

УДК 621.9

ПАНАСЮК І.В., ЗАЛЮБОВСЬКИЙ М.Г., КЛАПЦОВ Ю.В.

Київський національний університет технологій та дизайну

**ВИЗНАЧЕННЯ ДЕЯКИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ
МАЯТНИКОВОГО ТИПУ МАШИНИ З ТРИВИМІРНИМ ОБЕРТАННЯМ
БАРАБАНУ ДЛЯ ЗМІШУВАННЯ ТА ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ**

Мета. *Визначення впливу конструктивних параметрів приводу маятникового типу на кінематику барабану з тривимірним обертанням у машині для змішування та обробки деталей.*

Методика. *Дослідження виконано із застосуванням 3D моделювання та кінематичного аналізу в САПР SolidWorks.*

Результати. *Проаналізовано роботу приводу маятникового типу. На основі 3D та кінематичного моделювання визначено взаємозв'язок між розмірами ланок механізму і швидкостями руху ведучого та веденого валів приводу. Встановлено, що застосування даного приводу дозволяє значно зменшити кутове прискорення веденого валу машини. Сили інерції, що діють на вміст циліндричного барабану, значно зменшаться, а рух вмісту буде однаковий по всій внутрішній поверхні барабану. Обґрунтовано можливості використання маятникового приводу в машинах для змішування та обробки деталей.*

Наукова новизна. *Доведено, що зміна довжини шатуна приводу дозволяє варіювати кутову швидкість веденого валу приводу.*

Практична значимість. *Розроблено алгоритм визначення кінематичних параметрів приводу маятникового типу. Визначено раціональні конструктивні параметри приводу.*

Ключові слова: *маятниковий привід, тривимірне обертання, змішування, обробка деталей, 3D моделювання.*

Вступ. *Машини для змішування та обробки деталей з тривимірним обертанням барабану знайшли своє широке застосування в різних галузях промисловості (легкій, хімічній, фармацевтичній та ін.). Підвищення ефективності фінішної обробки дрібних деталей, процесів змішування гранульованих та порошкових матеріалів, а також можливість вибору раціональних режимів роботи машини з тривимірним обертанням барабану є актуальною задачею для вищезгаданих галузей промисловості. Один з шляхів розв'язання цієї задачі полягає в застосуванні спеціального приводу маятникового типу. Даний привід дозволяє перетворити рівномірне обертання ротора електродвигуна в необхідне наперед задане обертання вихідного валу приводу з певними кінематичними параметрами.*

Постановка завдання. *Використання приводу маятникового типу в машині для змішування та обробки деталей дозволяє підвищити ефективність роботи машини при змішуванні та обробці деталей, що є актуальною задачею для багатьох галузей промисловості України. Це дозволить, за рахунок правильно підбраного режиму роботи машини, суттєво підвищити якість та зменшити енергозатрати при виконанні відповідних технологічних операцій на даній машині.*

Аналіз опублікованих досліджень [1-3] щодо опису конструкції та принципу роботи приводу маятникового типу показав, що практично відсутні такі рекомендації.

Результати дослідження. Машину для змішування та обробки деталей використовують в двох конструктивних виконаннях: без додаткового приводу та з застосуванням спеціального приводу. В першому випадку ведучий вал 1 обертається з постійною кутовою швидкістю $\omega_{\text{ведуч}} = \text{const}$. Схема машини без спеціального приводу представлена на рис.1.

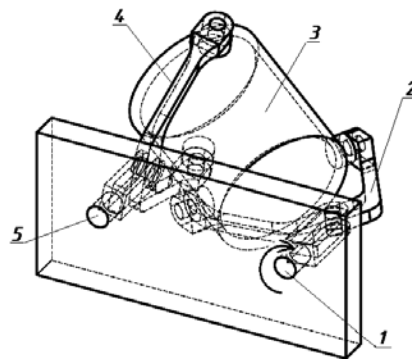


Рис.1. Схема змішувача з тривимірним обертанням робочої смкості:
1–ведучий вал, 2–ведуча вилка, 3–циліндричний барабан, 4–ведена вилка, 5–ведений вал.

Однак, якщо ведучий вал буде обертатися з постійною кутовою швидкістю $\omega_{\text{ведуч}} = \text{const}$, то швидкість веденого валу буде непостійною, а змінноприскореною $\omega_{\text{веден}} = \text{invar}$. Внаслідок цього, рух циліндричного барабану буде нерівномірний. Частина циліндричного барабану, що з'єднана з веденою вилкою, рухатиметься з різкою зміною швидкості. Виникатиме різке прискорення частини барабану, що розташована ближче до веденого валу, під час його руху з верхнього положення в нижнє. Так, наприклад, при сталій частоті обертання ведучого валу в 60 об/хв, швидкість веденого валу варіюватиметься в діапазоні від 180 до 720 град/с (30–120 об/хв), а максимальне прискорення становитиме вже 9818 град/с². Таким чином, за один оберт ведений вал два рази сповільняється та два рази прискорюється. Отже, швидка зміна орієнтації циліндричного барабану в просторі фактично на кінці кожної чверті обороту валу здатна викликати "удар" у вмісті барабану. Навіть при малих кутових швидкостях ведучого валу, режим руху вмісту циліндричного барабану буде наближеним до водоспадного. Тобто, при такій конструкції машини, режим обробки деталей буде доволі "грубим", а інтенсивність обробки деталей в окремих частинах циліндричного барабану буде різною. Такий режим обробки можна застосовувати не для всіх деталей, а лише для певних видів. Саме тому в машині використовують спеціальний привід, який може надати обробці деталей в циліндричному барабані більш "делікатного" характеру.

Друге конструктивне виконання машини пов'язане з застосуванням приводу маятникового типу, кінематична схема в аксонометричній проекції якого представлена на рис.2.

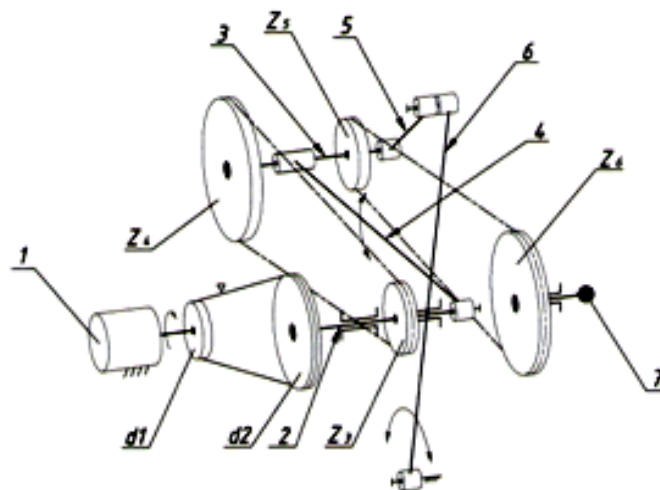


Рис.2. Кінематична схема маятникового приводу:

1–електродвигун, шків ($d1$), шків ($d2$), 2–ведучий вал приводу, зірочки ($Z3, Z4, Z5, Z6$), 3–проміжний вал, 4–коромисло, 5–шатун, 6–коромисло, 7–ведений вал.

Маятниковий привід працює наступним чином: обертальний рух від електродвигуна 1, через клинопасову передачу, яка застосовується для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту на валу 2 (кількість пасових передач визначається конструктивно, для забезпечення необхідної кутової швидкості та крутного моменту на її вихідному валу), передається на ведучий вал приводу 2, через ланцюгову передачу на проміжний вал 3. Проміжний вал 3 обертається вже з непостійною швидкістю. Крім обертального прискореного руху проміжний вал 3 виконує ще колильний рух відносно ведучого валу приводу 2 за рахунок коромисла 4, яке фактично кінематично з'єднане з шатуном 5, а шатун 5, в свою чергу, – з коромислом 6. Змінноприскорене обертання проміжного валу 3 через ланцюгову передачу передається на ведучий вал приводу 7. Основною метою використання маятникового приводу є зменшення величини прискорення на веденому валу машини та, як наслідок, синхронізований розподіл руху вмісту циліндричного барабану по всій його площині. Введемо припущення: логічно, що для зменшення прискорення руху частини циліндричного барабану, що з'єднана з веденою вилкою, в цей само час, необхідно сповільнювати обертання ведучого валу машини, а також, прискорювати обертання ведучого валу машини, в той час, коли частина циліндричного барабану, що з'єднана з ведучою вилкою починає рухатися вниз. Для забезпечення такого руху ведучого валу машини є необхідність умовно розподілити рух циліндричного барабану за один оберт ведучого валу машини на чотири фрагменти. На рис. 4 представлений такий розподіл. Кожен фрагмент відповідає положенню циліндричного барабану при пікових значеннях кутової швидкості веденого валу машини, після повороту ведучого валу на кут 45° за один його оберт. За початкове положення візьмемо таке положення ведучого валу, в якому ведуча вилка розташовується горизонтально.

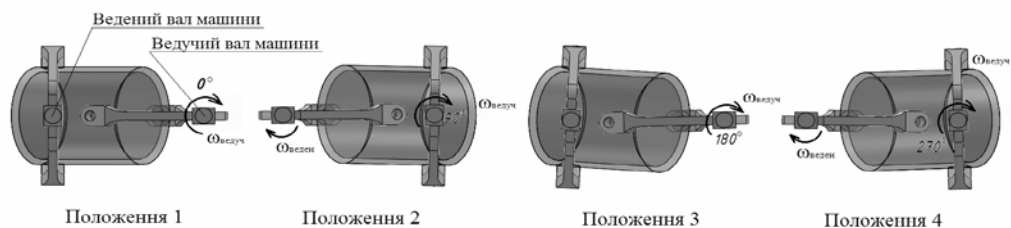


Рис.4. Розподіл руху циліндричного барабану на окремі фрагменти.

Аналіз руху проведений в САПР SolidWorks Motion виявив, що кутова швидкість обертання веденого валу $\omega_{\text{веден}}$, в положеннях 1 та 3 є максимальною, а в положеннях 2 та 4 є мінімальною. Тобто, для зменшення діапазону зміни кутової швидкості веденого валу машини, а як наслідок і його прискорення, потрібно забезпечити змінноприскорений закон обертального руху ведучого валу, що змінюватиме свої значення аналогічно змінноприскореному обертальному русі веденого валу машини, тобто, так само, кутова швидкість обертання ведучого валу $\omega_{\text{ведуч}}$, в положеннях 1 та 3 має бути максимальною, а в положеннях 2 та 4 – мінімальною, відповідно, при русі з положення 1 в 2 та з положення 3 в 4, кутова швидкість $\omega_{\text{ведуч}}$ зменшуватиметься, а при русі з положення 2 в 3 та з положення 4 в 1, кутова швидкість $\omega_{\text{ведуч}}$ збільшуватиметься.

Перевірку нашого припущення було проведено на основі кінематичного дослідження машини в SolidWorks Motion, при цьому, забезпечивши необхідний змінноприскорений обертальний рух ведучого валу машини. Кінематичне дослідження показало, якщо надати змінноприскореного обертального руху ведучому валу машини в граничних межах зміни кутової швидкості $\omega_{\text{ведуч}} = 55 \div 65 \text{ хв}^{-1}$, то кутова швидкість веденого валу машини змінюватиметься в межах $\omega_{\text{веден}} = 27 \div 131 \text{ град/с}$ ($4,5 \div 21,8 \text{ хв}^{-1}$), а максимальне значення кутового прискорення веденого валу машини становитиме 320 град/с^2 . Отже, якщо надати ведучому валу машини змінноприскореного обертального руху в граничних межах зміни кутової швидкості $\omega_{\text{ведуч}} = 55 \div 65 \text{ хв}^{-1}$, то діапазон зміни кутової швидкості веденого валу машини та максимальне значення його прискорення зменшаться в 5 та в 27 разів відповідно, в порівнянні з тим випадком, коли ведучий вал машини обертався рівномірно з кутовою швидкістю $\omega_{\text{ведуч}} = \text{const} = 60 \text{ хв}^{-1}$.

Використання машини для змішування та обробки деталей із застосуванням маятникового приводу дозволяє значно зменшити кутове прискорення веденого валу машини. Таким чином, сили інерції, що діятимуть на вміст циліндричного барабану будуть значно зменшені, а рух вмісту циліндричного барабану буде однаковий по всій його внутрішній площині.

Визначемо деякі кінематичні та конструктивні параметри маятникового приводу. На виникнення змінноприскореного обертального руху ведучого валу маятникового приводу впливає його коливна частина, яка складається з двох ланцюгових передач. Кінематична схема якої представлена на рис.5.

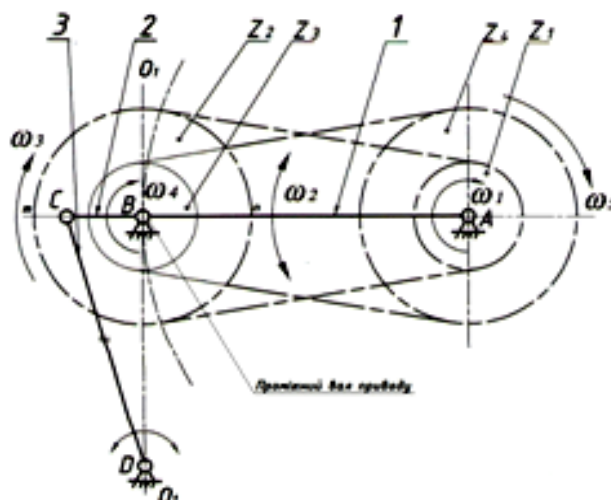


Рис.5. Кінематична схема маятникової частини приводу:

1-коромисло, 2-шатун, 3-коромисло. Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 —зірочки ланцюгової передачі. ω_1 —кутова швидкість зірочки Z_1 ; $\omega_1 = \text{const}$; ω_2 —кутова швидкість коромисла 1; ω_3 —кутова швидкість зірочки Z_2 ; ω_4 —кутова швидкість зірочки Z_3 ; ω_5 —кутова швидкість зірочки Z_4 ; ω_6 —кутова швидкість коромисла 3.

Розглянемо чотириланковий механізм, який входить в склад приводу.

Де: $l_{AB}=150\text{мм}$, $l_{BC}=35\text{мм}$, $l_{CD}=300\text{мм}$, $l_{DA}=333\text{мм}$. Після підстановки відповідних даних у теорему Грасгофа [4]:

$$l_{AB} + l_{BC} < l_{CD} + l_{DA} \quad (1)$$

Доведено, що цей механізм буде двохкоромисловим, де найменша ланка—шатун. До того ж, шатун виступає в ролі ведучої ланки механізму завдяки тому, що він, в точці В, ще додатково жорстко з'єднаний з проміжним валом приводу. Крутний момент від проміжного валу приводу, на якому закріплені зірочки Z_2 та Z_3 передається на шатун, тобто точка С обертається навколо точки В шатуна, але рух шатуна плоскопаралельний, тому таке обертання доповнюється ще й коливним рухом точки В шатуна навколо точки А.

Кутова швидкість ω_3 змінює своє значення в певних граничних межах. Амплітудне значення кутової швидкості ω_3 слід визначати відносно "номінального" значення кутової швидкості ω_1 . Наприклад, при постійній кутовій швидкості $\omega_1 = \text{const} = 600 \text{град/с}$, при довжині шатуна $BC = 35 \text{мм}$, амплітуда зміни кутової швидкості ω_3 буде 40град/с відносно середнього значення в 300град/с .

При проведенні подальших досліджень в САПР SolidWorks Motion було встановлено, що впливати на амплітудне значення кутової швидкості ω_3 можливо прямо пропорційно за допомогою зміни довжини шатуна BC. Миттєву кутову швидкість ω_3 зірочки Z_2 , що закріплена на проміжному валу приводу можна визначити з виразу :

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{u_1} \pm \frac{\omega_2}{u_1} \quad (2)$$

де u_1 - передаточне відношення першої ланцюгової передачі $u_1 = \frac{z_2}{z_1}$;

ω_2 - можна визначити як:
$$\omega_2 = \frac{V_B}{l_{AB}} \quad (3)$$

При підстановці (3) в (2) отримаємо вираз:
$$\omega_3 = \frac{\omega_1 \pm \frac{V_B}{u_1 l_{AB}}}{u_1}$$

(4)

де V_B —колова швидкість точки В; l_{AB} —довжина коромисла АВ.

Знак "+" у виразах (2), (4) використовується в тому випадку, коли миттєва кутова швидкість проміжного валу ω_3 перевищуватиме своє середнє значення та навпаки, "-" -, коли миттєва кутова швидкість проміжного валу ω_3 буде меншою за своє середнє значення. Але цього недостатньо для того, щоб одразу передати змінноприскорений обертальний рух проміжного валу приводу на ведучий вал машини, в зв'язку з тим, що проміжний вал, крім обертального руху ще й коливається. Саме тому використовують ще одну ланцюгову передачу, що поєднує проміжний вал приводу з веденим валом приводу відповідно через зірочки Z_3 та Z_4 . Сукупність двох ланцюгових передач з загальним передаточним відношенням $i=4:1$ забезпечує утворення необхідного закону обертального змінноприскореного руху на веденому валу приводу. Для забезпечення виконання необхідного закону зміни кутової швидкості ω_5 веденого валу машини потрібно, щоб виконувалася умова: $Z_1=Z_3, Z_2=Z_4$. Причому, $Z_2=2Z_1$, а $Z_4=2Z_3$. Передаточні числа двох ланцюгових передач мають бути однаковими $i_1=i_2=1:2$.

Миттєву кутову швидкість ω_5 зірочки Z_4 , що закріплена на веденому валу

приводу можна визначити з виразу:
$$\omega_5 = \frac{\frac{\omega_1 \pm \omega_2}{u_1} \pm \omega_2}{u_2} \quad (5)$$

Поскільки $u_1=u_2$, то вираз (5) матиме вигляд:
$$\omega_5 = \frac{\frac{\omega_1 \pm \omega_2}{u_1} \pm \omega_2}{u_1}$$

(6)

ω_2 можна визначити як:
$$\omega_2 = \frac{V_B}{l_{AB}}$$

(7)

З урахуванням (7) отримаємо вираз:
$$\omega_5 = \frac{\frac{V_B}{u_1 l_{AB}} \pm \frac{V_B}{u_1 l_{AB}} \pm \frac{V_B}{l_{AB}}}{u_1}$$

(8)

де V_B —колова швидкість точки В; l_{AB} —довжина коромисла АВ.

Знак "+" та "-" у виразах (6), (7), (9) та (10) визначається аналогічно, як при визначенні знаку у виразах (2), (4) та (5).

Правильність розрахунків на основі отриманих виразів підтверджено при перевірці в САПР SolidWorks.

Висновки. 1. Встановлено, що використання машини для змішування та обробки деталей із застосуванням маятникового приводу дозволяє значно зменшити кутове прискорення веденого валу машини. Таким чином, сили інерції, що діятимуть на вміст циліндричного барабану будуть значно зменшені, а рух вмісту циліндричного барабану буде однаковий по всій його внутрішній площині.

2. Визначено, що впливати на амплітудне значення кутової швидкості ω_3 , можливо, за допомогою зміни довжини шатуна ВС.

3. Для забезпечення виконання необхідного закону зміни кутової швидкості ω_5 веденого валу машини потрібно, щоб виконувалася умова: $Z_1=Z_3, Z_2=Z_4$. Причому, $Z_2=2Z_1$, а $Z_4=2Z_3$. Передаточні числа двох ланцюгових передач мають бути однаковими $i_1=i_2=1:2$.

Список використаної літератури

1. Патент №89571, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Панасюк І.В., Залюбовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну - №u201313728; заяв. 26.11.2013, опуб. 25.04.2014, бюл. № 8.

2. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В.Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2013. – №5. – С. 76-81.

3. Alonso M. Powder coating rotary mixer rocking motion / M. Alonso, M. Satoh, K. Myanami // Powder Technology. – 1988. – № 56 – P.135-141.

4. Теория механизмов и машин/[И.И.Артоболевский]. - М.: Изд.: "Наука", 1975. - 640 с.

Рекомендовано до публікації: д.т.н., проф. Бурмистенков О.П.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА МАЯТНИКОВОГО ТИПА МАШИНЫ С ТРЕХМЕРНЫМ ВРАЩЕНИЕМ БАРАБАНА ДЛЯ СМЕШИВАНИЯ И ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ

ПАНАСЮК И.В., ЗАЛЮБОВСКИЙ М.Г., КЛАПЦОВ Ю.В.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Определение влияния конструктивных параметров привода маятникового типа на кинематику барабана с трехмерным вращением в машине для смешивания и обработки деталей.

Методика. Исследование выполнено с применением 3D моделирования и кинематического анализа в САПР SolidWorks.

Результаты. Проанализирована работа привода маятникового типа. На основе 3D и кинематического моделирования определена взаимосвязь между размерами звеньев механизма и скоростями движения ведущего и ведомого валов привода. Установлено, что применение данного привода позволяет значительно уменьшить угловое ускорение ведомого вала машины. Силы инерции, действующие на содержимое цилиндрического барабана, значительно уменьшатся, а движение содержимого будет одинаковым по всей внутренней поверхности барабана. Обоснованы возможности использования маятникового привода в машинах для смешивания и обработки деталей.

Научная новизна. Доказано, что изменение длины шатуна привода позволяет варьировать угловую скорость ведомого вала.

Практическая значимость. Разработан алгоритм определения кинематических параметров привода маятникового типа. Определены рациональные конструктивные параметры привода.

Ключевые слова: маятниковый привод, трехмерное вращение, смешивание, обработка деталей, 3D моделирование.

DEFINITION OF SOME DESIGN PARAMETERS OF PENDULUM DRIVE IN MACHINE WITH THREE-DIMENSIONAL ROTATION OF THE DRUM FOR MIXING AND PROCESSING OF PARTS

PANASIUK I.V., ZALUBOVSKIY M.G., KLAPTSOV Y.V.

Kiev National University of Technologies and Design

Purpose. Determination of the influence of pendulum drive design parameters on kinematics of the drum with three-dimensional rotation in machine for mixing and processing of parts.

Methodology. The study was performed with the use of 3D modeling and kinematic analysis in CAD SolidWorks.

Findings. The operation of pendulum drive was analyzed. The relationship between the sizes of the mechanism links and velocities of driving and driven shafts was determined by 3D and kinematic modeling. It was found that the use of this drive can significantly reduce the angular acceleration of the driven machine shaft. The inertial forces which act on the contents of cylindrical drum will reduce significantly, and the contents motion will be the same over entire inner surface of the drum. The possibilities of using the pendulum drive were substantiated for machines that mix and process parts.

Originality. It was proved that change in the length of connecting rod allows to vary the angular velocity of the driven shaft.

Practical Value. The algorithm for determining the kinematic parameters of pendulum drive was worked out. The rational design parameters of the drive were defined.

Keywords: *pendulum drive, three-dimensional rotation, mixing, processing of parts, 3D modeling.*

УДК 677.055

ППА Б.Ф., ЗДОРЕНКО В. Г., ПЛЕШКО С.А.

Київський національний університет технологій та дизайну

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ГОЛКИ НА ЗНОШЕННЯ КЛИНІВ В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ

Результати. Представлено результати експериментальних досліджень впливу конструкції голки на зношення клинів в'язальних машин.

Наукова новизна. Встановлено, що заміна існуючої конструкції голок голками з п'ятками меншої жорсткості суттєво впливає на підвищення зносостійкості клинів.

Практична значимість. Запропоновано нову конструкцію голок, здатних підвищити зносостійкість клинів в'язальної машини в 2,8 рази.

Ключові слова: *в'язальна машина, голка, клин, зношення клину.*

Вступ. Ефективність роботи в'язальних машин значною мірою залежить від довговічності клинів в'язальних систем [1]. Як відомо [2, 3], довговічність роботи клинів в'язальних машин суттєво залежить від динамічних навантажень, зумовлених взаємодією з ними голок.

Аналіз показує [4], що зниження динамічних навантажень і, отже, підвищення довговічності клинів за рахунок зниження зношення їх робочих поверхонь може бути