

2. Панченко А.Н. Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий. – Днепропетровск: Днипро, 1995. – 96 с.
3. Замойська К.В. Аналіз роботи роторного культиватора // Вісник Львівського державного аграрного університету. Серія „Агроінженерні дослідження”. Вип.7 – Львів: ЛДАУ. – 2003. – С. 147-152.
4. Замойська К.В. Вплив фізико-механічних властивостей ґрунту на якість роботи роторного культиватора. Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Вип. 13. – Кам’янець-Подільський: Абетка. – 2005. – С. 475-478.
5. Деклараційний патент на корисну модель 7435, Україна, МПК А01В33/00. Ротаційний розпушувач ґрунту / Замойська К.В., Бендера І.М., Бончик В.С. (Україна). Подільський державний аграрно-технічний університет (Україна) – № 20041210389; Заявл. 17.12. 2004; Опубл. 15.06. 2005; Бюл. № 6.

*Аннотація.* Приведены результаты теоретических исследований влияния конструктивных параметров ротационного рыхлителя почвы и физико-механических свойств почвы на степень ее измельчения.

*Ключевые слова:* роторный культиватор, почва, степень измельчения, прочность структурных агрегатов.

*Annotation.* The given results of the constructive and technological parameters of rotational soil loosener and physical-engineering soil properties theoretical researches influence on its shredding level.

*Key words:* rotor cultivator; soil; degree of its refinements; structural aggregates strength.

УДК 621.43 – 242. 001. 57

*А.М. Оленюк, кандидат с.-г. наук, в. о. доцента,*

*М.В. Бойко, кандидат с.-г. наук, доцент,*

*П.П. Федірко, кандидат технічних наук, доцент ПДАТУ*

## РУХ ПОРШНЯ ПРОТЯГОМ ЦИКЛУ В МЕЖАХ ТЕПЛООВОГО ЗАЗОРУ

*Запропонований метод розрахунку може використовуватися при аналізі впливу конструктивних параметрів поршня (положення центру тяжіння, зсуву вісі поршневого пальця, величини теплових зазорів та ін.) на кінематичні (переміщення, швидкість радіального переміщення тощо) і динамічні (сили, що діють на поверхнях сполучення деталей (шатунно-поршневої групи) (ШППГ)) показники всіх перекидань поршня протягом циклу.*

*Ключові слова:* поршень, гільза, палець, тепловий зазор, тертя, знос, деформування, швидкість, кривошипно-шатунний механізм.

**Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Під час роботи двигуна поршень здійснює поступальний хід уздовж циліндра і плоскопаралельний (перекидання) – в межах теплового зазору в площині коливання шатуна. Протягом циклу відбувається декілька перекидань поршня з одного боку циліндра на інший. Перекидання – одна з причин вібрації, шуму, а також підвищеного і нерівномірного зносу зв'язаних поверхонь деталей кривошипно-шатунного механізму двигунів внутрішнього згоряння. У зв'язку з цим проводяться дослідження перекидань і пошуки заходів щодо зниження небажаних явищ, пов'язаних з ними.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми.** Згідно аналізу літературних джерел [2, 5] рух поршня при перекиданні поділяється на декілька фаз: прилягання до ненавантаженої сторони; „вільний політ” без опори па циліндр; прилягання на навантаженому сторону; похиле положення з приляганням одночасно на навантаженому і ненавантаженому сторони. Для кожної фази руху складалося окреме рівняння, яке вирішувалося в строго обмежених кінцевих умовах. Такий розрахунковий метод дослідження руху поршня дуже громіздкий.

**Формулювання цілей статті.** Пропонується математична модель, що описує рух поршня протягом всього циклу в межах теплового зазору, дозволяє визначити кінематичні (переміщення, швидкість радіального переміщення та ін.) і динамічні (сили, що діють на поверхнях деталей кривошипно-шатунного механізму тощо) показники при всіх перекиданнях.

У розрахунковій схемі руху (рис. 1) поршень і циліндр представляються жорсткими тілами. У загальному випадку циліндр не має геометрично правильної форми. Направляюча частина поршня може бути циліндричною, конічною або бочкоподібною. При цьому вважається, що протягом всього ходу відомі зазори між тією, що направляє поршень на рівні точки очікуваного контакту і циліндром. Центр тяжіння поршня і вісь пальця зміщені відносно осі поршня. Кутова швидкість обертання колінчастого валу має будь-яку закономірність. У місцях очікуваного контакту з циліндром на поршні вводиться пружний елемент з еквівалентним реальній конструкції. Оскільки надалі розглядається поршень з конічною формою, що направляє, то пружні елементи розташовуються па верхній ( $K_b, C_b$ ) і нижній частинах ( $K_a, C_a$ ) направляючої. Вважається, що діаметральні зазори ( $S_a, S_b$ ) по ходу поршня визначені.

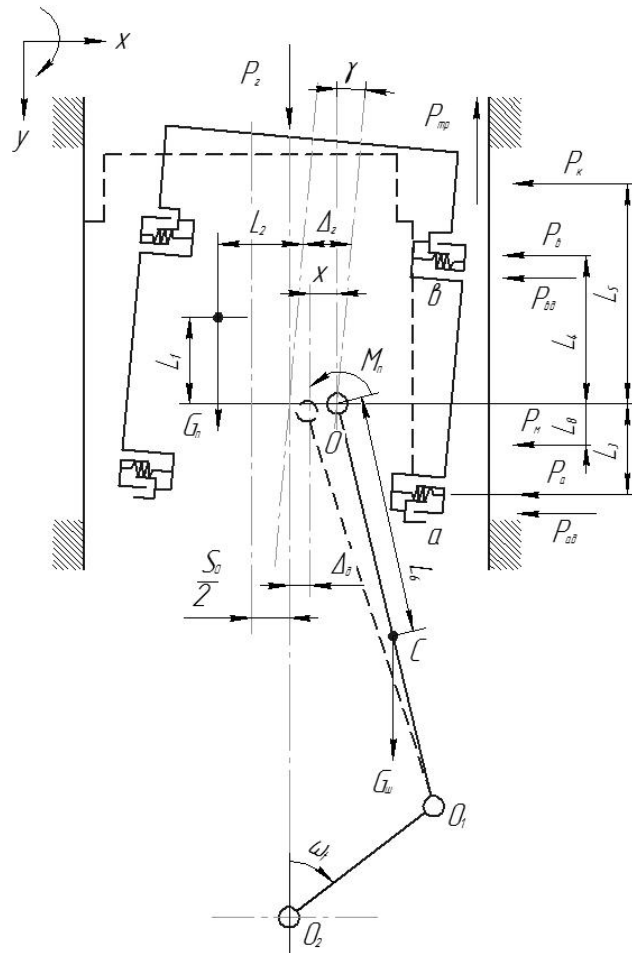


Рис. 1. Розрахункова схема руху поршня:  $l_1 - l_8$  – геометричні параметри поршня і шатуна;  
 $\Delta_2$  – зсув пальця щодо осі поршня (геометричний дезаксаж);  
 $\Delta_3$  – зсув пальця щодо осі циліндра (динамічний дезаксаж);  
 $S_0/2$  – радіальний тепловий зазор на рівні поршневого пальця.

На перекладання поршня впливають шатун і палець, які, як і поршень, здійснюють плоскопаралельний рух. План швидкостей деталей, що беруть участь в перекладанні, показаний на рис. 2. Поступальний рух поршня  $[y = f(\omega t)]$  описується відомими співвідношеннями. Плоскопаралельний рух можна розкласти на два простих, кожне з яких визначається незалежною узагальненою координатою:  $x$  – радіальне переміщення осі поршневого пальця;  
 $\gamma$  – кут повороту поршня щодо осі циліндра.

Значення узагальнених координат знаходять з рівнянь Лагранжа:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial (\partial x / \partial t)} \right] - \frac{\partial T}{\partial x} &= Q_x; \\ \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial (\partial \gamma / \partial t)} \right] - \frac{\partial T}{\partial \gamma} &= Q_{\gamma'} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де  $T = T_n + T_{ш} + T_{пл}$  – кінетична енергія деталей, що беруть участь в перекладанні поршня;  $Q_x, Q_y$  – узагальнені сили відповідних координат.

Кінетична енергія поршня дорівнює:

$$T_{п} = \frac{1}{2} m_{п} \left\{ \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + \left( l_7 \frac{d\gamma}{dt} \right)^2 - 2 \frac{d\gamma}{dt} \left[ (l_2 + \Delta_r) \frac{dy}{dt} - l_1 \frac{dx}{dt} \right] \right\} + \frac{1}{2} \left( \frac{d\gamma}{dt} \right)^2 (I_{цт} + m_{п} l_7^2) \quad (2)$$

де  $m_{п}$  – маса поршня;

$I_{цт}$  – момент інерції поршня відносно центру тяжіння.

Кінетична енергія шатуна визначається за формулою:

$$T_{ш} = \frac{1}{2} m_{ш} \left[ \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + \left( l_6 \frac{d\beta}{dt} \right)^2 - 2 l_6 \frac{d\beta}{dt} \left( \frac{dy}{dt} \sin \beta - \frac{dx}{dt} \cos \beta \right) \right] + \frac{1}{2} \left( \frac{d\beta}{dt} \right)^2 (I_c + m_{ш} l_6^2) \quad (3)$$

де  $m_{ш}$  – маса шатуна;

$I_c$  – момент інерції шатуна щодо центру тяжіння.

Кінетична енергія поршневого пальця розраховується по виразу:

$$T_{пл} = \frac{1}{2} m_{пл} \left[ \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 \right], \quad (4)$$

де  $m_{пл}$  – маса поршневого пальця.

Зовнішні сили і моменти, що діють на рухоми систему і що визначають рух поршня, наступні.

1. Сила тиску газів  $P_g$ .

2. Сила тертя на поверхнях сполучення компресійних кілець з канавками  $P_k$ . Напрямок дії сили залежить від швидкості радіального переміщення поршня на рівні компресійних кілець

$$P_k = abc (P_{r_k} + P_{j_k} - P_{тр}) \mu_1 \text{sign} \left[ \frac{d(x+l_4\gamma)}{dt} + (l_5 - l_4) \frac{d\gamma}{dt} \right], \quad (5)$$

3. Сила тертя на поверхнях сполучення компресійних кілець з циліндром  $P_{mp}$ .

4. Момент тертя на поверхні сполучення поршневого пальця з верхньою головкою шатуна  $M_{п}$ . Напрямок моменту залежить від швидкості повороту шатуна відносно поршня:

$$M_{п} = \frac{d_{пл}}{2} abc [F_{ц} P_r + (m_{п} + m_{пл}) j] \mu_2 \text{sign} \left( \frac{d\beta}{dt} - \frac{d\gamma}{dt} \right), \quad (6)$$

де  $d_{пл}$  – діаметр поршневого пальця;

$F_{п}$  – площа поршня;

$j$  – прискорення поступальної ходи поршня;

$\mu$  – коефіцієнт тертя.

5. Сили, еквівалентні реакції в місцях опори нижньої і верхньої частин направляючої поршня на циліндр  $P_a, P_b$ . При перекладанні поршень може спиратися на праву або ліву сторону циліндра верхньою або нижньою частиною направляючої. Можливий випадок, коли поршень всією направляючою притиснутий до однієї сторони циліндра. В якийсь період перекладання поршень знаходиться у вільному польоті в межах теплового зазору, тобто не спирається на циліндр.

Таким чином, сили  $P_a$  і  $P_b$  змінні по величині та напрямку. Радіальні переміщення верхньої і нижньої частин, що направляє поршень, рівні (див. рис. 2):

$$x_b = x + l_4 \gamma; \quad x_a = x - l_3 \gamma. \quad (7)$$

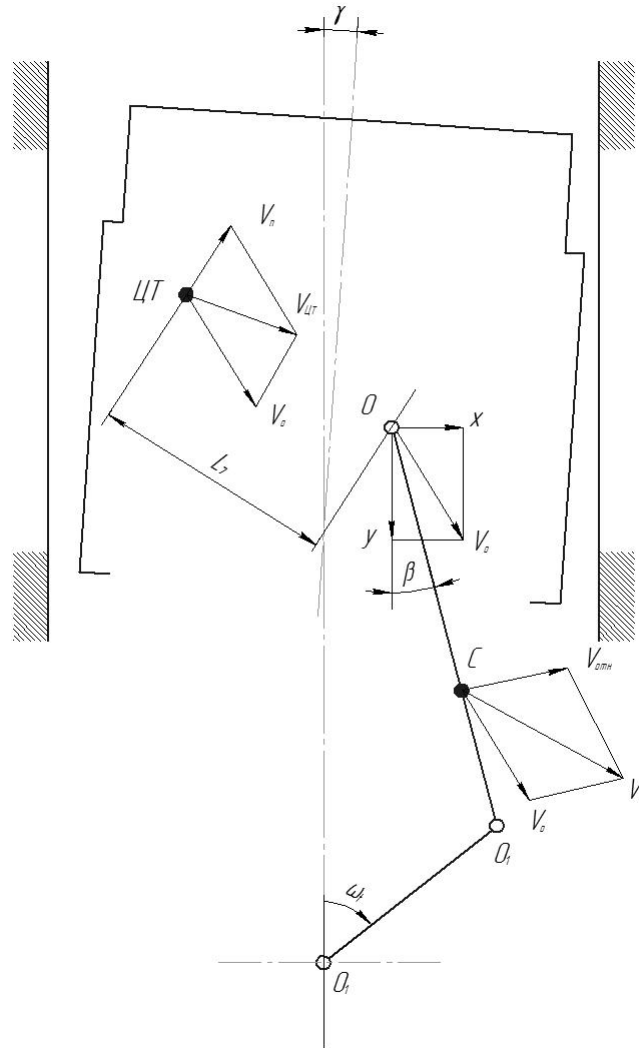


Рис. 2. План швидкостей деталей, що беруть участь в перекладанні поршня:

ЦТ – центр тяжіння;

$V_n$  – переносна швидкість центру тяжіння поршня щодо осі пальця;

$V_{цт}$  – абсолютна швидкість центру тяжіння поршня;

$V_o$  – абсолютна швидкість осі поршневого пальця;

$x$  – радіальна швидкість осі поршневого пальця;

$y'$  – поступальна швидкість осі поршневого пальця;

$V_{ошк}$  – швидкість центру тяжіння шатуна щодо вісі поршневого пальця;

$V_c$  – абсолютна швидкість центру тяжіння шатуна.

Якщо поршень спирається на праву сторону циліндра і „точка” опори деформується, тобто переміщення більше діаметрального теплового зазору ( $x_b \geq S_b$ ;  $x_a \geq S_a$ ), то сили визначаються як  $P_b = (x_b - S_b)K_b$ ;  $P_a = (x_a - S_a)K_a$ . При опорі поршня на ліву сторону ( $x_b < 0$ ;  $x_a < 0$ ) сили мають негативні значення  $P_b = x_b K_b$ ;  $P_a = x_a K_a$ . У період вільного польоту ( $S_b > x_b > 0$ ;  $S_a > x_a > 0$ ) поршень не торкається циліндра, тобто  $P_b = 0$ ;  $P_a = 0$ .

При швидкості деформації місць контакту до 20-30 см/с динамічна жорсткість, що направляє алюмінієвого поршня, приблизно рівна статичній.

6. Сили, еквівалентні внутрішньому опору матеріалу деформованої частини поршня в місцях зіткнення з циліндром  $P_{бд}$ ,  $P_{ад}$ . У першому наближенні приймаємо, що сила опору пропорційна швидкості деформації опори:

$$P_{вд} = C_b \frac{dx_b}{dt}; P_{ад} = C_a \frac{dx_a}{dt}, \quad (8)$$

де  $C_b, C_a$  – еквівалентні опори, рівні демпфуючій силі деформованого матеріалу верхньої і нижньої частин, що направляє поршень при швидкості деформації, рівній одиниці. При вільному польоті поршня  $P_{вд} = P_{ад} = 0$ .

7. Сила гідродинамічного тиску масляного шару  $P_m$ . Визначення сили гідродинамічного тиску масляного шару між тією, що направляє поршень, і циліндром в умовах перекадання поршня (змінні швидкість радіального зближення і кут нахилу поверхонь та ін.) вимагає самостійного дослідження, тому  $P_m$  вводиться лише в загальну схему розрахунку. Після уточнення залежності  $P_m = f(\omega t)$  це нескладно ввести в розрахунок. При рішенні задачі перекадання поршня конкретного двигуна приймається, що масляний шар між поршнем та циліндром відсутній.

Узагальнені сили визначаються з рівнянь елементарних робіт, що здійснюються всіма прикладеними до рухомої системи силами і моментами при зміні на нескінченно малу величину однієї з узагальнених координат:

$$\left. \begin{aligned} Q_x &= - \left\{ P_k + P_b + P_a + P_{вд} + P_{ад} + P_m - \left[ P_r F_n + G_{ц} - P_{тр} + \left( 1 - \frac{l_6}{l_{ш}} \right) G_{ш} \right] t g \beta \right\}; \\ Q_\gamma &= (P_a + P_{ад}) l_3 - G_n (l_2 + \Delta_r) - P_r F_n (\Delta_d + x) - M_n - (P_b + P_{вд}) l_4 - P_k l_5 - P_m l_8. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Після підстановки значень кінетичної енергії рухомих деталей (2)-(4) і узагальнених сил (5) в рівняння (1) система вирішується щодо вищих похідних узагальнених координат:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} &= f \left( P_r, x, \frac{dx}{dt}, \gamma, \frac{d\gamma}{dt}, l_{1-8}, \Delta_r, K_{a,b}, C_{a,b}, G_n, G_{ш}, S_{a,b}, \omega, t \right); \\ \frac{d^2 \gamma}{dt^2} &= f \left( P_r, x, \frac{dx}{dt}, \gamma, \frac{d\gamma}{dt}, l_{1-8}, \Delta_r, K_{a,b}, C_{a,b}, G_n, G_{ш}, S_{a,b}, \omega, t \right). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Отримані рівняння дозволяють аналізувати вплив конструктивних параметрів поршня на кінематичні і динамічні показники перекадання протягом всього циклу.

За складеною програмою отримано рішення рівняння стосовно тракторного двигуна повітряного охолодження 4410,5/12 (Д-144) при роботі на встановленому номінальному режимі. Усі величини визначалися залежно від зміни кута повороту колінчастого вала. Розраховувалися переміщення і швидкості радіальних переміщень осі поршневого пальця, верхньої і нижньої частин тієї, що направляє поршень; кут і кутова швидкість повороту поршня щодо вісі циліндра; сили і потужність тертя на поверхнях спряжених деталей ШПГ.

Таблиця 1

Кути повороту колінчастого вала

Місце перекадання	Верхня частина направляючої поршня				Нижня частина направляючої поршня			
	розрахунок		дослід		розрахунок		дослід	
	початок і кінець перекадання, град.	швидкість см/с	початок і кінець перекадання, град.	швидкість, см/с	початок і кінець перекадання, град.	швидкість, см/с	початок і кінець перекадання, град.	швидкість, см/с
1. Поблизу в.м.т. на початку пуску	2-23	16,7	5-25	17,6	0-11	12,0	715-10	8,8
2. Середина впуску	80-109	17	70-110	10,7	86-94	8,9	88-110	4,1
3. Поблизу в.м.т. на початку стиску	180-207	11,7	170-210	4,4	183-190	3,2	-230	057
4. Поблизу в.м.т. і на початку робочого ходу	303-383	21,3	365-383	20,1	354-363	17,6	358-305	22,6
5. Поблизу в.м.т. на початку пуску	543-506	13,7	535-573	5,1	542-548	3,21	-590	-
6. На другій половині випуску	644-070	17,7	650-685	16,4	646-656	9,8	053-670	4,2



З метою перевірки розрахункових параметрів руху поршня експериментально досліджувалися перекладання поршня того ж двигуна (Д-144) при роботі на сталому номінальному режимі. Вимірювалися радіальні переміщення верхньої і нижньої частин направляючої поршня, а також дійсні теплові зазори між верхньою і нижньою направляючою та циліндром. Останні дві величини як початкові параметри вводилися в розрахунок перекладань. Теплові зазори по ходу поршня не однакові. Зазор між циліндром і верхньою частиною направляючої значно більше, ніж по нижній. При переміщенні поршня до в.м.т. зазори зменшуються, особливо в нижній частині поршня. Останнє пояснюється різними термічними і монтажними деформаціями циліндра по висоті.

За розрахунковими і експериментальними даними поршень за цикл роботи двигуна здійснює шість перекладань. Перекладання відбуваються з поворотом відносно осі циліндра і завершуються ударом об циліндр з деформацією місця контакту. У певні періоди поршень знаходиться у вільному польоті. Дійсні швидкості радіального переміщення верхньої і нижньої частин, що направляє поршень, визначалися графічним диференціюванням.

Краща збіжність параметрів спостерігається при перекладаннях верхньої частини направляючої поршня поблизу в.м.т. Кути повороту колінчастого вала, відповідні початку і кінцю перекладань, співпадають досить добре (див. таблицю). Розрахункові радіальні швидкості в кінці перекладань на робочому ході, на початку впуску і в другій половині випуску мають найбільші значення і відрізняються від експериментальних не більше ніж на 8%. У розрахунковій схемі не враховувалася дія масляного шару, тому поршень після перекладання рухається уздовж циліндра з деформацією місць опори пропорційно бічній силі. За експериментальними даними, поршень після перекладання відходить від циліндра. Останнє імовірно можна пояснити впливом масляного шару. При цьому швидкості перекладання верхньої частини направляючої поблизу в.м.т. в 2-2,5 рази менше розрахункових.

Швидкість перекладання нижньої частини направляючої поршня поблизу в.м.т. на початку робочого ходу найбільша і приблизно така ж, як і швидкість верхньої частини поршня при цьому перекладанні. Поблизу в.м.т. перекладання нижньої частини поршня відбувається з малими швидкостями. Відмінність від розрахункових значень в тому, що нижня частина направляючої поблизу в.м.т. ніби спливає в масляному шарі: початок і кінець перекладань виражений нечітко.

Послідовність обробки результатів експериментальних досліджень:

- а) за даними дослідів будують емпіричну криву;
- б) обчислюють характеристики емпіричного розподілу;
- в) висувають одну або декілька гіпотез про функцію густини досліджуваної випадкової величини, виходячи із зовнішнього вигляду та значень її характеристик розподілу і факторів, які впливають на її вигляд;
- г) емпірична крива вирівнюється по одній або послідовно по декількох теоретичних кривих (теоретичні частоти випадкових величин знаходяться за відповідними формулами і таблицями);
- д) емпірична і теоретична (вирівняна емпірична) криві зрівнюють за одним із критеріїв згоди;
- е) вибирають функцію (закон) доданого розподілу з врахуванням найкращого погодження емпіричних і теоретичних кривих.

**Висновки.** 1. Параметри перекладань поршня, отримані на основі вирішення єдиної математичної моделі, що описує рух поршня протягом циклу в межах теплового зазору, досить добре узгоджуються з параметрами, отриманими при експериментальному дослідженні перекладань. Для поліпшення збіжності результатів в розрахунковій схемі руху поршня необхідно враховувати вплив сили гідродинамічного тиску масляного шару.

2. Найбільші радіальні швидкості має верхня частина, що направляє поршень при перекладаннях поблизу в.м.т. на початку впуску, робочого ходу і випуску, а також нижня частина поршня при перекладанні на початку робочого ходу.

#### Список використаних джерел

1. Дизели воздушного охлаждения Владимирского тракторного завода. – М.: Машиностроение, 1976. – С. 236-239.
2. Понкратора Н.П., Перельдин Г.И. Расчетное и экспериментальное исследование поперечного перемещения поршня бочкообразного профиля. // Автомобильная промышленность. – 1978. – № 5. – С. 11-14.
3. Шабшеневич Б.Э. Исследование потерь на трение в поршневой группе работающего под нагрузкой дизельного двигателя. // Автомобильная промышленность. – 1979. – № 3. – С. 19-23.

4. Бернштейн М.Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов. – М.: Металлургия, 1968. – 117 с.
5. Миронов Г. Н. Аналитическое исследование перекладки поршня в цилиндре двигателя. – В кн.: Автомобили, тракторы и их двигатели. – Волгоград: Волгоградская правда, 1971. – С. 39-48.

***Аннотация.** Предложенный метод расчета может использоваться при анализе влияния конструктивных параметров поршня (положения центра тяжести, сдвига оси поршневого пальца, величине тепловых зазоров и др.) на кинематические (перемещения, скорость радиального перемещения и др.) и динамические (силы, что действуют на поверхностях соединения деталей ШППГ) показатели всех переложений поршня на протяжении цикла.*

***Ключевые слова:** поршень, гильза, палец, тепловой зазор, трение, износ, деформация, скорость, кривошипно-шатунный механизм*

***Annotation.** The offered method of calculation can be used for the analysis of influence of structural parameters of piston (position of centre of gravity, change the landmark of piston finger, size of thermal gaps and other) on the kinematics (moving, speed of the radial moving and other) and dynamic (forces which operates on-the-spot connection of details of SHPG) indexes of all settings to of piston during a cycle.*

***Keywords:** piston, shell, finger, thermal gap, friction, wear, deformation, speed, crank-type is a piston-rod mechanism.*

**УДК 633.63:631.35**

*М.М. Борис, С.М. Грушецький, кандидати технічних наук ПДАТУ*

## **ВЛАСТИВОСТІ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ТА ЇХ ВПЛИВ НА ПРОЦЕС ВІДОКРЕМЛЕННЯ ГИЧКИ**

*Проаналізовано будову, форму та визначено міцність різних зон головки коренеплоду і гички з метою вивчення можливостей її механічного руйнування з наступним відокремленням від головки. Наведено висновок про перспективність відокремлення гички шляхом динамічної дії на головку коренеплоду гнучкими робочими елементами.*

***Ключові слова:** коренеплід, головка коренеплоду, гичка, відокремлення гички, будова гички і коренеплоду.*

**Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Розроблення нових вискоелективних робочих органів для відокремлення гички, що знизять втрати цукронової маси та підвищать робочі швидкості машин для відокремлення гички, є актуальним науковим і виробничим завданням.

За своєю суттю процес відокремлення гички цукрових буряків є процес розділення двох складових рослини – гички і коренеплоду. Необхідною умовою розділення є різниця властивостей тіл. Аналізуючи сучасний рівень розвитку технологічного процесу та технічних засобів, можна виділити наступні способи відокремлення гички: копірний і безкопірний зрізи гички з доочищенням решток після зрізу та відокремлення гички динамічними взаємодіями за допомогою дефоліаторів – роторів з гнучкими робочими елементами. Усі способи зрізу ґрунтуються на різниці у розміщенні гички і коренеплоду відносно поверхні ґрунту та їх відносному розміщенні. Відокремлення решток гички після зрізу шляхом динамічної дії очисних елементів на головку коренеплоду ґрунтується на різній міцності головки та гички.

Неможливо провести повне відокремлення гички шляхом зрізу з дотриманням агротехнічних вимог за відходами цукронової маси. Тому залишки гички відокремлюються динамічними діями гнучких робочих органів на головку коренеплоду. Вивчення різниці властивостей гички і коренеплоду, визначення їх впливу на процес розділення є основою для удосконалення процесу відокремлення гички від цукронової маси, створення нових та удосконалення існуючих робочих органів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми.** Агрофізичні характеристики посівів та механіко-технологічні властивості коренеплодів