

П.М. Гащук, В.В. Малащенко
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

АНАЛІЗ ЗАЛЕЖНОСТІ ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ ВІД КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

© Гащук П.М., Малащенко В.В., 2010

Описано будову й принцип дії запобіжної муфти в складі гайковерта та викладено результати аналізу залежності обмежуваного гайковертом обертального моменту від конструктивних параметрів муфти.

The structure, principle of action of the patented muff and results of quantitative analysis of dependence of rotator moment is laid out from structural its parameters.

Постановка проблеми. Для здійснення обертового руху однієї деталі механізму відносно іншої нерухомої з докладанням обмеженого максимального обертального моменту, наприклад, для затягування гайок нарізевих з'єднань до регламентованого рівня, традиційно застосовують так звані динамометричні ключі. Точність виконання цього процесу значно залежить від людського чинника та властивостей інструменту, що з часом змінює свою характеристику. Це, звісно, ускладнює виконання на задовільно якісному рівні складальних робіт при виготовленні машин чи монтажних-демонтажних операцій під час проведення ремонтних робіт над різноманітними механізмами з відповідальними функціями. Отож, існує цілком конкретна й важлива технічна проблема [1–4].

Мета статті – запропонувати спосіб усунення зазначених недоліків традиційного виконання монтажних-демонтажних операцій шляхом застосування гайковертів з новими пристроями автоматичного регулювання величини обертального моменту, що прикладається до елементів нарізевих з'єднань. Застосування гайковертів такого штибу істотно скорочує час виконання складальних операцій, підвищує точність процесу затягування гайок завдяки цілковитому усуненню прояву людського чинника та дозволяє легко регулювати величину сили попереднього затягування цих з'єднань.

Виклад основного матеріалу. Досягти поставленої мети можна, застосовуючи у складі гайковерта розроблені на кафедрі експлуатації та ремонту автомобільної техніки та запатентовані нові конструкції запобіжних муфт однобічної та двобічної дій [5, 6]. Власне такі запобіжні муфти дають змогу легко синтезувати прості гайковерти з наперед окресленими властивостями і тим самим розв'язати вельми актуальну проблему машинобудування.

Розгляньмо будову й принцип дії та проведемо силовий аналіз гайковерта, до складу якого входить запобіжна муфта однобічної дії. Спрощено будову гайковерта зображено на рис. 1: 1 – ведуча напівмуфта з напрямними пазами (гарами) 2, що мають робочі поверхні 3; 4 – ведена напівмуфта з напрямними пазами 5, що мають робочі поверхні 6; 7 – робочі кульки, закладені в пази напівмуфт; 8 – рухомий диск, який притискається до робочих кульок пружиною 10; 11 – регулювальні гайки, якими через диск 9 можна задавати бажаний рівень попереднього стискування

пружины; 12 – кулька взаємного центрування напівмуфт; 13 – корпус; 14 – гвинти-фіксатори. Пристрій може функціонувати з будь-яким джерелом обертового руху, навіть з простим електродрилем. У цьому разі він своїм хвостовим кінцем повинен закріплюватись у патроні електродриля, а до носового отвору веденої напівмуфти необхідно вкласти відповідний робочий інструмент.

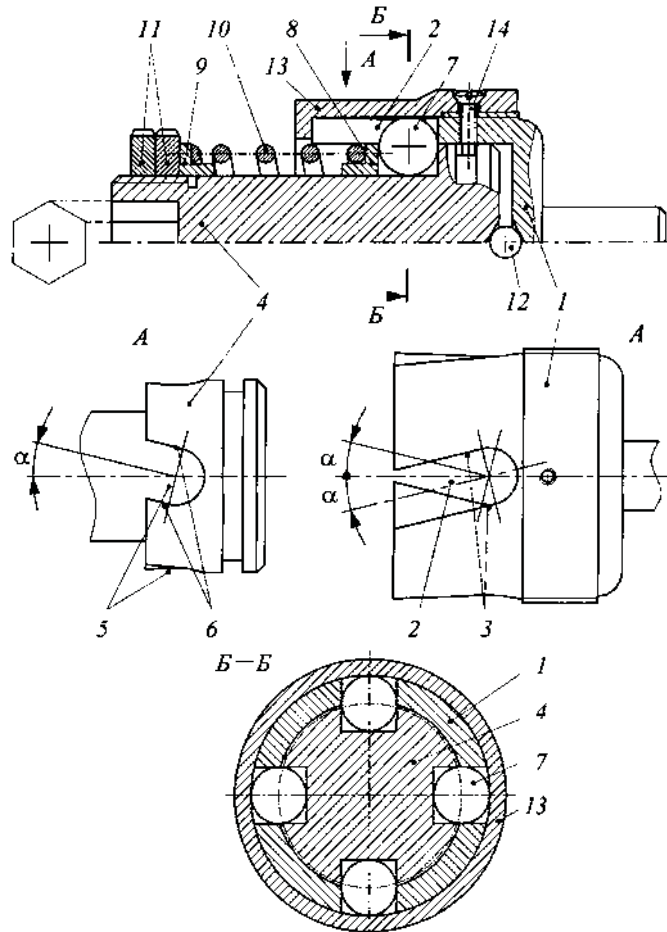


Рис. 1. Схема однієї запобіжної муфти (з виглядами А на ведучу і ведучу напівмуфти та поперечним перерізом В — В)

Принцип роботи такого обмежувача обертового моменту легко простежити за тим самим рис. 1. Величина граничного обертового моменту задається за допомогою регульовальних гайок, одна з яких виконує функції контргайки. Власне цими гайками з певною силою стискають пружину, а вже стан пружини і визначає максимальне значення обертового моменту, яке здатен створити гайковерт. Якщо ведуча напівмуфта обертається у бік відхилення пазів веденої напівмуфти, то кульки, поки обертальний момент не перевищує певної величини, силою від пружини утримуються в пазах напівмуфт (на рис. 1 – у крайньому правому положенні). Пристрій обертається як одне ціле та може загвинчувати гайку до деякої межі довільною силою затягування. Але при досягненні певного максимального обертового моменту кульки боковими поверхнями пазів напівмуфт з подоланням опору пружини виштовхуються ліворуч, виходять із зачеплення з пазами 5 і починають ковзати вздовж поверхні торця веденої напівмуфти. Отож, силове коло в пристрої розривається, і робочий інструмент перестає далі пересилати обертальний момент. Ознакою завершення процесу загвинчування є поява легкого цокотання кульок при оминанні ними вхідних крайок пазів веденої напівмуфти.

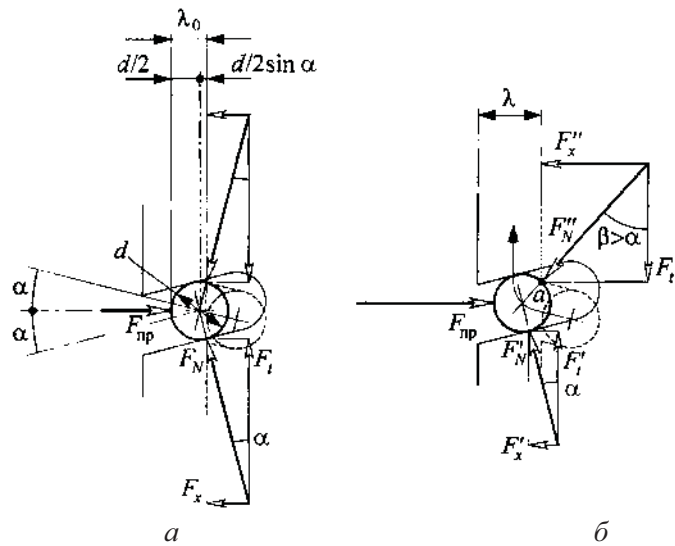


Рис. 2. Розрахункова схема кулькової муфти

Залежність величини граничного обертального моменту від основних параметрів муфти можна розкрити, якщо у загальній формі визначити зусилля, що виникають в її робочій зоні. Для цього вдаємося до розрахункових схем, наведених на рис. 2. Допоки хоча б половина робочої кульки перебуватиме в межах паза (гари) веденої напівмуфти, на неї діятимуть симетричні нормальні зусилля F_N , одне з яких є наслідком активної дії приводу через ведучу напівмуфту, а друге — реакцією веденої напівмуфти, рис. 2, а. Отож, слід вважати, що кулька починає полишати паз веденої напівмуфти, перекочуючись навколо її крайки а, рис. 2, б, коли пружина зазнає деформації λ понад в певному сенсі критичне значення (див. рис. 2, а)

$$\lambda_0 = (1 + \sin \alpha) \frac{d}{2}, \quad (1)$$

де d – діаметр робочої кульки, α – кути нахилів пазів напівмуфт. При цьому симетричність її навантаження зникає, рис. 2, б: $F'_N \neq F''_N$, $F'_x \neq F''_x$, але $F'_t = F''_t$. Зауважмо: тут прийнято, що сила F''_N і далі діє вздовж радіуса кульки, хоча вона вже не є нормальною до бокових площин пазів; з коловою силою F'_t вона утворює кут $\beta > \alpha$.

Колова сила F_t , що припадає на одну робочу кульку, визначається через прикладений до муфти обертальний момент T_p за формулою (тертя й інерція тут до уваги не беруться)

$$F_t = \frac{2T_p}{K_i D_0 i}, \quad (2)$$

де $K_i = 0,85 \dots 0,9$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між кульками; D_0 – діаметр кола центрів кульок; i – кількість кульок. Сила пружності $F_{пр}$ пружини, що діє на одну кульку, коли та полишила своє крайнє мертве положення, повинна, звісно, задовольняти умову $F_{пр} = F'_x + F''_x$. Керуючись цим співвідношенням чи векторним рівнянням силової рівноваги $\mathbf{F}_{пр} = \mathbf{F}'_N + \mathbf{F}''_N$, можна побудувати характеристику муфти у формі, відображеній на рис. 3: l – поточна деформація пружини; l_0 – попереднє стискання пружини; $F_{пр} = F_{пр}(l)$ – характеристика пружини; $F_{пр0}$ – значення сили $F_{пр}$, відповідне попередній деформації пружини – стану муфти, коли кулька перебуває в мертвому положенні; λ – максимальна деформація пружини, коли муфта перестає створювати момент; $F_{t0} = F_t(l_0)$, $F_{t\max} = F_t(l_0 + \lambda_0)$, $F_t^+ = F_t(l_0 + \lambda)$ – ординати особливих точок характеристики.

де $F'_{\text{пр}0} = F_{\text{пр}0}i = \frac{Gd_d^4 l_0}{8D^3 i_p}$ – сила, створювана пружиною в стані попередньої деформації. Зважаючи на (1), вираз (4) можна подати у вигляді

$$T_p = K_i \frac{l_0 + (1 + \sin \alpha) \frac{d}{2}}{\operatorname{tg} \alpha} \frac{GD_0 d_d^4}{32D^3 i_p}. \quad (5)$$

На одержану залежність (5) можна безпосередньо покладатись при виконанні інженерного розрахунку основних параметрів подібних пристроїв на стадії проектування. Розмір $\lambda_0 < \lambda$ завжди необхідно погоджувати з діаметром кульок d . Значення величини λ , звісно, не може бути меншим за діаметр кульок. Кут нахилу пазів напівмуфт доцільно призначати в межах $\alpha = 20 \dots 70$ град. Кожне конкретне таке призначення залежить від пружних властивостей натискної пружини. Позначаючи

$$k_p = K_i \frac{GD_0 d_d^4}{32D^3 i_p},$$

можна видобути тотожність

$$\frac{T_p}{k_p} = \frac{l_0 + (1 + \sin \alpha) \frac{d}{2}}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (6)$$

в якій конструктивні параметри α , l_0 , d фігурують тільки праворуч. Очевидно, що зростання кута α обов'язково спричиняє зменшення величини T_p / k_p :

$$\frac{\partial T_p}{\partial \alpha k_p} = -\frac{1}{\sin^2 \alpha} \left(l_0 + (1 + \sin^3 \alpha) \frac{d}{2} \right) < 0, \quad 0 < \alpha < \pi/2.$$

Нехай ідеться про муфту з параметрами

$$D_0 = 50 \text{ мм}; \quad d_d = 4,5 \text{ мм}; \quad D = 45 \text{ мм}; \quad i_p = 5;$$

$$k_p = K_i \frac{GD_0 d_d^4}{32D^3 i_p} = (0,85 \dots 0,90) \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 0,0045^4}{32 \cdot 0,045^3 \cdot 5} \approx 100 \text{ Н}.$$

Отож, наприклад, у разі $l_0 = d = 10$ мм та $k_p = 100$ Н із тотожності (6) матимемо (рис. 4)

$$T_p = \frac{3 + \sin \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha} [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

З рис. 4 видно, що величина максимального обертового моменту істотно залежить від кута нахилу пазів напівмуфт. Збільшення кута нахилу пазів α у 3,5 рази (від 20 град до 70) веде до зменшення обертового моменту T_p у понад 6 разів.

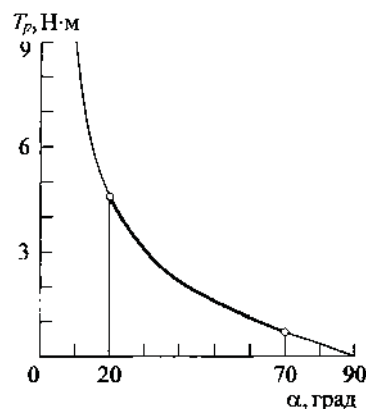


Рис. 4. Графік зміни обертового моменту зі зміною кута нахилу пазів у муфті

Висновки. Запобіжна муфта однобічної дії — ефективний засіб удосконалення гайковерта: вона дає змогу технічно просто автоматизувати затягування нарізевих з'єднань до наперед заданої сили. За результатами проведеного аналізу можна стверджувати, що величину обертального моменту зручно змінювати кутом нахилу пазів напівмуфт.

Отримані аналітичні залежності уможливають проведення вмотивованих інженерних розрахунків на етапі проектування гайковертів та інших подібних пристроїв, в яких доречно й доцільно застосовувати розроблені запобіжні муфти.

1. *Автомобилестроение: Справочник по государственным стандартам и отраслевым нормам: В 4-х т. – М.: Изд-во стандартов, 1970. – Т. 3. – 471 с.* 2. *Автомобильный справочник/Пер. с англ. 2 изд., переработ. и доп. – М.: ЗАО "КЖИ" // За рулем. – 2004. – 992 с.* 3. *ДСТУ 2278 – 93. Муфти механічні. Терміни та визначення.* 4. *Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2009. – 214 с.* 5. *Пат. 66514А Україна. Запобіжна муфта. Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. Опубл. 2004. Бюл. №5.* 6. *Пат.№ 77435 Україна. Запобіжна муфта. Гащук П.М., Малащенко В.В., Сороківський О.І. Опубл. 2006. Бюл. №12.*

УДК 621.83:658:652

П.М. Гащук, Р.А. Пельо

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра експлуатації та ремонту автомобільної техніки

ПАЛИВОВИТРАТНА ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБІЛЯ НА РЕЖИМАХ СПОВІЛЬНЕННЯ З ОДНОЧАСНИМ ПЕРЕМИКАННЯМ ПЕРЕДАЧ

© Гащук П.М., Пельо Р.А., 2010

Проаналізовано перехідний процес у двигуні при автоматичному перемиканні передач в механічній трансмісії автомобіля. Обґрунтовано програму роботи фрикціонів з огляду на паливоощадність та дотримання заданої програми сповільнення автомобіля.

The transients in the engine are parsed at an automatic gear-shifting of a transmission of the automobile. Are justified timing and durations of gear-shiftings from the point of view of maintenance of the given program of motion of the automobile and least propellant consumption.

Постановка проблеми. Аналіз відомих досліджень і публікацій. Період початку – середини 1980-х років став переломним у майже столітньому на той час поступі автомобіля до досконалості (вважають, що автомобіль "народився" в 1885 році). Відтоді власне двигун внутрішнього згоряння поєднався з комп'ютером – точним щодо інтелектуальних оцінок та чутливим у реакціях посередником в стосунках між водієм і автомобілем. Фірма Ісузу перша в світі розробила п'ятиступеневу скриньку передач з електронним керуванням. Її назвали NAVI 5 (назва промовиста: New – новий, Advanced – передовий чи прогресивний, Vehicle – транспортний засіб, Intelligence – з інтелектом, 5 – п'ять ступенів). NAVI 5 – це автоматична трансмісія, здатна за