], В.С. Ловейкін [9], Р.Б. Гевко [6] та інші. Розвитку теорії коливань присвячені праці І.М. Бабакова [1], Г.С. Писаренко [10], Д. Уизем [13], L.Q. Chen [14] та інших. Проте питанням дослідження динамічних напружень у гвинтових робочих органах, які виникають при різних режимах їх експлуатації у нерезонансній та резонансній зонах, а, відповідно, й надійності гвинтових транспортно-технологічних систем, на сьогодні недостатньо приділено уваги, що зумовлює потребу в подальших дослідженнях.

Метою роботи є дослідження динамічних напружень у гвинтових робочих органах, які викликані коливальними процесами.

Постановка завдання. Виходячи з потреби забезпечення надійного функціонування гвинтових транспортно-технологічних систем, слід розробити апарат кількісного оцінювання динамічних навантажень, які зумовлені коливальними процесами у гвинтових робочих органах.

Результати дослідження. Не менш важливим за питання динаміки шнекових механізмів є визначення динамічних напружень, які зумовлені коливальними

процесами. У випадку вимушених коливань, тобто таких, що викликані впливом змінних у часі періодичних сил, точніше кажучи таких, частота котрих змінюється в часі, амплітуда коливань, а значить динамічні напруження, суттєво залежать від частоти змушуючої сили. При співпаданні вказаних частот або при наближенні частоти змушуючої сили до частоти власних коливань шнека та слабкому демпфуванні розвивається резонанс [3, 4], тобто різко збільшується амплітуда коливань. Таке зростання амплітуди спричиняє значне зростання кута закручення чи прогину шнека. Зі зростанням кутових чи лінійних деформацій зростають динамічні напруження у гвинтових робочих органах (ГРО). При цьому динамічні напруження (резонансні) залежать як від внутрішніх чинників (фізико-механічних параметрів шнека, геометричних розмірів та ін.), так і від зовнішніх. До зовнішніх слід віднести кутову швидкість обертання шнека й величину зовнішніх збуджуючих сил для згинних [3, 4] та крутильних коливань [3, 5, 11].

Частоту хвильового процесу при згинних коливаннях шнека визначають за формулою [4]

$$\omega = \sqrt{\frac{I_0}{m_0} \left(E_0 - \frac{S_0}{F} \right) \left(\frac{k\pi}{l} \right)^4 - \frac{S_0}{m_0} \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 - \Omega^2}, \quad (1)$$

$$\text{де } \bar{S}_0 = \frac{EI_0 - m_0\Omega^2 \left(\frac{l}{k\pi} \right)^2}{\left[1 + \frac{I_0}{F} \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 \right]}; \quad \bar{\Omega} = \frac{k\pi}{l\sqrt{m_0}} \sqrt{I_0 \left(E - \frac{S_0}{F} \right) \left(\frac{k\pi}{l} \right)^2 - S_0}.$$

Частоту власних крутильних коливань шнека визначають за формулою [11]

$$\omega_\theta = \frac{k\pi}{l} \sqrt{\frac{GJ_0}{I_0}}. \quad (2)$$

Тому для кількісного оцінювання впливу цих факторів на динамічні навантаження необхідно розробити відповідний математичний апарат, що дасть змогу описати максимальні значення динамічних навантажень у випадку вказаних коливань та фіксованих значень кутової швидкості обертання. Безпосередні виміри динамічних навантажень у гнучких елементах систем привода хоч і дозволяють отримати достовірні дані, проте це доволі складна та трудомістка робота. Саме тому потрібно вміти не тільки прогнозувати резонансні явища та знаходити резонансні амплітуди, але й вміти оцінити динамічні навантаження при резонансі у вказаних елементах конструкцій. Виходячи із наведеного, задача оцінювання максимальних динамічних напружень, що виникають у ГРО, який характеризується сталою кутовою швидкістю обертання, є не менш важливою, ніж опис динамічного процесу.

На сьогодні питання впливу кутової швидкості обертального руху у формуванні динамічних навантажень у середовищах, які характеризуються обертальним рухом та одночасно здійснюють відносні згинні нелінійні коливання, недостатньо вивчене через існуючі проблеми дослідження впливу всієї низки силових та кінематичних чинників як на амплітудно-частотну характеристику, так і на динамічну форму шнека. Для оцінювання напружень, які зумовлені згинними коливаннями ГРО (точніше кажучи, обертальним його рухом) будемо виходити зі співвідношення

$$\sigma_{\max} = \max\left(\frac{E \cdot I}{W} \cdot \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2}\right) \quad (3)$$

Із урахуванням залежностей (20) та (30) [4] для випадку згинних коливань напруження знаходимо, виходячи зі співвідношення

$$\sigma_{\max} = \frac{E \cdot I}{W} \max\left(-b \cdot v^2 \cdot (\cos(v \cdot x + \omega \cdot t + \varphi) - \cos(v \cdot x - \omega \cdot t - \varphi))\right),$$

в якому параметри b та Δ пов'язані диференціальними рівняннями

$$\begin{aligned} \frac{db}{dt} &= -\mu \cdot \frac{9}{16} \cdot k_4 \cdot b^3 \cdot \omega^2 + \frac{\mu \cdot h_1}{4 \cdot \pi \cdot l \cdot \omega} \cdot \cos \Delta, \\ \frac{d\Delta}{dt} &= q \cdot \omega - p \cdot \Xi - 3,75 \cdot \mu \cdot \left(\frac{k \cdot \pi}{l}\right)^8 \cdot \frac{b^2}{\omega} - \frac{\mu \cdot h_1}{4 \cdot \pi \cdot l \cdot b \cdot \omega} \sin \Delta. \end{aligned} \quad (4)$$

Беручи до уваги графічні залежності резонансних кривих, що побудовані на базі вказаних вище диференціальних рівнянь (рис.1, 2) у табл.1 наведено значення резонансних амплітуд та відношення максимального резонансного напруження за кутової швидкості обертання Ω до максимального резонансного напруження ГРО, який обертається навколо нерухомої осі.

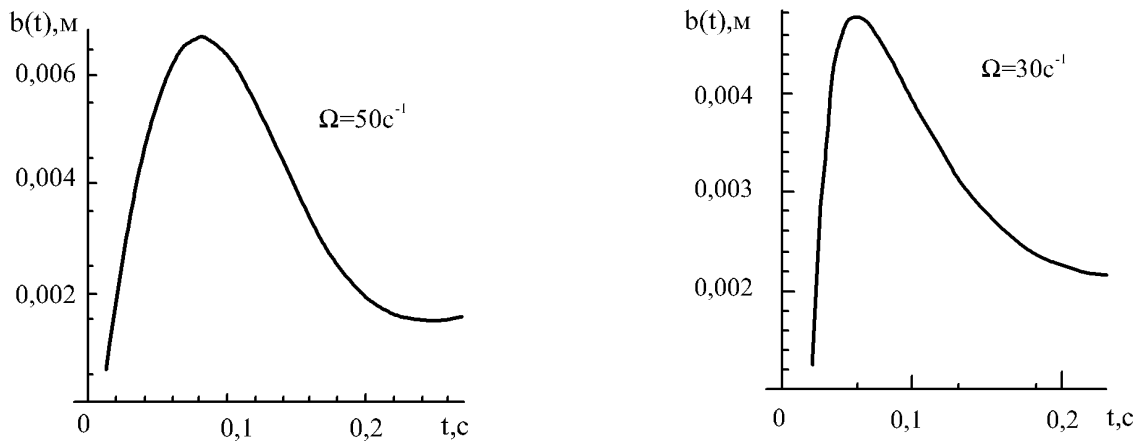


Рисунок 1. Закони зміни резонансної амплітуди при швидкому переході резонансної зони за різних кутових швидкостей обертання шнека

Figure 1. Laws of the resonant amplitude change under sharp transition of the resonant area at different angle speeds of screw rotation

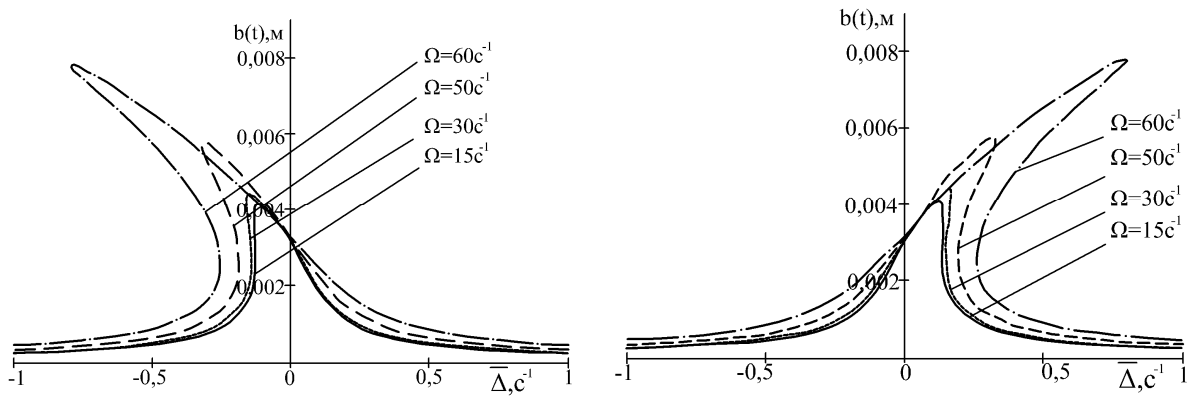


Рисунок 2. Резонансні криві за різних значень обертання шнека за м'яких та жорстких його пружних характеристик

Figure 2. Resonant curves at different values of screw rotation under its soft and rigid elastic characteristics

Таблиця 1

Значення резонансних амплітуд та відношення максимального резонансного напруження за кутової швидкості обертання шнека

	Кутова швидкість обертання Ω, c^{-1}				
	0	15	30	50	60
Резонансне значення амплітуди	0,0035	0,004	0,0048	0,0062	0,0078
$\eta = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\max} _{\Omega=0}}$	1	1,1428	1,371	1,771	2,228

Треба відзначити, що й максимальні значення дотичних напружень, які зумовлені резонансними згинними коливаннями ГРО, який обертається із кутовою швидкістю Ω , для більших значень останньої є більшими. Вказане впливає із співвідношення

$$\tau_{\max} = \max\left(Gr \frac{\partial\theta}{\partial x}\right) \quad (7)$$

та залежності (2) [3, 11]. Характер зростання дотичних напружень шнека від зростання кутової швидкості зберігається як у випадку наведеного у табл.1 співвідношення.

Висновки. Порівняльний аналіз наведених результатів вказує, що за одних і тих самих фізико-механічних та геометричних характеристик шнека резонанс за більших значень кутової швидкості його обертання має місце для меншої частоти зовнішнього періодичного збурення. Резонансні динамічні напруження шнека, із урахуванням кутової швидкості його обертання, є більшими для менших значень «власних динамічних частот» (більшими для більших значень кутової швидкості обертання). Резонансні динамічні напруження за значних кутових швидкостей обертання у кілька разів перевищують резонансні напруження «статичного шнека» (який не обертається). Останнє слід урахувувати при виборі динамічного коефіцієнта запасу міцності.

Conclusions: Comparative analysis of the presented results testifies, that under the same physical-mechanical and geometric characteristics of the screw, the resonance at the greater values of the angle speed of its rotation are at the smaller frequency of the outside periodic disturbing. Resonant dynamic stresses of the screw, taking into account the angle speed of its rotation, are greater for smaller values of «own dynamic frequencies» (greater for greater values of the angle speed of rotation). Resonant dynamic stresses under sufficient angle speed of rotation exceed in some times the resonant stresses of the “static screw” (which does not rotate). This fact must be taken into account while choosing the dynamic coefficient of the strength resource.

Список використаної літератури

1. Бабаков, И.М. Теория колебаний [Текст] / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1965. – 560 с.
2. Гевко, Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин [Текст] / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинский. – Львов: Выша школа, 1989. – 176 с.
3. Гевко, І.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. ... доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» [Текст] / І.Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.
4. Гевко, І. Математична модель нелінійних згинних коливань шнека [Текст] / І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 4 (68). – С.141–154.
5. Гевко, І. Математична модель крутильних коливань шнека [Текст] / І. Гевко // Матеріали шістнадцятої наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль, 2012. – С. 15.
6. Гевко, Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвесрів [Текст]: монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік. – Тернопіль: Астон, 2012.– 204 с.
7. Герман, Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ [Текст] / Х. Герман. – Л.: Машиностроение, 1975. – 230 с.
8. Григорьев, А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
9. Ловейкин, В.С. Динамическая оптимизация подъемных машин [Текст] / В.С. Ловейкин, А.П. Нестеров – Луганск.: Изд.-во СНУ, 2002. – 387 с.
10. Писаренко, Г.С. Колебания упругих систем с учетом рассеяния энергии в материале [Текст] / Г.С. Писаренко. – Киев: Изд-во АН УССР, 1970. – 379 с.
11. Рогатинский, Р. Исследование крутных колебаний шнека [Текст] / Р. Рогатинский, И. Гевко, А. Дячун // Научные труды Русенского университета «Ангел Кънчев»: Сельскохозяйственная техника и технологии. Аграрные науки и ветеринарная медицина. Ремонт и надежность. – 2012. – Том 51, серия 1.1. – С. 42–46.
12. Рогатинський, Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва : автореф. дис. ... доктора техн. наук : спец. 05.20.01 «Піднімально-транспортні машини», 05.05.05 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Р. М. Рогатинський. – Київ, 1997. – 52 с.
13. Уизем Дж. Линейные и нелинейные волны [Текст] / Уизем Дж.; пер. с англ. В. В. Жаринова. – М.: Мир, 1977. – 662 с.
14. Chen, L.Q. Nonlinear parametric vibration of axially moving beams: asymptotic analysis and differential quadrature verification/ Li-Qun Chen, Bo Wang, Hu Ding// Journal of Physics: Conference Series 181 (2009). – P.1–8.

Отримано 08.04.2014