

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

УДК 621.824

DOI: 10.31521/2313-092X/2021-2(110)-12

ВПЛИВ ПЕРЕКОСУ І ПРОГИНУ ОБЕРТОВОГО ВАЛА НА СИЛОВІ ФАКТОРИ, ЩО ВИНИКАЮТЬ У ЗУБЧАСТИХ З'ЄДНАННЯХ

О.П. Попов, доктор технічних наук, професор

ORCID ID: 0000-0003-0284-5034

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

О.Є. Новіков, доктор економічних наук, професор

ORCID ID: 0000-0003-0413-472X

ResearcherID F-3859-2018

Миколаївський національний аграрний університет

О.І. Савенков, асистент

ORCID ID: 0000-0002-7165-3995

ResearcherID G-6120-2018

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

О.С. Садовий, кандидат технічних наук

ORCID ID: 0000-0002-7369-0714

ResearcherID D-3144-2018

Миколаївський національний аграрний університет

А.А. Кондратьєва, здобувач вищої освіти

ORCID ID: 0000-0002-8470-2813

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Досліджено вплив перекосу і прогину валу, що обертається з великою частотою, на силові фактори для деяких зубчастих з'єднань. З'ясовано, що значення коефіцієнтів динамічності при цьому не перевищують 1,05-1,15, а динамічні складові цих силових факторів можуть досягати 30-50% від величин рівня їх статичних складових.

Ключові слова: обертовий вал, прогин, зубчаста муфта, трансмісія, перекіс осей, силові фактори.

Вступ. Пріоритетними задачами для промисловості України є скорочення витрат на створення кінцевого продукту, зниження собівартості побудови та обслуговування машин та механізмів, оновлення застарілої виробничої бази та впровадження нових технологій та устаткування. Тому, підвищення працездатності, надійності і терміну служби машинних агрегатів, які експлуатуються в умовах перекосів осей з'єднувальних валів, що обумовлені прогином обертового вала у механізмах (головний двигун-редуктор), які з'єднані між собою проміжним валом за допомогою компенсуючих пристроїв, та призначені для передачі ефективної потужності від двигуна до споживача, і зазвичай є найбільш відповідальною частиною будь-якої енергетичної установки, є актуальною задачею і від її успішного рішення залежить подальший розвиток сучасного машинобудування. В свою чергу,

ефективність машинних агрегатів безпосередньо залежить від надійної роботи зубчастих механізмів, що входять до їх складу, а саме механічних передач та зубчастих муфт, які знайшли своє широке розповсюдження майже у всіх галузях промисловості, таких як: суднобудівна, авіаційна, гірничодобувна та сільськогосподарська, а також у складі прокатних станів, кранів, підйомно-транспортних механізмів, млинів, дробарок, транспортерів, сільськогосподарських машин та багатьох інших.

На сьогодні у світовій промисловості, незалежно від типу, виготовляються зубчасті муфти з прямими твірними бічних поверхонь зубів втулки і обойми, або з прямими твірними бічних поверхонь обойми і бочкоподібними (поздовжня модифікація) твірними бічних поверхонь зубів втулки. Що стосується зубчастих передач, то вони характеризуються лінійним

зачепленням евольвентних зубів. Довгий час вважалося, що зубчасті передачі з лінійним контактом евольвентних зубів не мають альтернативи і не можуть бути виготовлені з точковим зачепленням зубів, що, з одного боку, обумовлено неточністю розрахунків, які проводилися за формулою Герца, що справедливо для лінійного контакту, однак не може бути використано для точкового, а з другого боку – важкістю виготовлення таких передач на загальноживаних верстатах (на теперішній час виготовлення зубів з точковим контактом, можливо за рахунок застосування високоточних зубошліфувальних верстатів німецького виробництва типу «Пфаутер» чи «Хоффлер») [4, 5, 11-15]. Однак наразі вплив прогину валу, що обертається, на силові фактори, що виникають при перекосі осей в зубчастих з'єднаннях машинних агрегатів, є недостатньо висвітленим та при впровадженні нової техніки зазвичай не враховується.

Постановка проблеми. При перекосах осей з'єднувальних валів машинних агрегатів енергетичних установок в зубчастих з'єднаннях виникають додаткові силові фактори у вигляді пружних згинальних моментів. Дія цих моментів полягає в тому, що вони прагнуть повернути вигнуті вали в початкове положення. Згинальні моменти, що виникають в зубчастому з'єднанні, переважують опори механізмів, що з'єднують вали (проміжний, вихідний і вхідний вали відповідно двигуна і редуктора), опорні підшипники, шліцьові і болтові з'єднання, а також інші елементи, негативно впливаючи на їх працездатність, що в свою чергу негативно позначається на надійності, довговічності та ремонтпридатності машинних агрегатів, і може призводити до їх відмов та позапланових зупинок на ремонт. У свою чергу, погіршення показників надійності призводить до зниження безвідмовності, зростання додаткових витрат і витрат на ремонт, а також збільшення ймовірності виникнення аварійних ситуацій машинних агрегатів, і як наслідок – енергетичних установок, у складі яких вони експлуатуються. Таким чином, проблема негативного впливу і прогину валу, що обертається, на силові фактори, що виникають в зубчастих з'єднаннях, є актуальною і нерозривною складовою частиною існуючих наукових програм і завдань практично у всіх галузях сучасного машинобудування. Найбільшою мірою зазначена проблема стосується трансмісій машинних агрегатів, що експлуатуються в гірничодобувній, авіаційній, суднобудівній та сільськогосподарській галузях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш повно дослідження із зазначеної

проблеми викладено у [1-15]. Дослідження випадків зсуву осей валів, обумовлених неточностями монтажу, помилками виготовлення силових деталей і експлуатаційними умовами, показало, що при перекосі осей зубчастої напівмуфти відносно осей підшипника на обертовий вигнутий вал діє відцентрова сила, яка збільшує його статичний прогин [2-5, 9, 10].

У роботах [2, 6-8] основну увагу приділено теоретичним і експериментальним дослідженням пружних згинальних моментів, що виникають при статичному та динамічному навантаженні, як в традиційних зубчастих муфтах (тобто зуби не мають жодної модифікації, або зуби втулки мають бочкоподібні зуби постійної кривизни, а зуби обойми виконано прямими), так і зубчастих муфтах нових конструкцій, тобто з модифікованими зубами.

Причини виникнення перекосів осей з'єднувальних валів машинних агрегатів показано у структурованій формі в роботі [15]. Вплив вказаних перекосів осей на параметри надійності машинних агрегатів та енергетичних установок, у складі яких вони експлуатуються, показано на прикладі суднових енергетичних установок і висвітлено у [12, 14, 15]. Шляхи зниження впливу розцентровок осей з'єднувальних валів та способи усунення їх негативного впливу на роботу машин і механізмів, у складі яких вони виникають, показано в роботах [2, 4, 5, 11, 12, 14, 15]. У роботі [13] показано, що підвищення працездатності машинних агрегатів при перекосах осей їх з'єднувальних валів можливо шляхом застосування нових конструкцій зубчастих муфт захищених патентами України.

Однак у наукових працях [1, 6-8, 10-15] не враховувався вплив перекосу і прогину обертового вала на силові фактори, що виникають у зубчастих з'єднаннях, але з аналізу публікацій [2-5, 9] очевидна необхідність при проектуванні зубчастих з'єднань валів, що швидко обертаються, попередньо оцінювати вплив коефіцієнтів динамічності на силові фактори, що діють в них.

Мета роботи - оцінити вплив прогину валу, що обертається, на силові фактори, які виникають при перекосі осей в зубчастих з'єднаннях машинних агрегатів.

Виклад основного матеріалу. Перекіс осей (розцентровка) являє собою порушення співвісності валів, тобто відхилення від номінального розташування осей у будь-якому напрямку (рис.1). Зазначені відхилення називаються зсувами, і вони, в свою чергу, поділяються на поздовжні, радіальні, кутові і комбіновані. Слід зазначити, що кутові зміщення також називають зламами.

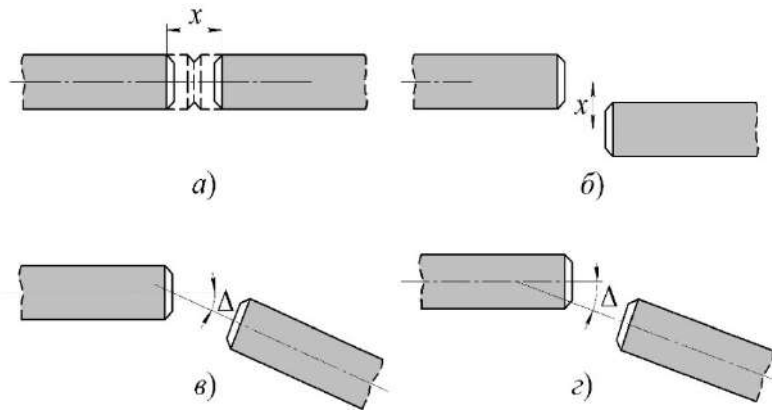


Рис.1. Зміщення осей з'єднаних валів машинних агрегатів:
 поздовжнє (а), радіальне (б), кутове (злам) (в), комбіноване (г)

У високооборотних важконавантажених трансмісіях енергетичних установок в процесі експлуатації неминуче виникають перекоси і зміщення їх осей [2-4, 11-15]. Величини розцентровок осей в періоди експлуатації енергетичних установок залежать від цілого ряду конструктивних, технологічних і експлуатаційних факторів (ненадійний фундамент, розширення

в насосному обладнанні, недотримання рекомендацій по монтажу та ін.), окрім того є комбіновані і специфічні фактори, однак вони не розглядаються. У якості величин розцентровок, викликаних відхиленнями в технології виготовлення, наприклад суднових енергетичних установок і їх елементів (рис.2 - 5), як правило, виступають зміщення осей і їх злам.

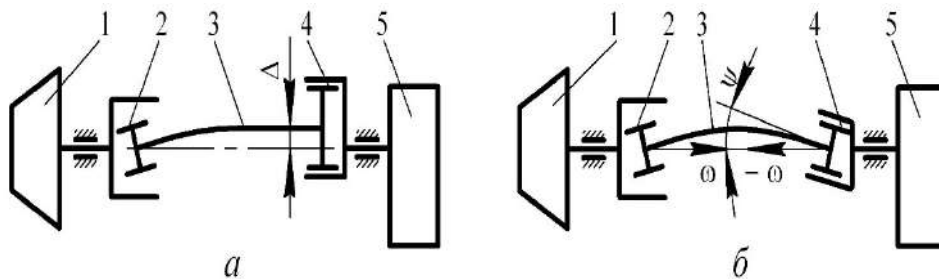


Рис.2. Биття (а) і перекус (б) зубів зубчастої муфти:
 1 – турбіна гвинта; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – вал; 5 – редуктор

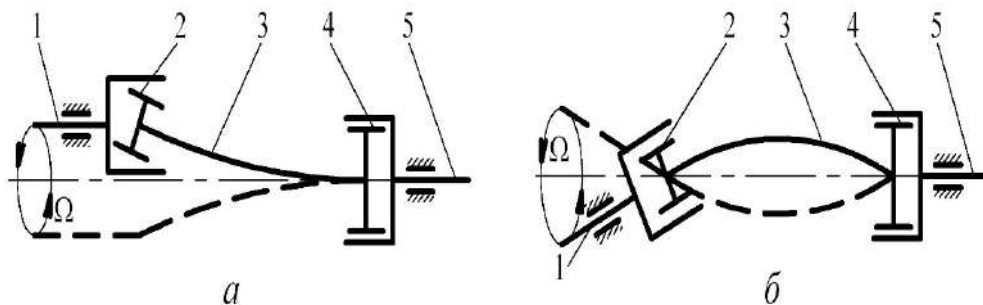


Рис.3. Биття (а) і перекус (б) осі зубчастої втулки:
 1 – вал; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора; 5 – вал приводного механізму

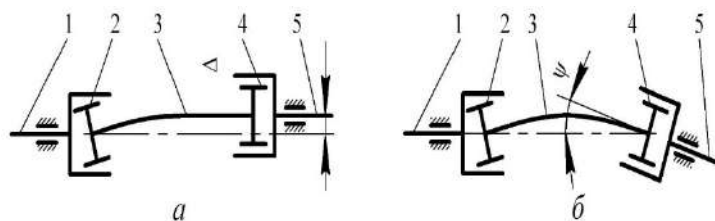


Рис.4. Зміщення (а) і перекіс (б) осі зубчастого механізму:

1 – вал двигуна; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора; 5 – вал приводного механізму

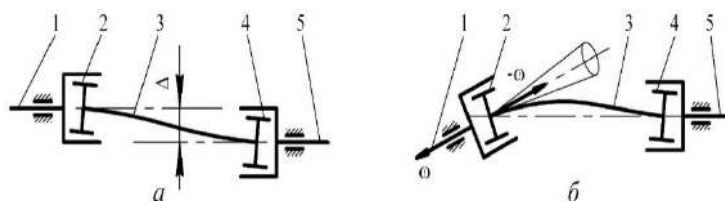


Рис.5. Зсув (а) і перекіс (б) осі двигуна:

1 – вал двигуна; 2, 4 – зубчасті втулки; 3 – ресора; 5 – вал приводного механізму

Для усунення негативного впливу розцентровок осей з'єднувальних валів машинних агрегатів і, як наслідок, забезпечення виконання заданих функцій, в змонтованому обладнанні установок передбачено контроль співвісності, тобто перевірка центрування осей з'єднувальних валів двигунів і приводних механізмів. Даний спосіб пов'язаний з повною зупинкою енергетичної установки, а сама перецентровка є досить трудомісткою і дорогою. Інший спосіб передбачає компенсацію шкідливого впливу зазначених перекосів осей, за рахунок застосування компенсуючих пристроїв, проте на

сьогодні, вплив статичного прогину валу, що обертається, на силові фактори, що виникають в їх зубчастих з'єднаннях, як вже вказувалося, майже не враховується.

Дослідження випадків зсуву осей валів [1-10], обумовлених неточностями монтажу, помилками виготовлення силових деталей і експлуатаційними умовами, показало, що при перекосі осі зубчастої напівмуфти щодо осі підшипника на кут θ_B (рис. 6 а) на обертовий вигнутий вал діє відцентрова сила, яка збільшує його статичний прогин.

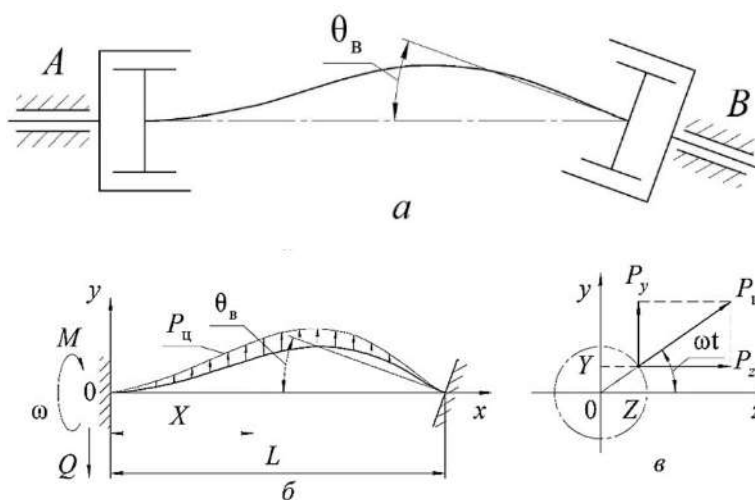


Рис.6. Схема прогину вала:

а – на кут θ_B ; б, в – під дією відцентрових сил P_c

У статті зроблено спробу врахувати вплив зазначеного прогину обертового валу на силові

фактори, що виникають при перекосі осей в зубчастих з'єднаннях. При визначенні динамічної форми прогину обертового валу, що знаходиться під дією відцентрових сил $P_{ц}$ (рис. бб,в), була використана теорія сталих вимушених згинальних коливань балки, розроблена О.М. Криловим.

На вигнутий вал, що обертається, діє відцентрова сила, яка збільшує його статичний прогин. При цьому проекції відцентрової сили $P_{ц}$, що діє на кожен елемент вигнутого вала, рівні:

$$P_y = P_{ц} \sin \omega t;$$

$$P_z = P_{ц} \cos \omega t,$$

де ω – кутова швидкість валу.

Зазначені проекції P_y і P_z викликають вимушені коливання вала в площині дії yoZ .

Переміщення перетину вала в будь-який момент часу можуть бути виражені залежностями:

$$Y = Y_{дин} \sin \omega t, Z = Y_{дин} \cos \omega t,$$

а результуючий рух перетину вала являє рух по окружності, радіус якої дорівнює:

$$Y = Y_{ст} + Y_{дин}. \quad (1)$$

Вихідний статичний прогин вала в даній схемі (рис. 1 а, б) має вигляд:

$$Y_{ст(x)} = \theta_b L \left[\left(\frac{x}{L} \right)^3 - \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right]. \quad (2)$$

Таким чином, на обертовий вал буде діяти обурююча (відцентрова) сила, що визначається з виразу

$$P_{(x,t)} = \frac{\gamma F}{g} \omega^2 Y_{ст(x)} \sin \omega t, \quad (3)$$

де γ – питома вага матеріалу вала, Н/м³; F – площа поперечного перерізу вала, м²; g – прискорення сили тяжіння, м/с²; L – довжина вала, м; θ_b – кут перекоосу осі зубчатої напівмуфти щодо осі підшипника, рад.

Рівняння вимушених згинальних коливань балки постійного перетину матиме вигляд:

$$EJ \frac{\partial^4 Y_{(x,t)}}{\partial x^4} + \frac{\gamma F \partial^2 Y_{(x,t)}}{\partial t^2} = P_{(x,t)}, \quad (4)$$

де E – модуль пружності матеріалу вала, Па; J – момент інерції перерізу валу, кг.м².

Оскільки мінімальні критичні оберти для цілого ряду проаналізованих конструкцій лежать значно вище робочих обертів, то для вирішення даної задачі досить розглянути тільки усталені вимушені коливання вала з частотою ω

Тоді рішення рівняння (4) шукаємо у вигляді:

$$Y(x,t) = Y(x) \sin \omega t, \quad (5)$$

де $Y(x)$ – форма динамічного прогину обертового валу.

Ввівши безрозмірну координату $\xi = X/L$ і підставляючи вирази (3) і (5) в рівняння (4), отримаємо рівняння для форми динамічного прогину валу, що обертається:

$$Y_{(\xi)}^{IV} - \alpha^4 Y_{(\xi)} = \alpha^4 \theta_b L (\xi^3 - \xi^2), \quad (6)$$

де

$$\alpha^4 = \frac{\gamma F}{g} \omega^2 \frac{L^4}{EJ}. \quad (7)$$

Вирішуємо рівняння (6):

$$Y_{(\xi)} = \bar{Y}_{(\xi)} + \bar{\bar{Y}}_{(\xi)}, \quad (8)$$

де $\bar{Y}_{(\xi)}$ – рішення рівняння (6) без правої частини; $\bar{\bar{Y}}_{(\xi)}$ – приватне рішення, яке визначається по вигляду правої частини методом невизначених коефіцієнтів.

Вираз для $\bar{\bar{Y}}_{(\xi)}$:

$$\bar{\bar{Y}}_{(\xi)} = C_1 V_{1(\alpha\xi)} + C_2 V_{2(\alpha\xi)} + C_3 V_{3(\alpha\xi)} + C_4 V_{4(\alpha\xi)} \quad (9)$$

де

$V_{1(\alpha\xi)}, V_{2(\alpha\xi)}, V_{3(\alpha\xi)}, V_{4(\alpha\xi)}$ – функції Крилова, які при обчисленому значенні α по (7) вибираються по [2, 9].

Загальне рішення рівняння (8) з урахуванням (9) набуде вигляду:

$$Y_{(\xi)} = C_1 V_{1(\alpha\xi)} + C_2 V_{2(\alpha\xi)} + C_3 V_{3(\alpha\xi)} + C_4 V_{4(\alpha\xi)} - \theta_b L (\xi^3 - \xi^2) \quad (10)$$

Постійні C_1, C_2, C_3 і C_4 визначаються із граничних умов відповідно до схеми закладення вала.

Згідно зі схемою (рис. 1 б) маємо при $\xi = 0, Y_{(0)} = 0; Y'_{(0)} = 0$, а при $\xi = 1, Y_{(\xi)} = 0; Y'_{(\xi)} = 0$

Потім, підпорядкувавши рівняння (10) записаним граничним умовам, знайдемо

$$C_1 = C_2 = 0; C_3 V_{3(\alpha\xi)} + C_4 V_{4(\alpha\xi)} = 0;$$

$$C_3 V_{2(\alpha)} + C_4 V_{3(\alpha)} = 0, \text{ звідки}$$

$$C_3 = -\theta_b \frac{L}{\alpha} \frac{V_{4(\alpha)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}}; \quad (11)$$

$$C_4 = \theta_b \frac{L}{\alpha} \frac{V_{3(\alpha)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}}. \quad (12)$$

При цьому динамічна форма прогину обертового валу відповідно до виразу (10) дорівнює:

$$Y = \theta_B \frac{L}{\alpha} \left[\frac{V_{3(\alpha)} V_{4(\alpha \chi)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}} - \frac{V_{4(\alpha)} V_{3(\alpha \chi)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}} - \alpha(\xi^3 - \xi^2) \right] \quad (13)$$

$$K_M = \frac{\alpha V_{4(\alpha)}}{2[V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}]} \quad (19)$$

$$K_Q = \frac{\alpha^2 V_{3(\alpha)}}{6[V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}]} \quad (20)$$

Сумарна форма прогину валу, що обертається, з урахуванням (1) набуде вигляду:

$$Y_{\Sigma} = \theta_B \frac{L}{\alpha} \left[\frac{V_{3(\alpha)} V_{4(\alpha \xi)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}} - \frac{V_{4(\alpha)} V_{3(\alpha \xi)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}} \right] \quad (14)$$

Для знаходження сили і моменту в передній зубчастій муфті визначаються вирази для $Y''_{\Sigma(0)}$ і $Y'''_{\Sigma(0)}$ при використанні (14):

$$M_{\Sigma(0)} = E J Y''_{\Sigma(0)} = \theta_B \frac{E J}{L} \cdot \frac{\alpha V_{4(\alpha)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}} \quad (15)$$

$$Q_{\Sigma(0)} = E J Y'''_{\Sigma(0)} = \theta_B \frac{E J}{L} \cdot \frac{\alpha^2 V_{3(\alpha)}}{V_{3(\alpha)}^2 - V_{2(\alpha)} V_{4(\alpha)}} \quad (16)$$

З іншого боку, $M_{\Sigma(0)}$ и $Q_{\Sigma(0)}$ можливо представити, як $M_{\Sigma(0)} = K_M M_{ст(0)}$; $Q_{\Sigma(0)} = K_Q Q_{ст(0)}$.

Залежності для $M_{ст(0)}$ і $Q_{ст(0)}$ на підставі форми статичного прогину (2) мають вигляд:

$$M_{ст(0)} = -\frac{2EJ}{L} \theta_B, \quad (17)$$

$$Q_{ст(0)} = -\frac{6EJ}{L^2} \theta_B. \quad (18)$$

Розглянувши рівняння (15), (16) і (17), (18), отримаємо в остаточному вигляді формули для коефіцієнтів динамічності:

На підставі отриманих залежностей (19) і (20) проведено аналіз для ряду зубчастих з'єднань [4, 5, 9], який показав, що значення коефіцієнтів динамічності не перевищують 1,05-1,15, а динамічні складові силових факторів можуть досягати 30-50% від величин статичних складових валу, що обертається з високими оборотами.

Висновки і перспективи подальших досліджень 1. Аналіз отриманих рішень для зубчастих з'єднань показав, що значення коефіцієнтів динамічності не перевищують 1,05-1,15, таким чином, встановлено, що динамічні складові силових факторів приблизно на порядок нижче статичних навантажень. 2. Встановлено, що динамічні складові силових факторів можуть досягати 30-50% від величин статичних складових обертового валу з високими оборотами в силу несприятливого поєднання розмірів, зносу контактуючих поверхонь, похибок виготовлення та інших причин. 3. При проектуванні зубчастих з'єднань валів, що швидко обертаються, необхідно попередньо оцінювати вплив коефіцієнтів динамічності на силові фактори, що діють в них.

Список використаних джерел:

1. Попов А.П. К вопросу исследования моментов от сил трения в зубчатых муфтах. *Судовое энергомашиностроение*: Тр. Николаев. судостроит. ин-та. 1976. Вып.109. С.3-9.
2. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах. Л.: Судостроение, 1985. 240с.
3. Польшченко В.В., Богуславский В.А., Каплюхин А.А. Влияние конструкции зубчатых муфт на нагрузку опор валов. *Практика і перспективи розвитку інструментального партнерства*: Вісн. ДонНГУ - ТРТУ. Донецьк: ДонДТУ, 2003. С.138-143
4. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. Николаев: НУК, 2008. 580с.
5. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. Николаев: Атолл, 2010. 774с.
6. Савенков О.И. Упругие изгибающие моменты в зубчатых муфтах с модифицированными зубьями. *Збірник наукових праць*: Миколаїв: НУК, 2011. №5 (440). С.61-68.
7. Ханмамедов С.А. Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*: Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. Харків: НТУ "ХПІ". 2012. №22. С.175-180.
8. Савенков О.И. Снижение дополнительных силовых факторов в зубчатых муфтах. *Вісник Національного університету кораблебудування* (загальний за 2011р.) – Миколаїв: НУК, 2012. С.278-284.
9. Попов А.П., Мозговой М.Г., Савенков О.И. О влиянии прогиба вращающегося вала на силовые факторы, возникающие в зубчатых соединениях энергетических установок. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК, 2013. С.175-177.
10. Подгуренко В.С. Нагрузочная способность зубчатых муфт с учетом погрешностей изготовления зубьев. *Вісник аграрної науки Причорномор'я*. 2014. Вип. №1 (77). С.197-203.
11. Попов А.П., Мозговой М.Г., Савенков О.И. Пути снижения влияния расцентровок осей судовых энергетических установок. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК, 2014. С.237-239.
12. Попов А.П., Савенков О.И. Влияние смещения осей соединяемых валов на показатели надежности СЭУ. *Судова енергетика: стан та проблеми*: Тези доповідей Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК, 2015. Ч.1. С.235-240.

13. Попов А. Savenkov O., Marchenko D., Savenkova A. Повышение работоспособности машинных агрегатов при перекосах осей соединяемых валов путём применения высокоэффективных зубчатых муфт. *Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzesow (Poland). 2016. Vol.18. No2. 9-17.
14. Попов А.П., Савенков О.И., Марченко Д.Д. Оценка перекосов осей соединяемых валов при использовании зубчатых муфт. *Сучасні проблеми взаємозамінності та стандартизації у машинобудуванні*: матеріали VI Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих учених і здобувачів вищої освіти, 12-13 квітня 2018 р., м. Миколаїв / Міністерство освіти і науки України; Миколаївський національний аграрний університет. Миколаїв: МНАУ, 2018. С.74-78.
15. Попов А.П., Дубинский О.Ю., Савенков О.И., Рыбаков А.Б. Причины возникновения расцентровок осей соединяемых валов СЭУ и способы устранения их негативного влияния. Міжнародна науково-практична конференція, присвячена пам'яті професорів Фоміна Ю.Я. і Семенова В.С. (FS-2019, 24–28 квітня 2019, Одеса – Стамбул – Одеса): матеріали / Одеський національний морський університет. Одеса, 2019. С.169-175.

А.П. Попов, О.Е. Новиков, О.И. Савенков, О.С. Садовой, А.А. Кондратьева. Влияние перекоса и прогиба вращающегося вала на силовые факторы, возникающие в зубчатых соединениях

Выполнен анализ влияния перекоса оси и прогиба вращающегося с большой частотой вала на действующие в нем силовые факторы для некоторых зубчатых соединений. При определении динамической формы прогиба вращающегося вала, находящегося под действием центробежных сил, была использована теория установившихся вынужденных изгибных колебаний балки. Выяснено, что значения коэффициентов динамичности при этом не превышают 1,05-1,15, а динамические составляющие этих силовых факторов могут достигать 30-50% от величины уровня их статических составляющих. Даны рекомендации касательно предварительной оценки влияния коэффициентов динамичности на силовые факторы, действующие в них, при проектировании зубчатых соединений быстро вращающихся валов.

Ключевые слова: вращающийся вал; прогиб; зубчатая муфта; трансмиссия, перекося осей; силовые факторы.

A. Popov, O. Novikov, O. Savenkov, O. Sadovuy, A. Kondrateva Influence the misalignment and bending of the rotary shaft on the force factors which appear in its toothed connections

The analysis of the influence of the skew and deflection of the shaft, which rotates with high frequency, on the force factors for some gear joints is carried out. It has been established that the values of the dynamic factors do not exceed 1.05-1.15, and the dynamic components of these force factors can reach 30-50% of the values of the level of their static components.

Key words: rotating shaft, deflection, gear coupling, transmission, axle misalignment, force factors.