

УДК 621.431

ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ЗУСИЛЬ, ЩО ДІЮТЬ В БЕЗШАТУННИХ МЕХАНІЗМАХ

А. Я. Примак

студент 4 курсу, група АТ-41, навчально-науковий механічний інститут

Науковий керівник – к.т.н., доцент В. М. Глінчук

*Національний університет водного господарства та природокористування,
м. Рівне, Україна*

В даній статті досліджена проблема підвищення ефективності двигунів внутрішнього згорання. Було здійснено порівняльний аналіз зусиль, що діють в кривошипно-шатунних та безшатунних механізмах. Обґрунтовані переваги використання безшатунних механізмів.

Ключові слова: безшатунний двигун, кривошипно-шатунний двигун, шток, сили інерції, результуюча сила.

В данной статье исследована проблема повышения эффективности двигателей внутреннего сгорания. Был осуществлен сравнительный анализ усилий, действующих в кривошипно-шатунных и бесшатунном механизме. Обоснованы преимущества использования бесшатунном механизмов.

Ключевые слова: бесшатунный двигатель, кривошипно-шатунный двигатель, шток, силы инерции, результирующая сила.

This article studies the problem of improving the efficiency of internal combustion engines. It was conducted a comparative analysis of the forces acting at the crank and the connecting rod free mechanism. It was substantiated the advantages of using mechanisms connecting a rod free.

Keywords: connecting rod free engine, crankshaft engine, rod, forces of inertia, resulting force.

Постановка проблеми. Основними напрямками вдосконалення автомобільних двигунів є: підвищення паливної економічності, зниження токсичності відпрацьованих газів, підвищення ККД. У зв'язку з цим провідні автовиробники світу проводять заходи щодо покращення експлуатаційних характеристик двигунів. Відомо, що ДВЗ, які обладнанні кривошипно-шатунним механізмом мають ряд недоліків: низький ККД, великі втрати на тертя, так як бокова сила тисне поршень на стінку циліндра і, як наслідок, підвищений знос деталей циліндро-поршневої групи. Одним із варіантів вирішення даної проблеми є обладнання ДВЗ безшатунним механізмом. Схема силового механізму, кінематика, динаміка і компоновка безшатунних поршневих двигунів має ряд принципових відмінностей від двигунів з кривошипно-шатунними механізмом. Основні переваги безшатунних механізмів: можливість при компактних габаритах і високій швидкодії двосторонній робочий процес, повністю виключається тертя поршнів об стінки циліндрів, значно знижується навантаження і тертя в кінематичних парах механізму на одиницю потужності. Завдяки цьому в безшатунних двигунах знижуються втрати потужності на тертя, збільшується ККД, покращується економічність, підвищується ресурс. На цьому фоні здійснюється аналіз щодо перспектив використання безшатунних механізмів на автомобільному транспорті.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Розробкою нових та модернізацією існуючих двигунів займаються провідні машинобудівні компанії а також науковці. Значний вклад у розвиток двигунобудування внесли такі вчені: С. С. Баландін, В. К. Фролов, В. А. Грачов, Ф. Ванкель, Д. Аткінсон, Р. Міллер, Р. Стірлінг та інші. На даний момент проблемою безшатуних двигунів займається український вчений

А. Вуль, зокрема він запропонував змінити кінематичну схему механізму Баландіна через неможливість досягнення її високої точності при виготовленні. Під керівництвом Вуля було виготовлено ряд експериментальних двигунів, які за своїми експлуатаційними характеристиками перевершують існуючі нині двигуни.

Метою статті є аналіз зусиль, що діють в безшатуних і кривошипно-шатуних механізмах, їхнє порівняння та оцінка перспективи застосування безшатуних механізмів на двигунах автомобільного транспорту.

Викладення основного матеріалу. Визначення навантажень на кінематичні пари безшатуного механізму, які виникають в результаті дії на механізм сил газів, сил інерції і їх моментів є найбільш складною задачею в розрахунку безшатуних двигунів.

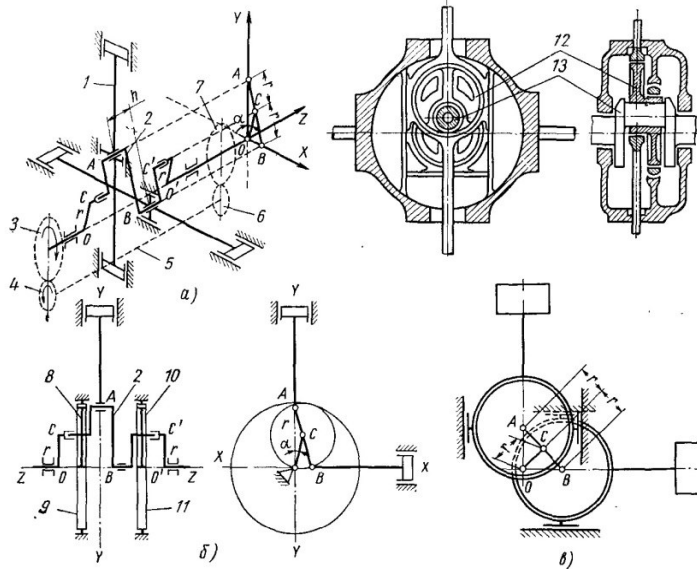


Рис. 1. Конструктивні варіанти безшатуного механізму:

- а – проміжна ланка АСВ виконана у виді колінчатого валу; б – безшатуний механізм без з’єднувального валу; в – варіант, в якому ланка АСВ виконана у виді зпарених ексцентриків

Щоб знайти величини і напрямки результуючих сил, які навантажують кінетичні пари безшатуного механізму, необхідно знати не тільки величини сил газів P_2 і сил інерції P_j рухливих мас механізму, але також величини і напрямлення реакцій направляючих на опорні поверхні повзунів $X_i = f(a)$

Результуючі сили, які навантажують штокові підшипники і штокові шийки колінчатих валів в безшатуних двигунах:

$$P = \sqrt{(P_2 \pm P_j)^2 + X_i^2}; \tag{1}$$

На відміну від кривошипно-шатуних двигунів, в яких бокова сила N , яка притискає поршень до циліндра, визначається з рівняння:

$$N = (P_2 + P_j) \cdot \text{tg} \beta, \tag{2}$$

де β -це кут повороту шатуна від осі циліндра.

В безшатуних двигунах сумарна сила $P_{рез}$, яка діє по осі циліндра, сприймається одночасно двома повзунами (в точці А і в точці В), і визначення реакцій направляючих X_i представляють основну складність.

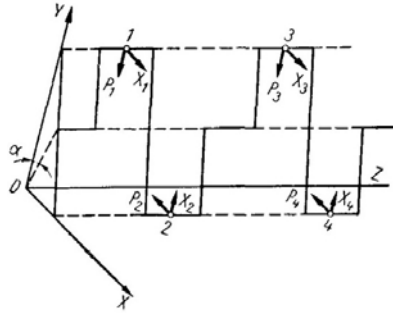


Рис. 2. Схема сил, які діють на колінчатий вал безшатунного двигуна
1-4 – номери штокових шийок

На приведеній розрахунковій схемі, сумарні сили, які діють на штокові шийки по осям циліндрів позначені через $P_1 - P_4$ (в загальному виді P_i), а перпендикулярні осям циліндрів реакції направляючих $X_1 - X_4$ (в загальному виді X_i).

Сили $P_i = P_{ci} + P_{ji}$, які створюються тиском газів і інерцією зворотно-поступальних мас, визначаються звичайним порядком з використанням індикаторної діаграми та з врахуванням кінематики двигуна.

В той же час для кривошипно-шатунних механізмів сумарні сили визначаються за виразом:

$$P = P_z + P_j; \quad (3)$$

Сили інерції для безшатунних двигунів можна визначити наступним чином:

$$P_j = \sqrt{\sum P_{jy}^2 + P_{jx}^2} = 4m_n r \omega^2; \quad (4)$$

Направлення вектора рівнодіючої сили визначається з трикутника сил $\sum P_{jy}$, $\sum P_{jx}$, P_{jII} :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\sum P_{jx}}{\sum P_{jy}} = \frac{-4m r \omega^2 \sin \alpha}{-4m r \omega^2 \cos \alpha} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (5)$$

З виразів випливає, що рівнодіюча сила P_{jII} постійна по величині і направлена завжди вздовж штока.

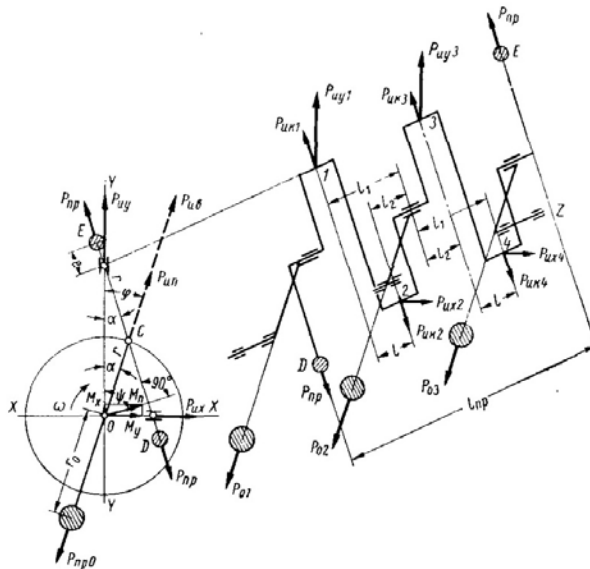


Рис. 3. Сили інерції, які діють в безшатунному механізмі
1-4 – номери штокових шийок

Визначимо сили інерції кривошипно-шатунного двигуна:

$$P_j = -m_j j = -m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (6)$$

Сумарна сила P так як і сили P_2 і P_j , направлена по осі циліндра і прикладена до осі поршневого пальця. Вплив від сили P передається на стінки циліндра перпендикулярно його осі і на шатун по направленню до його осі. Розрізняють *нормальну силу* N (2), силу S , яка діє вздовж шатуна:

$$S = P(1 / \cos \beta); \quad (7)$$

Від дії сили S на шатунну шийку виникають дві складові сили. Сила, яка направлена по радіусу кривошипу:

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \quad (8)$$

і тангенціальна сила, яка направлена по дотичній до радіуса кривошипа:

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta \quad (9)$$

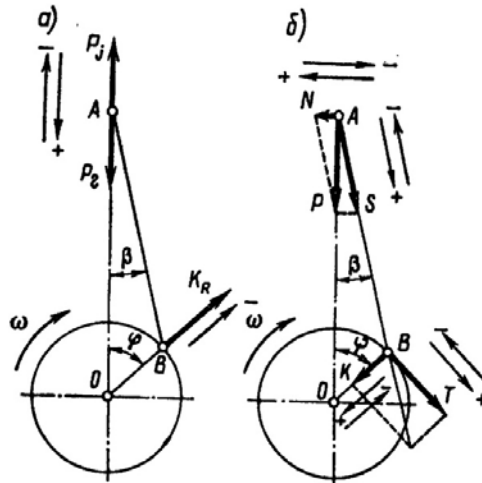


Рис. 4. Схема дії сил в кривошипно-шатунному механізмі:
а – інерційних і газових; б - сумарних

Сила тиску газів для кривошипно-шатунних двигунів і безшатунних двигунів з одностороннім процесом визначається аналогічно:

$$P_2 = (p_2 - p_0) F_{II}, \quad (10)$$

де p_2 і p_0 – тиск газів в будь-який момент і атмосферний тиск відповідно, F_{II} – площа поршня.

Висновки.

1. Втрати на тертя і подолання інерційних опорів зворотно-поступальних мас в безшатунних двигунах менші, ніж у двигунах, обладнаних кривошипно-шатунними механізмами.
2. В безшатунних двигунах відсутня нормальна бокова сила, яка притискає поршень до циліндра, що значно зменшує зношення циліндро-поршневої групи, а отже підвищується ресурс двигуна.
3. Сила інерції постійна по величині і завжди направлена вздовж штока.

Враховуючи це, безшатунні двигуни мають великий потенціал і мають великі перспективи щодо його застосування на автомобільному транспорті.

1. Баландин С. С. Бешатунные двигатели внутреннего сгорания / С. С. Баландин // М. : Машиностроение, 1972. – 176 с. 2. Колчин А. И., Демидов В.П. (1980) Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В. П. Демидов // М.: Высшая школа, 1980. – 400 с. 3. Вихерт М. М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. Под ред. Проф. Ю. А. Степанова. М., «Машиностроение», 1964. – 368 с. 4. Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. Л. К. Коллерова. М., «Машиностроение», 1965. – 256 с. 5. Дьяченко Н. Х. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания. М., «Машиностроение», 1965. – 408 с.