

- требования к установлению показателей составных частей, нормированию долговечности зубчатых передач, термической мощности; определению подшипников и их смазки, долговечности валов, корпусов и уплотнений;
- требования к элементам зубчатых передач (коэффициенту ширины зубчатого венца, смещению исходного контура, модификации профиля, толщине обода сателлита, материалам зубчатых колес и их термической обработке, точности, шероховатости рабочей поверхности зуба);
- рекомендации по выбору подшипников и установке их в редукторе;
- требования к валам, шпонкам и шлицам (материалу, безшпоночным соединениям, посадкам, шпонкам, шлицевым соединениям);
- требованиям к корпусам, в т.ч. расположению составных частей редуктора, материалу, деформации, точности, смотровым отверстиям, крышкам и соединениям составных частей;
- выбор, применение и контроль смазки редуктора (тип и вязкость смазки, метод смазывания, температура масла), зубчатых передач, подшипников, минимальное количество масла в системе, регулирование температуры, контроль состояния смазки, чистоты масла, масляные фильтры пробки слива и заливки, маслоуказатель, отдушина и др.);
- требования к другим важным элементам редуктора (уплотнениям, присоединяемым устройствам, крепежным изделиям, покрытиям);
- требования к гарантии качества редуктора.

Общие выводы.

1. Ветроэнергетика является одним из наиболее эффективных и экологически чистых способов получения электрической энергии, способной покрыть 40-50% потребности.
2. Редукторы (мультипликаторы), необходимые для увеличения скорости ротора до скорости, требуемой для выработки электроэнергии, должны обеспечивать передачу высоких нагрузок при минимальных габаритных размерах и массе, максимально высокий коэффициент полезного действия при сроке службы не менее 20 лет.
3. Лучшей компоновкой мультипликатора является комбинированный редуктор, тихоходная ступень которого – планетарная прямозубая передача, а быстроходная и промежуточная ступени – цилиндрическая косозубая.
4. Зубчатые передачи мультипликатора должны изготавливаться из высокопрочных легированных сталей, подвергаемых цементации и закалке до твердости рабочих поверхностей зубьев HRCэ 60...63. Точности зубчатых передач не ниже 6 степени ГОСТ 1643.
5. Подшипники валов должны обеспечивать требуемую долговечность с учетом срока службы мультипликатора. Предпочтение следует отдавать радиальным подшипникам с цилиндрическими роликами и сферическим роликовым подшипникам.

6. Корпусные детали должны быть определенной геометрической формы и обеспечивать жесткость, прочность и точность конструкции.

Конфигурация, составные элементы корпуса, его разъемы определяются на стадии рабочего проектирования редуктора (мультипликатора).

7. Выбор системы смазки (циркуляционной, разбрызгиванием или их комбинацией) и смазочных материалов производится на основе расчета термической мощности при рабочем проектировании мультипликатора.

Список литературы: 1. DСТV ISO 81400-4. Вітрові установки. Ч. 4. Конструкція і технічні умови редукторів.

Поступила в редколлегию 27.04.08

УДК 621.825.54(088.8)

В.О. МАЛАЩЕНКО, докт. техн. наук, НУ "Львівська політехніка",
П.В. КАРНАУХ, НУ водного господарства та природокористування

ПІДВИЩЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ПРИВОДІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ІЗ ЗАПОБІЖНИМИ ФРИКЦІЙНИМИ МУФТАМИ

В работе представлена классификация предохранительных фрикционных муфт с криволинейными поверхностями контакта фрикционных элементов. Установлена причинно-следственная связь между переменным коэффициентом трения по криволинейным поверхностям муфты и уравнением линий контакта фрикционных элементов.

In diesem Werk ist die Klassifizierung der Sicherheitsfriktionskupplungsmuff mit krummlinigen Oberslächen des Kontakts der Ffriktionselemente dargestellt. Der ursächlich-resultative Verbindung mit dem Wechselkoeffizient der Reilung auf den krummlinsgen Muffoberflächen und die Gleichung der Kontaktlinien der Ffriktionselement sind bewiesen.

Механічні приводи здебільшого мають різноманітні муфти, які суттєво впливають на довговічність передач, що входять у кінематичні ланцюги приводних систем.

Відомі конструкції запобіжних фрикційних муфт, що здатні передавати підвищений обертальний момент [1, 3, 5-7].

Аналіз літературних джерел та патентної інформації показує, що класифікація запобіжних фрикційних муфт носить розрізнений характер та в основному розроблена для випадків, коли лінія контакту фрикційних елементів виконана у вигляді прямої. Навантажувальна здатність таких муфт є обмеженою та визначена для плоских поверхонь тертя [3, 9].

Метою даної роботи є наукове узагальнення та доповнення відомої інформації на основі розробки класифікації, що включає нові конструкції запобіжних муфт з криволінійними поверхнями контакту фрикційних елементів, визначення їх навантажувальної здатності та порівняння з відомими муфтами.

В основу доповнення класифікації (рис. 1) покладені нові конструкції запобіжних фрикційних муфт, що захищені відповідними авторськими свідоцтвами СРСР та патентами Російської Федерації і мають такі загальні конструктивні та експлуатаційні ознаки: форму контактуючої поверхні, число поверхонь тертя, умови експлуатації, наявність оберненого зв'язку, особливості запобіжних елементів та елементів тертя.

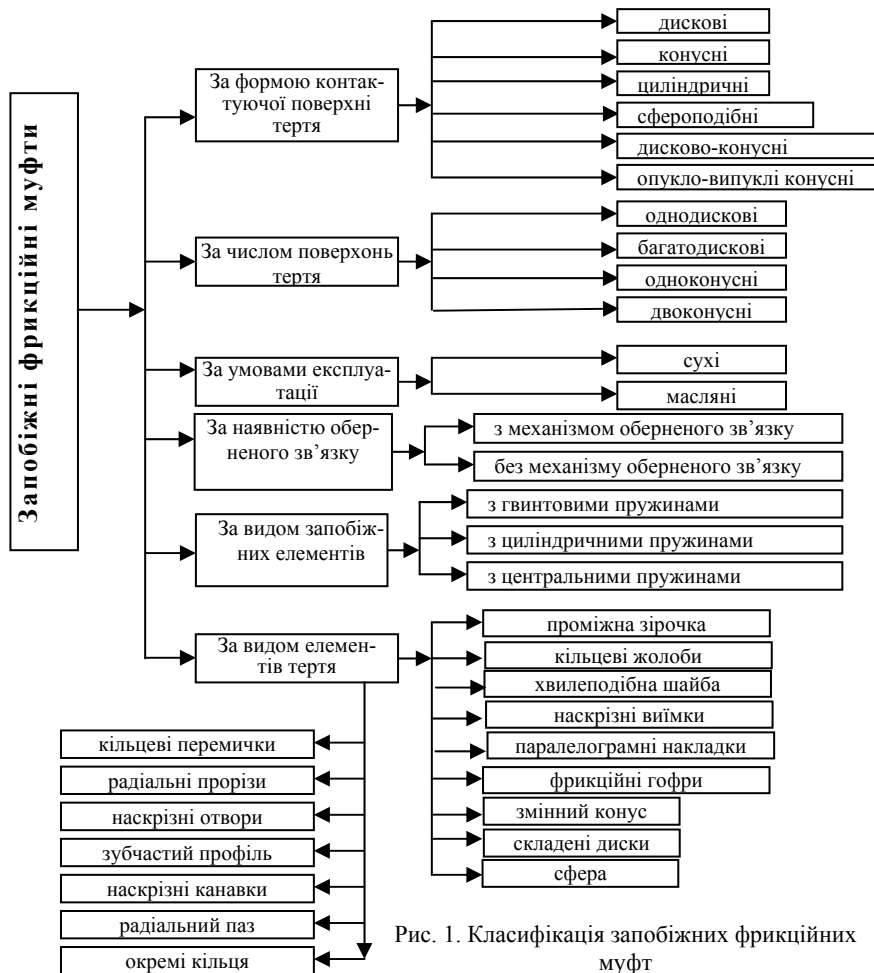


Рис. 1. Класифікація запобіжних фрикційних муфт

Запропонована класифікація вбирає доповнення конструктивними елементами, які мають ознаки світової новизни. Зокрема, за формою контактуючої поверхні введено поняття "дислово-конусні", "опукло-випуклі конусні", "сфероподібні", а за видом елементів тертя – "змінний конус", "складені диски", "сфера".

В роботах [2, 4, 5] частково було розкрито конструктивно-силовий взаємозв'язок нової фрикційної муфти з криволінійними поверхнями тертя згідно з [1] та висловлено гіпотезу про те, що змінний коефіцієнт тертя на криволінійних поверхнях муфти обернено пропорційний довжині дотичної до цієї поверхні, проведеної через точку контакту фрикційних елементів. Такий підхід дозволив отримати аналітичну залежність між основними габаритами муфти за умови рівності питомого навантаження на фрикційних поверхнях, проте для визначення обертального моменту муфти цього недостатньо, бо невідомо, яких значень набуває змінний коефіцієнт тертя в залежності від осьових габаритів муфти.

Для встановлення закону зміни коефіцієнта тертя та визначення навантажувальної здатності муфти розроблено розрахункову схему для лівої частини проміжного диску муфти згідно з А.С. СРСР №1610114, що показана на рис. 2. Для порівняння навантажувальної здатності муфт [1] та [2] припускалось, що вони мають однакові радіальні та осьові габарити, тобто осьова довжина виступів $m=24\text{мм}$; $\frac{d_1 - d_2}{2} = 12\text{мм}$ (рис. 2).

В декартовій системі координат в масштабі 10:1 побудовано лінію контакту верхньої частини першого виступу для випадку, коли вона описується функцією $f(x) = e^{K_1 x}$ (рис. 3). Для визначення $K_1=0,1$ в рівняння лінії контакту підставлялись відповідні значення функції та аргументу. Довжина дотичної між віссю OX та точкою контакту визначається, базуючись на відомій формулі [8]

$$l_{g_1} = \left| \frac{y_1}{y_1'} \sqrt{y_1'^2 + 1} \right|, \quad (1)$$

де l_{g_1} – довжина дотичної між точкою дотику та віссю OX ; y_1 і y_1' – значення функції та її похідної в точках дотику відповідно $f(x)$.

На рис. 3 наведено графік зміни довжин дотичних в точках дотику фрикційних елементів в однаковому масштабі із лінією контакту. Встановлено причинно-наслідковий зв'язок між змінним коефіцієнтом тертя на криволінійних поверхнях муфт та рівняннях лінії контакту фрикційних елементів. Для цього відповідні ординати довжин дотичних поділено на ординати точок контакту фрикційних елементів. Отримані значення абстрактних коефіцієнтів в залежності від осьових габаритів муфти зведено в таблицю.

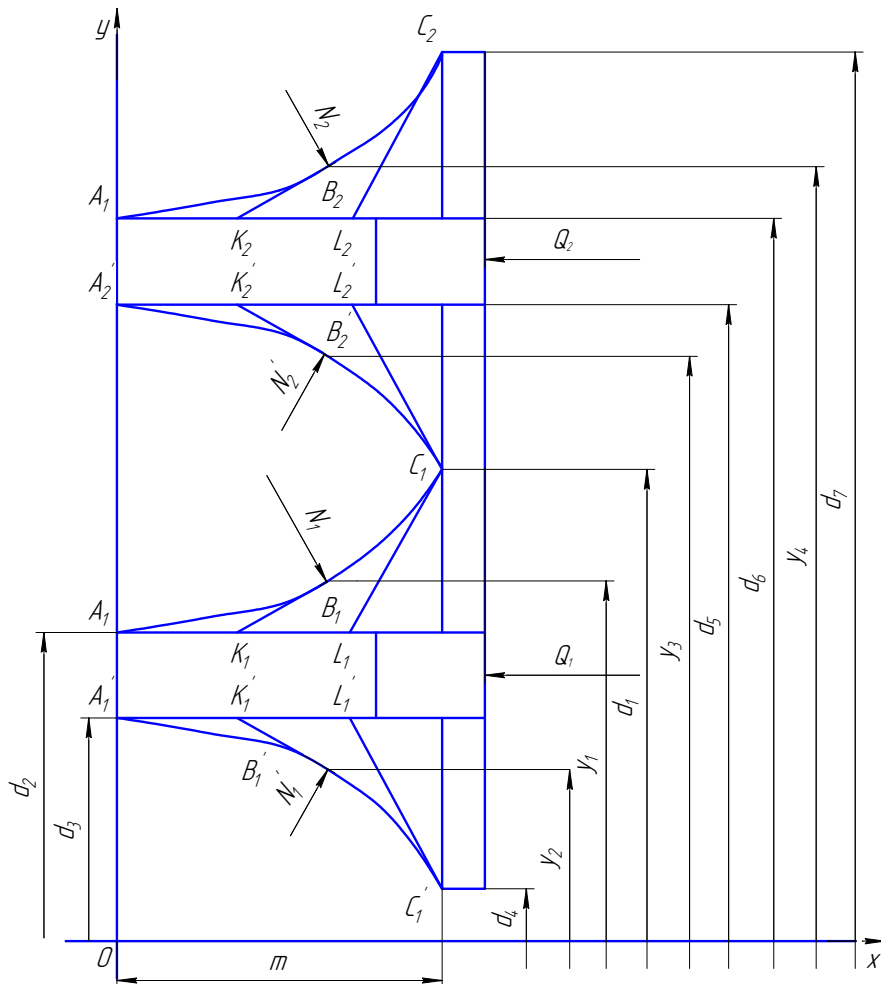


Рис. 2. Розрахункова схема лівої частини проміжного диска

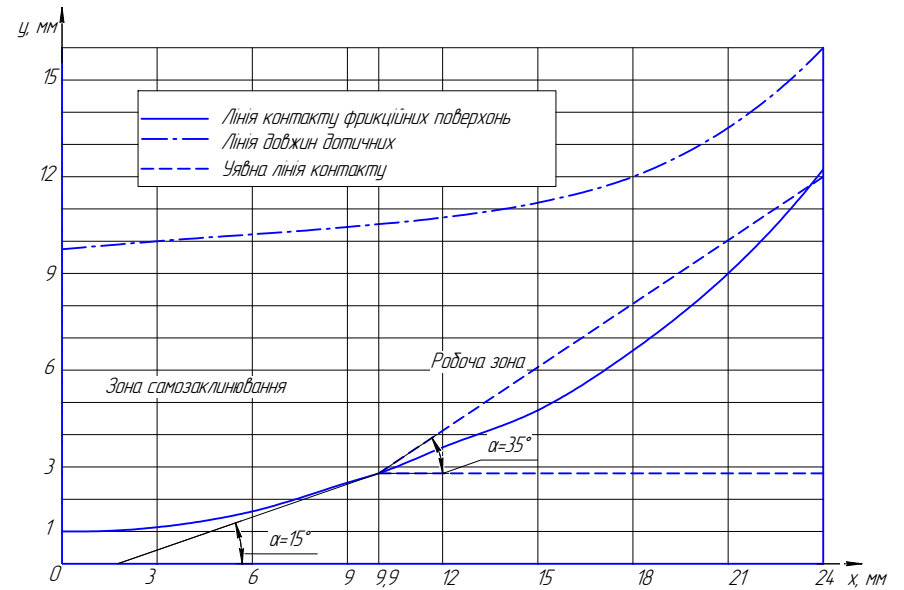


Рис. 3. Залежність зміни довжин дотичних для лінії контакту $y=e^{0,1x}$

Таблиця.
Значення допоміжної функції $\Phi_1(l_g)$ для визначення $f_{зм}$ для лінії контакту $f(x) = e^{0,1x}$

X, мм	3	6	12	18	24
$\Phi_1(l_g)$	7,53	5,64	3,2	1,94	1,3

Змінний коефіцієнт тертя $f_{зм}$ на криволінійній поверхні верхньої частини першого виступу тепер можна записати у вигляді:

$$f_{зм} = f_1' \cdot \Phi_1(l_g), \quad (2)$$

де f_1' – приведений коефіцієнт тертя в цапфі; $\Phi_1(l_g)$ – допоміжна функція.

Величина f_1' застосована з огляду на те, що існує аналогія між конструкціями цапфи і муфти, а приведений коефіцієнт тертя не залежить від радіуса тертя цапфи. Після інтерполяції [8] $\Phi_1(l_g)$ і f_1' набувають аналітичного вигляду

$$\Phi_1(l_g) = 0,01x^2 - 0,67x + 9,32; \quad (3)$$

$$f_{зм} = \frac{4}{\pi} f(0,01x^2 - 0,67x + 9,32), \quad (4)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання матеріалу фрикційних елементів.

Проведено перевірку достовірності методу визначення змінного коефіцієнту тертя на криволінійній поверхні фрикційних елементів, у основу якої покладені такі міркування: будь-яка крива лінія є загальним випадком прямої лінії і при певних параметрах може в неї перетворюватися. Якщо запропонований метод визначення $f_{зм}$ є вірним для криволінійної поверхні, то він є вірним і для окремих випадків, коли лінія контакту фрикційних елементів виконується у вигляді прямої. Такими окремими випадками є відомі класичні рішення в конструкціях дискових та конусних фрикційних муфт. Для зручності проведення обчислень розглянуто випадок, коли лінія контакту конусної муфти (рис. 4) нахилена до її осі під кутом $\alpha=45^\circ$, а загальне рівняння прямої $y=K_2x+b$ при $K_2=1$ і $b=2$ набуло вигляду $y=x+2$. На рис. 4 побудовано графік зміни довжин дотичних в кожній точці лінії контакту. Поділивши кожну відповідну ординату лінії довжини дотичних на ординату точок контакту фрикційних елементів, встановлено, що

$$\Phi_1(l_g) = \sqrt{2} \text{ і } f_{зм} = \frac{f}{\sin \alpha}, \quad \text{при } \alpha = 45^\circ.$$

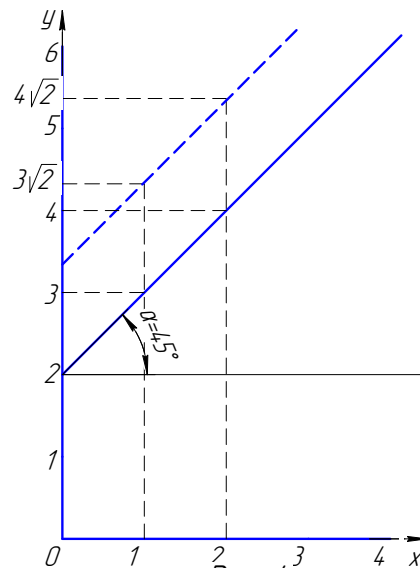


Рис. 4. Залежність зміни довжини дотичних для лінії контакту $y=x+2$

Отже, для конусної муфти достовірність запропонованого методу визначення приведенного коефіцієнта тертя доведена. Для дискової муфти (рис. 5)

приведений коефіцієнт тертя f збігається з коефіцієнтом ковзання фрикційних матеріалів і може бути визначений як

$$f_{зм} = f\Phi(l_g) = f \frac{r_1}{r_1} = f \frac{r_2}{r_2} = f,$$

де r_1 і r_2 – найбільші і найменші радіуси тертя дискової муфти.

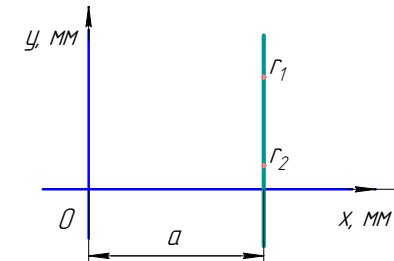


Рис. 5. Залежність зміни довжин дотичних для лінії контакту $x=a$

Достовірність запропонованого методу визначення зведеного коефіцієнту тертя на криволінійній поверхні доведено для часткового випадку відомих дискових муфт.

Тепер розглянемо відомі конусні муфти, для яких під час роботи має місце явище самозаклинювання [3, 9]. Тому на практиці для них приймають кут конусності $\alpha \approx 15^\circ$. З огляду на це проведено дослідження осьових габаритів за умови відсутності самозаклинювання муфти. Мінімальний кут нахилу дотичної в точці контакту фрикційних елементів, при якому можлива робота муфти без самозаклинювання, рівний мінімальному куту конусності $\alpha \approx 15^\circ$. Із означення кутового коефіцієнту прямої [8] відомо, що

$$K_s = (e^{0,1x})' = 0,1e^{0,1x} = \operatorname{tg} 15^\circ = 0,27. \quad (5)$$

Із (5) не важко встановити, що $x=9,9$ мм – це така абсциса, починаючи з якої муфта працює без самозаклинювання. Відповідно цьому осьові габарити муфти поділено на дві зони: зона самозаклинювання ($0 < x < 9,9$) і робоча зона ($9,9 < x < 24$) (рис. 3). За рахунок точного встановлення межі зони самозаклинювання, у якій муфта конструктивно не виконується, уможливується суттєве зменшення осьових габаритів муфти, що відповідають робочій зоні.

Висновки.

1. Запропонований метод визначення зведеного коефіцієнту тертя має теоретичне та практичне значення і дає нове уявлення про закономірності процесу сухого тертя між тілами з криволінійними робочими поверхнями.

2. Перевірка його достовірності проведена для окремих традиційних випадків, коли контакт між фрикційними елементами є лінійний. Розглядалися при цьому дискові та конусні муфти, і одержані класичні аналітичні залежності визначення приведенного коефіцієнту тертя на цих поверхнях, що повністю підтверджує правильність одержаних закономірностей аналітичним шляхом.

3. Встановлена закономірність зміни зведеного коефіцієнту тертя на криволінійних поверхнях муфти значно підвищує точність визначення значень обертального моменту, що передається муфтою, покращує рівномірність питомого навантаження поверхонь тертя тощо, тому може бути застосована для проведення уточнювальних розрахунків різноманітних об'єктів машинобудування під час їх проектування та експлуатації.

Список літератури: 1. А.С. 1610114 СССР МКИ F16D 7/02, 13/64. Дисковая фрикционная муфта / С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко, П.В. Карнаух (СССР). – № 4651070/31-27. Заявлено 02.01.89. Опубл. 30.11.90, Бюл. №44, 1990. – 3с. 2. Карнаух П.В. Статичні навантаження на фрикційних дисках муфт з криволінійними поверхнями тертя // Збірник статей за матеріалами III науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу, аспірантів та студентів академії 24 березня-16 квітня 1997р. – Ч.4. Механізація і автоматизація. – Рівне: Видавництво УДАВГ, 1997. – С.5–7. 3. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2006. – 196с. 4. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Карнаух П.В. Пошук раціонального співвідношення геометричних параметрів запобіжної фрикційної муфти. – Львів. Науковий вісник НЛУУ. – Вип.17.2, 2007. – С.88–92. 5. Малащенко В.О., Карнаух П.В. Визначення навантажувальної здатності запобіжної фрикційної муфти з дугоподібним профілем фрикційних елементів. – Луганськ. Вісн. СУНУ ім. В.Даля. – № 9(115), 2007. – С.109–112. 6. Малащенко В.О., Мартинців М.П., Пінчук А.В. Розподіл питомого тиску на бокових поверхнях кілець фрикційної муфти підвищеної навантажувальної здатності. Науковий вісник УДАУ. – Вип. 15.2, 2005. – С.51–56. 7. Малащенко В.О., Пінчук А.В. Дискова фрикційна муфта. Патент України № 53242А. – Бюл. №1, 2003. – 4с. 8. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для вузов. Т.1. – М.: ”Наука”, 1978. – 456с. 9. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384с.

Поступила в редколлегию 30.04.08

УДК 621.833

А.В. БОНДАРЕНКО, магистр, НТУ “ХПИ”
А.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРЕХВАЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМАЛЬНОГО МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

Розглянуто методику знаходження оптимальної розбивки загальних передаточних чисел коробки між постійним та змінними зачепленнями за критерієм мінімізації міжосьової відстані із умови контактної міцності зубців. Записано цільову функцію, сформульовані обмеження на змінні проектування, зокрема з урахуванням згінної міцності зубців.

The method of finding of the optimum separation of gearbox transmission ratio between constant and variable gearings is considered. It's base on the criterion of axes distance minimization from the condition of contact strength. An objective function is written, limits are formulated on the variable planning, including taking into account teeth bending strength.

Актуальность задачи.

Современное машиностроение, особенно такие его ведущие отрасли, как транспортное машиностроение, предъявляет все более жесткие требования по массогабаритным характеристикам к приводам машин и, следовательно, к такому их элементу, как коробки передач (КП). Поэтому максимально возможное снижение габаритов последних является актуальной задачей.

Постановка задачи.

Наибольшее распространение в трансмиссиях транспортных средств (например, автомобилей) получили КП, выполненные по трехвальной схеме (см. рис.). Как видно, передаточное число КП на каждой i -й “непрямой” передаче $u_{КПi}$ определяется зависимостью

$$u_{КПi} = u_{pz} u_i, \quad (1)$$

где u_{pz} – передаточное число зубчатой пары постоянного зацепления; u_i – передаточные числа зубчатых пар, включаемых на i -х передачах.

Таким образом, на каждой передаче мы получаем двухступенчатый осевой редуктор, передаточные числа внутри которого могут быть разбиты по различным соотношениям. Обычно, с целью снижения массы и габаритов, стремятся обеспечить равнопрочность ступеней по контактному напряжению при минимальном межосевом расстоянии редуктора a_w . Такой подход широко применяется в редукторах общего назначения, и для них существуют различные зависимости и графики [1].

В нашем случае задача усложняется неоднозначностью решения, по-