

УДК 621.825.5/.7

В.О. Проценко

Херсонська державна морська академія

ЖОРСТКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МУФТ З ТОРЦЕВОЮ УСТАНОВКОЮ ПРЯМИХ КАНАТІВ ПРИВОДІВ СУДНОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК

Виконано оцінку крутильної, осьової, кутової та радіальної жорсткості муфт з торцевою установкою прямих канатів приводів суднових енергетичних установок. Оцінено жорсткість канатів при стиску. Обґрунтовано алгоритм монтажу муфт з торцевою установкою прямих канатів.

Ключові слова: муфта, канат, жорсткість, неспіввісність.

Вступ. При сполученні двох валів приводів суднових енергетичних установок (СЕУ) виникають їх осьова Δ_a , кутова γ , та радіальна Δ_r неспіввісності, які мають компенсувати з'єднувальні муфти. Найчастіше компенсуючі функції виконують пружні муфти, які в цьому випадку додатково навантажують з'єднані вали пружними силами та моментами. Величина додаткових навантажень залежить від радіальної, кутової та осьової жорсткостей муфти.

Актуальність роботи. Вказані сили та моменти можуть стати причиною появи вібрацій, виходу з ладу підшипників та втомного руйнування з'єднаних валів. В той же час, поширені у приводах СЕУ муфти, наприклад МПВП чи муфту з пружною зірочкою застосовують при радіальних зміщеннях валів до $\Delta_r = 0,4...0,6$ мм, які досягаються центровкою поєднаних агрегатів при складанні. При експлуатації неспіввісність може збільшуватись в декілька разів, адекватно збільшуючи додаткові навантаження, які для вказаних поширених типів муфт можуть сягати значних величин через їх високі радіальну осьову та кутову жорсткості [1]. Тому актуальним завданням є створення та дослідження муфт, які мають високу компенсуючу здатність і прийнятні жорсткісні характеристики для реальних умов експлуатації.

Постановка задачі. В зв'язку з перспективністю муфт з канатними пружними елементами мету даної роботи становить теоретичне визначення жорсткісних характеристик і додаткових навантажень на вали від муфт з торцевою установкою прямих канатів на прикладі натурального зразка за рис. 1.

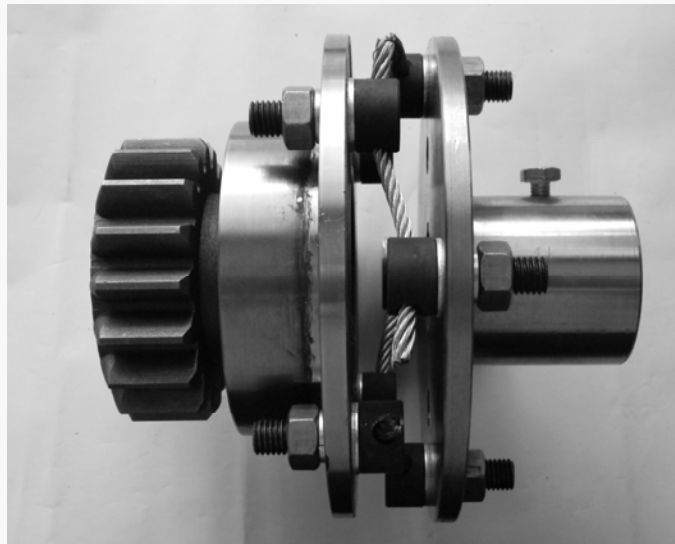


Рис. 1. Виготовлена муфта з торцевою установкою прямих канатів

Результати досліджень. Для виконання досліджень за методикою [3] була спроектована та виготовлена муфта з чотирма канатами діаметром $d_k = 6$ мм конструкції (6×19 + о.с.) за ISO 2408 діаметр однієї дротини $\delta = 0,38$ мм, довжина каната $L_k = 33$ мм, діаметр розташування канатів $D = 145$ мм.

Спочатку розглянемо вплив на додаткові навантаження тільки осьової неспіввісності Δ_a ($\gamma=0, \Delta_r=0$) (рис. 2). В результаті наявності радіальної неспіввісності виникатиме осьова сила $F_a^{\Delta_a}$ від деформації згину канатів:

$$F_a^{\Delta_a} = \frac{12zG\Delta_a}{L_\kappa^3}, \quad (1)$$

де G – зведена згинальна жорсткість каната.

Підставляючи в (1) формулу для визначення згинальної жорсткості каната, та сили його натягіння, отримуємо формулу для осьового навантаження на напівмуфти від осьової неспіввісності Δ_a :

$$F_a^{\Delta_a} = \frac{24kd_\kappa^2\Delta_a T}{L_\kappa^3 D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \varepsilon}, \quad (2)$$

де T – обертальний момент, що передає муфта;

D – діаметр розташування канатів.

$\cos \varepsilon$ враховує зміну натягіння каната в результаті осьового зміщення ($\sin \varepsilon = \frac{\Delta_a}{L_\kappa}$).

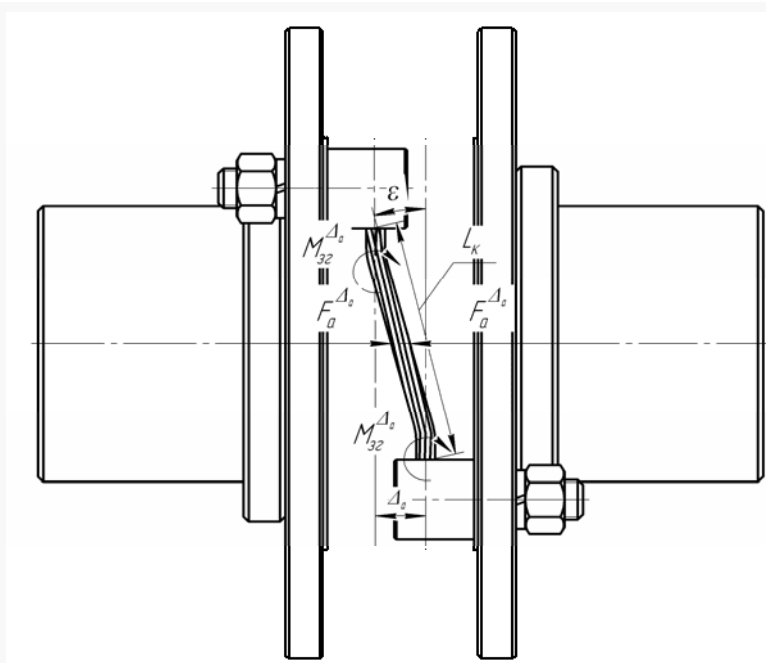


Рис. 2. Схема до визначення додаткових навантажень від осьової неспіввісності валів

Відповідно, осьова жорсткість навантаженої муфти:

$$C_a = \frac{24kd_\kappa^2 T}{L_\kappa^3 D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \varepsilon}. \quad (3)$$

Крім цього, від згину кожного каната виникатимуть згинальні моменти $M_{32}^{\Delta_a}$. Ці моменти при парній кількості канатів і відсутності інших зміщень крім осьового взаємно врівноважатимуться.

$$M_{32}^{\Delta_a} = \frac{F_a^{\Delta_a} L_\kappa}{2z}, \quad (4)$$

Тепер розглянемо вплив на додаткові навантаження тільки кутової неспіввності γ ($\Delta_a = 0$, $\Delta_r = 0$) (рис. 3).

Звідки
$$F_a^\gamma = \frac{2zG\Delta_a}{L_\kappa^2}. \quad (5)$$

Підставляючи в (8) формули для визначення жорсткості каната та сили натягіння, після перетворень отримаємо остаточну формулу для визначення осевого навантаження від кутової неспіввності γ , Н:

$$F_a^\gamma = \frac{4zkd_\kappa^2 T \gamma}{L_\kappa^2 D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \gamma}. \quad (6)$$

$\cos \gamma$ враховує зміну натягіння каната в результаті кутового зміщення.

Крім цього, від згину канатів виникатиме згинальний момент M_{32}^γ , Нм:

$$M_{32}^\gamma = F_a^\gamma L_\kappa = \frac{4zkd_\kappa^2 T \gamma}{L_\kappa D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \gamma}. \quad (7)$$

Відповідно, кутова жорсткість навантаженої муфти, Нм/рад:

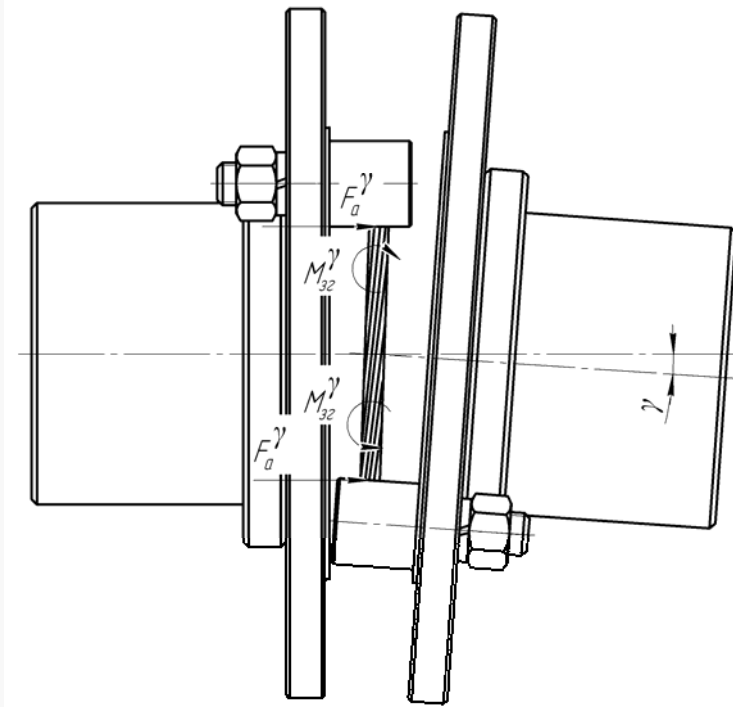


Рис. 3. Схема до визначення додаткових навантажень від кутової неспіввності валів

$$C_\gamma = \frac{4zkd_k^2 T}{L_k D \cos\left(\frac{\pi}{2z}\right) \cos \gamma} \quad (8)$$

При наявності радіальної неспіввідності Δ_r матиме місце циклічне навантаження валів (рис. 4) радіальними пружними силами F_r (розтягу та стиску). Крім сил виникатимуть моменти $M_{32}^{\Delta_r}$ від згину канатів.

Вказані моменти складатимуть величину:

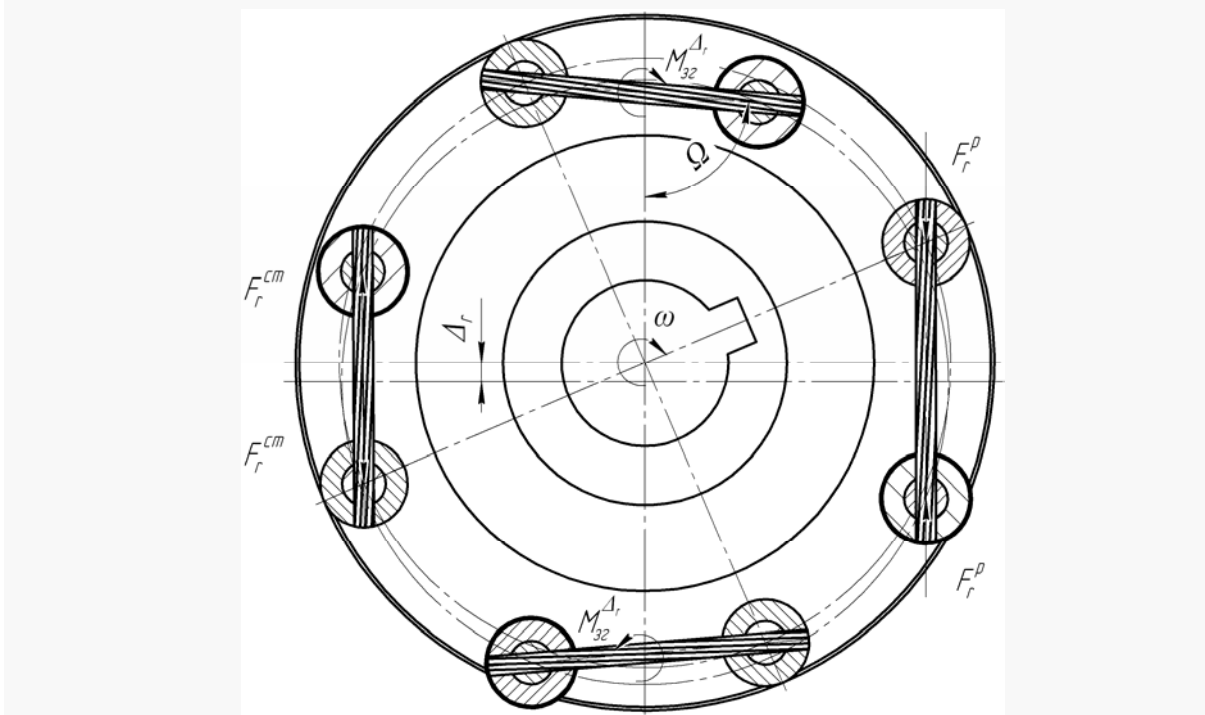


Рис. 4. Схема до визначення додаткових навантажень від радіальної неспіввідності валів

$$M_{32}^{\Delta_r} = \frac{3G\Delta_r}{L_k^2} \sin \Omega, \quad (9)$$

де Ω – кут між віссю каната та напрямком зміщення.

Моменти $M_{32}^{\Delta_r}$ мають різні напрямки, і тому, у випадку парної кількості канатів, взаємно врівноважуються – через це надалі їх не враховуємо.

Пружна радіальна сила від розтягнутого каната становитиме:

$$F_r^p = \frac{E_k^p S_\Sigma \Delta_r}{L_k} \cos \Omega, \quad (10)$$

де E_k^p – модуль пружності каната при стиску.

Пружна сила від стисненого каната становитиме:

$$F_r^{cm} = \frac{E_k^{cm} S_\Sigma \Delta_r}{L_k} \cos \Omega, \quad (11)$$

де E_k^{cm} – модуль пружності каната при стиску.

Очевидно, ці сили сягатимуть максимуму у випадку максимальної деформації – тобто при розташуванні канатів паралельно напрямку зміщення Δ_r ($\Omega = 0^\circ$).

У випадку чотирьох канатів в муфті результуюча радіальна сила становитиме:

$$F_r = F_r^p - F_r^{cm} = \frac{\Delta_r S_\Sigma}{L_k} \cos \Omega (E_k^p - E_k^{cm}). \quad (12)$$

Модуль пружності канатів з органічним осердям при розтягу становить приблизно $E_k^p = 1,0 \dots 1,2 \times 10^{11}$ Па ($1,0 \dots 1,2 \times 10^5$ МПа).

Модуль пружності при стиску E_k^{cm} до сьогодні не досліджувався взагалі, але очевидно, що він є меншим ніж E_k^{cm} , оскільки при стиску дротини та сталки канатів мають простір для радіальних зміщень.

У випадку збільшення при монтажі довжини каната L_k на величину радіального зміщення Δ_r складова F_r^p стане рівною нулю, а складова F_r^{cm} набуде величини:

$$F_r^{cm} = \frac{2E_k^{cm} S_\Sigma \Delta_r}{L_k} \cos \Omega. \quad (13)$$

А радіальна жорсткість муфти становитиме:

$$C_r = \frac{2E_k^{cm} S_\Sigma}{L_k} \cos \Omega. \quad (14)$$

До цього варіанту слід прагнути при монтажі муфти. Для його досягнення недопустимо виконувати затяжку канатів при фіксованому положенні напівмуфт. Потрібно затягнути спочатку всі канати в одній напівмуфті та виконати початкову затяжку канатів в іншій напівмуфті виконуючи проворот муфти від руки. Потім слід надати муфті обертання вхолосту для видовження канатів і після цього виконати завершальну затяжку канатів, це дозволить при експлуатації знизити навантаження на вали та підшипники.

Для підтвердження наведеного алгоритму монтажу були виконані експериментальні дослідження стискальної жорсткості каната, що був застосований в муфті та дослідження самої муфти. В результаті цих досліджень встановлено, що жорсткість каната при стиску залежить від навантаження нелінійно, і при абсолютній деформації каната $\Delta = 1,5$ мм складає $c_k = 446$ Н/мм, що відповідає модулю пружності каната при стиску $E_k^{cm} = 1173$ МПа. Тобто, застосування запропонованого алгоритму монтажу в нашому випадку дозволить зменшити радіальну жорсткість муфти і радіальне навантаження на вали в десятки разів.

Контрольні випробування натурального зразка муфти (рис. 1) виконували в умовах дослідного центру «НДІ Редуктор» (м. Київ) на стенді (рис. 5), що складається з базової плити (1), на якій закріплені мотор-редуктор 6МП-40-35,5-110 (2) та навантажуюче електромагнітне порошкове гальмо ПТ-40М (3), які сполучені досліджуваною муфтою 4. Електричні параметри фіксувалися приладом К-50.

При першому випробуванні виконували установку напівмуфт на вали мотор-редуктора і затяжку канатів «як є» без провороту напівмуфт. Після вмикання мотор-редуктора і навантаження муфти гальмом починалися вібрації корпусів мотор-редуктора і гальма помітні при дотику руки. При повторному складанні муфти з виконанням початкової затяжки канатів із проворотом напівмуфт від руки, роботі муфти на холостому ходу та завершальній затяжки канатів вібрації зникали, що свідчить про правильність запропонованого алгоритму монтажу. Муфта навантажена моментом $T = 200 \dots 220$ Нм працювала 7 годин – пошкоджень її деталей при цьому не виявлено.

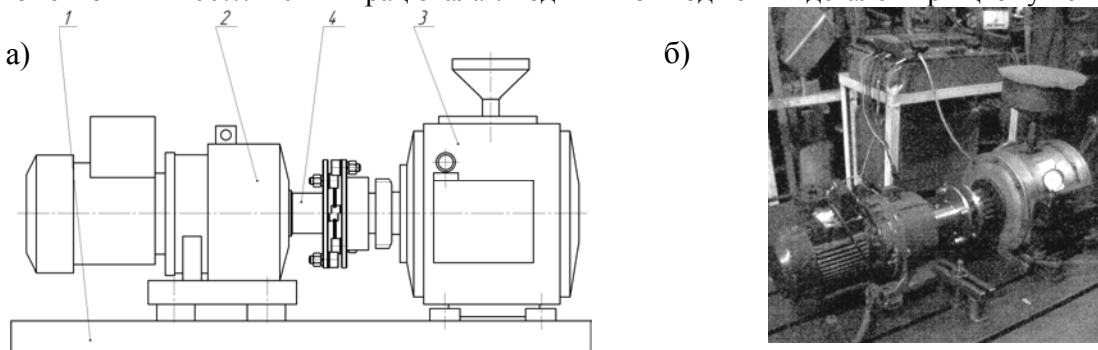


Рис. 5. Експериментальний стенд: а) принципова схема; б) фотографія в процесі складання

Для дослідного зразка муфти за формулами (3), (8) і (14) визначені значення жорсткостей і внесені в таблицю 1 разом з жорсткостями основних типів муфт аналогічної навантажувальної здатності. Коефіцієнт k був прийнятий рівним 1,2, що відповідає відносному прольоту $L_k/d_k = 5,6$.

У результаті розрахунків за формулами для зразка муфти (рис. 1) ($T = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$) встановлено, що його радіальна жорсткість (920 Н/мм) на 15% більше радіальної жорсткості муфти з радіальним стрижнями типу «Форст» (800 Н/мм), є в 1,4 рази більшою жорсткості муфти типу «Вальдрон» (660 Н/мм), але є майже в 3 рази меншою, ніж жорсткість муфти МПВП (3300 Н/мм). Кутова жорсткість муфти з торцевими канатами (0,55 Н•м/град) в десятки разів нижча від муфти зі сталевими дисками (25 Н•м/град), муфти з пружною зірочкою (50 Н•м/град) та муфти МПВП (575 Н•м/рад). Крутильна жорсткість муфти є високою і складає 9470 Н•м/град, а при робочому навантаженні в 200 Н•м кут її закручування складає близько 1°. При цьому дослідна муфта має менші габарити, ніж вказані муфти адекватної навантажувальної здатності.

Таблиця 1

Жорсткісні властивості деяких конструкцій муфт

| № | Конструкція муфти | Момент $T, \text{ Нм}$ | $D \times l, \text{ мм}$ | Жорсткість | | | | Джерело |
|----|--|------------------------|--------------------------|--------------------------------|-------------------------------|----------------------------|------------------------------------|------------|
| | | | | Крутильна $C, \text{ Нм/град}$ | Радіальна $C_r, \text{ Н/мм}$ | Осьова $C_a, \text{ Н/мм}$ | Кутова $C_\gamma, \text{ Нм/град}$ | |
| 1 | Муфта тороподібною оболонкою вигнутого профілю | 250 | 220×280 | 25 | 80 | 120 | 72 | [4] |
| 2 | Муфта тороподібною оболонкою увігнутого профілю | 250 | 220×200 | 16 | 306 | 175 | 84 | [4] |
| 3 | Муфта з гумовим конічним кільцем-шайбою | 250 | 170×180 | 40 | 297 | - | 33 | [4] |
| 4 | Муфта з гумовою зірочкою | 250 | 135×190 | 59 | 1900 | - | 50 | [5, 6] |
| 5 | МПВП | 250 | 140×165 | 128 | 3300 | - | - | [4] |
| 6 | Муфта з торцевою установкою гвинтових пружин «Карделіс» | 260 | 180×160 | 39 | 550 | - | - | [4, 7] |
| 7 | Муфта з осьовою паралельною установкою стрижнів «Форст» | 286 | 126×80 | - | 800 | - | - | [4, 7] |
| 8 | Муфта з осьовою паралельною установкою пакетів пружин «Вальдрон» | 180 | 127×108 | - | 660 | - | - | [4, 7] |
| 9 | Напівжорстка дискова муфта | 250 | 135×172 | 28272 | 6125000 | 3900 | 25 | [3, 8, 12] |
| 10 | Муфта з торцевою установкою прямих канатів | 200 | 170×180 | 9469 | 920 | 45 | 0,55 | |

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. За рахунок теоретичних досліджень отримані залежності для визначення додаткових навантажень на вали СЕУ поєднані муфтою з торцевою установкою прямих канатів за наявності неспіввісностей.

2. За рахунок виконання експериментальних досліджень визначена жорсткість каната при стиску та розроблений алгоритм монтажу муфти з торцевою установкою прямих канатів.

3. В порівнянні з поширеними конструкціями муфт, муфта з торцевою установкою прямих канатів характеризується низькою осьюовою та кутовою жорсткістю.

Напрямки подальших досліджень:

1. Вплив неспіввісності на довговічність канатних елементів муфт.

2. Напружено-деформований стан фланців напівмуфт.

3. Розподіл навантажень між канатами муфти.

1. Ривин Е.И. Сравнительная оценка конструкций соединительных муфт / Е.И. Ривин // Вестник машиностроения. – 1972. - №7. – С. 9-13.
2. Колесник К.К. Зниження віброактивності привідних систем з пружними муфтами: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / К.К. Колесник. – Львів, 2003. – С. 22.
3. Проценко В.О. Проектування муфти з торцевою установкою прямих канатів / В.О. Проценко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА. – 2011. – Вип. 77 – С. 44-50.
4. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов / Под ред. О.А. Ряховского. – Л.: Политехника, 1991. – С. 384.
5. Михайлов Ю.К. Муфты с неметаллическими упругими элементами: Теория и расчет / Ю.К. Михайлов, Б.С. Иванов. - Л.: Машиностроение, 1987. – С. 144.
6. Гонюков В.И. Экспериментальное определение радиальных нагрузок и изгибающих моментов, возникающих в механических муфтах / В.И. Гонюков, В.Ф. Клименко, А.Г. Лымарь, Ю.В. Чудутов // Вестник машиностроения. – 1979. – №6. – С. 34-35.
7. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов - М.: Высшая школа, 1998. – С. 447.
8. Поляков В.С. Определение компенсирующей способности муфты с промежуточными дисками / В.С. Поляков, Ю.К. Михайлов // Расчет и конструирование машин. Труды ленинградского ордена Ленина политехнического института имени М.И. Калинина. – 1967. – №285, С. 13-19.