



УДК 631.3.004.67

DOI: 10.31388/2220-8674-2018-2-18

РОЗРАХУНОК І ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ СТЕНДУ ДЛЯ РЕМОНТУ І ОБКАТКИ ДВИГУНІВ В ФЕРМЕРСЬКИХ ГОСПОДАРСТВАХ

Паніна В. В., к.т.н.,
В'юник О. В., інженер
Таврійський державний агротехнологічний університет
E-mail: valerija.panina@tsatu.edu.ua
Тел.: +38(067)-956-23-58

Анотація – підвищення якості технічного обслуговування і ремонту – найважливіша задача, від рішення якої залежить продуктивність праці і витрати на виробництво сільськогосподарської продукції, що в свою чергу потребує відповідного обладнання. Тому пропонується створення універсального багатофункціонального стенду для ремонту сільськогосподарської техніки в фермерських господарствах. Стенд повинен бути багатофункціональним, який дозволить би виконувати такі операції: як зтягування машини в приміщення, знімання з неї окремих вузлів і транспортування їх до місць подальшого розбирання, механізація при розбиранні і складанні вузлів, обкатка і випробування двигунів, коробок переми́ни передач, редукторів. При цьому повинні обслуговуватись машини різних марок і типорозмірів вказаних класів, тобто агрегат треба зробити універсальним. Стенд повинен відповідати наступним вимогам: дозволяти механізувати процес розбирання і складання двигунів для тракторів класів 0,2; 0,6; 1,4; забезпечувати знімання з трактора і встановлювання на стенд двигуна; дозволяти проводити холодну і гарячу обкатку двигуна з навантаженням і без, згідно технічних умов; мати менші металоємкість і енергоємність порівняно з аналогами; бути простим при виготовленні і в експлуатації; відповідати вимогам ергономіки; забезпечувати виконання правил безпеки; бути екологічно безпечним; мати меншу вартість порівняно з аналогами. Особлива увага приділена методиці розрахунку і вибору раціональних параметрів стенду.

Ключові слова – двигун, універсальний багатофункціональний стенд, клинопасова передача, ККД.

Постановка проблеми. У будь-якої машини, незалежно від того, працює вона, простоє або транспортується, знижуються фізико-механічні та геометричні параметри деталей. Одночасно знижуються техніко-економічні показники конструкції в цілому і настає момент, коли подальша експлуатація стає економічно недоцільною.



Тому в процесі експлуатації машина потребує технічного обслуговування, з метою підтримання її технічного стану, а також ремонту для відновлення цих якостей, коли експлуатація стає неможливою. Найбільш складними при ремонті засобами механізації в фермерських господарствах є трактори, автомобілі, комбайни та їх складові: двигуни, коробки переміни передач, редуктори, тощо. В невеликих фермерських господарствах, в основному, використовують трактори класів 0,2 і 0,6, максимальна вага яких не перевищує 2500 кг, а двигуни мають потужність до 25 кВт, при кутовій швидкості 2000 хв⁻¹ і масу до 280 кг.

Аналіз останніх досліджень. Універсальні багатофункціональні стенди для фермерських господарств присвячені роботи [1-7], в яких пропонуються стенди для механізації різних видів робіт і ремонту техніки. Так в роботі [7] наводиться приклад агрегату для деревообробних робіт (розпилювання деревини, її стругання, фрезерування, шліфування), приготування кормів (подрібнення сировини і змішування компонентів), будівельних робіт (виготовлення цементних та інших розчинів), є вантажопідйомний пристрій і компресор.

Універсальний багатофункціональний стенд (патент ТДАТУ №45381 МПК2009 F02B79/00) [5] призначено для розбирання, складання, обкатки і випробування двигунів з можливістю їх знімання з трактора і встановлення на стенд.

Недоліки цього агрегату в складності вантажопідйомного механізму і його експлуатації (переміщення каретки вручну), великій металоємкості і енергоємності. Встановлення електродвигуна балансно ускладнює конструкцію, при цьому можна використовувати тільки асинхронний двигун з фазовою обмоткою ротора. Ці недоліки відсутні в багатофункціональному агрегаті, запропонованому в роботі [6].

Багатофункціональний агрегат складається з трьох механізмів, що об'єднані в одну кінематичну схему. Це вантажопідйомний механізм, пристосування для розбирання і складання двигунів і обкатно-гальмівний стенд.

Недоліки цього агрегату низький коефіцієнт корисної дії з-за використання в конструкції черв'ячного редуктора, він може використовуватись тільки для двигунів потужністю до 30 кВт. Консольно-поворотний вантажопідйомний механізм доволі складний, при цьому велике навантаження на підшипники, що скорочує їх строк експлуатації.

Усунути вказані вище недоліки можливо при використанні в конструкції стенда планетарного редуктора замість черв'ячного, що підвищить ККД і всі вузли стенда будуть розташовані на одній осі, що



дасть можливість відмовитись від консольно-поворотного вантажопідйомного механізму, замінивши його на більш простий. Аналіз використання клиноремінних передач і варіаторів [8] показує, що вони здатні передавати значні потужності, так, наприклад, клиноремінна передача, яка виконує функції і муфти зчеплення в комбайні «Дон» передає потужність 162 кВт, варіатор автомобіля ДАФ-55 -73 кВт. Пропонується розповсюдити використання станда і на двигуни тракторів класу 1,4 потужністю до 60 кВт.

Методика. Згідно кінематичної схеми станда для ремонту і обкатки двигунів [9], він буде складатися з станда для обкатки двигунів, вантажопідйомного механізму і пристосування для розбирання і складання двигунів. Розрахунок клиноремінного варіатора, який використовується в станді проводиться за методикою, що викладена в роботі [11].

Приймається клиновий пас типу СВ з відносною шириною $\upsilon = 3$, кутом канавки $\varphi = 32^\circ$, по цих даних і відношенню максимального і мінімального діаметрів, що дорівнює 2 по номограмі [11] приймається відносний діаметр $\upsilon = 6$. Менший діаметр веденого шківів за розрахунком 98 мм, за рекомендаціями, приймається менший діаметр веденого шківів 100 мм. Найбільший розрахунковий діаметр ведучого шківів 202 мм.

Приймається стандартний пас СВ50 кордшнуровий зубчастий з розмірами:

$$\begin{aligned} b_p &= 45 \text{ мм}, & h &= 22 \text{ мм}, \\ h_p &= 7,6 \text{ мм}, & b_1 &= 36,5 \text{ мм}, \\ b_0 &= 50 \text{ мм}, & S_1 &= 9,53 \text{ см}^2, \\ q &= 1,2 \text{ кг/м}. \end{aligned}$$

При симетричному регулюванні шківів:

$$d_2 = d_1 = 100 \text{ мм} \quad D_1 = D_2 = 202 \text{ мм}$$

конструктивні розміри шківів:

$$D_{H1} = D_{H2} = 202 + 2 \cdot 5 = 212 \text{ мм}, d_{B1} = d_{B2} = 100 - 2 \cdot 7,6 = 84,8 \text{ мм}.$$

Найменший зазор між дисками веденого шківів: $\nabla 11,3 \text{ мм}$.

Переміщення рухомих дисків ведучого і веденого шківів визначиться: $X = 27,5 \text{ мм}$.

Приведені коефіцієнти тертя:

$$f_1^1 = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}, \quad f_2^1 = \frac{f \cos \beta}{\sin \frac{\varphi}{2} + f \sin \beta \cos \frac{\varphi}{2}}, \quad (1)$$

де β – кут між векторами швидкості ковзання і дотичної доокружності, $\beta = 30^\circ$;



f – коефіцієнт тертя між шківом і клиновим ременем,
 $f = 0,6$

$$f_1^1 = \frac{0,6}{0,27} = 2,2 \quad f_2^1 = \frac{0,6 \cdot 0,87}{0,27 + 0,6 \cdot 0,5 \cdot 0,96} = 0,94.$$

Подальший розрахунок ведеться для двох крайніх положень шківів при i_{\max} і i_{\min} .

	при i_{\max}	при i_{\min}
Швидкість ременя, м/с	4,9	21,1
Окружна сила, Н	2820	2620
Кути обхвату:	$\alpha_1 = 190^\circ = 3,33$ рад	$\alpha_2 = 170^\circ = 2,98$ рад
Кут ковзання:	$\alpha_{c1} = 0,8$	$\alpha_{c1} = 0,76$
Кути зчеплення:	$\alpha_{п1} = 2,53$ $\alpha_{п2} = 1,09$	$\alpha_{п1} = 2,22$ $\alpha_{п2} = 1,19$
Коефіцієнт тяги	$\psi = 0,7$	$\psi = 0,69$
Натягування від відцентрових сил, Н	від $F_{ц} = 2,9$	$F_{ц} = 54,5$
Натягування передачі, Н	гілок $F_1 = 3386$ $F_2 = 589$	$F_1 = 33215$ $F_2 = 628$

Для автоматизації керування клиноремінним варіатором використовується залежність осьових сил від передаточного відношення і навантаження передачі [11]. Якщо рухомим диском дати можливість свободу в осьовому напрямленні і зробити осьові сили залежними від частоти обертання і моменту, що передається, то при зміні цих параметрів диски будуть автоматично переміщуватись до встановлення нового рівноважного положення, змінюючи передаточне число в відповідності до нового режиму.

В якості засобів, що діють на осьові сили, використовують пружини стискання і кручення, відцентрові, кулачкові і вакуумні пристрої. Комбінуванням цих пристроїв і підбираючи їх характеристики, можна добитись зміни передаточного відношення від швидкості обертання ведучого валу варіатора і навантаження.

Розрахунки клиноремінного варіатора можуть давати значні похибки, у зв'язку з тим, що клиновий ремінь складається з декількох шарів гуми різної пружності, в ньому є кордові шнури. При передачі крутного моменту ремінь розтягується, згинається, стискається, нагрівається. Всі ці фактори неможливо врахувати в формулах для розрахунків [11], тому після виготовлення шківів варіатора і встановлення на стенд, необхідне його доопрацювання, щоб включення варіатора для передачі крутного моменту здійснювалось



при визначених обертах (940 хв⁻¹), при підвищенні обертів відбувалась автоматична зміна передаточного числа.

Вантажопідйомний механізм буде представляти собою кран-балку, металоконструкція якої буде мати вигляд монорейки з двотавра, що кінцями кріпиться до стелі або протилежних стін приміщення, по ній рухається каретка механізму підйому. Розрахунок проводиться по методиці, викладеній в джерелі [10]. Приймається двотавр №10, для якого осьовий момент опору складає 39,7см³.

Результати і обговорення. Вибір двигуна приводу стану, повинен враховувати необхідність виконання вимоги, щоб номінальний крутний момент електродвигуна був рівним номінальному моменту двигуна, що обкатується, а частота обертання його валу на 15...20% менше номінальної частоти обертання валу двигуна.

В станді використовується асинхронна балансирна машина, яка здійснює і привід, і гальмування при обкатці двигунів, при цьому її вал напряду приєднується до валу двигуна, що обкатується. З метою зменшення потужності електродвигуна у прийнятій схемі пропонується використання клиноремінного варіатора, що виконує функції передаточного механізму і зчеплення, яке вмикає в роботу варіатор для передачі крутного моменту при досягненні електродвигуном номінальних обертів (940 хв⁻¹).

$$M_{\text{ед}} \cdot i_{\text{вар}} \cdot \eta_{\text{вар}} = M_{\text{д}}, \quad (2)$$

де $i_{\text{вар}}$ – передаточне число варіатора;
 $\eta_{\text{вар}}$ – ККД варіатора, приймається 0,93.

Визначається крутний момент двигуна, що обкатується:

$$M_{\text{д}} = \frac{N_{\text{д}} \cdot 30}{\pi \cdot n_{\text{д}}}, \quad (3)$$

де $N_{\text{д}}$ і $n_{\text{д}}$ – відповідно потужність і частота обертання двигуна, що обкатується,

$$M_{\text{д}} = \frac{60 \cdot 30 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2000} = 282 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Згідно технологічного процесу проводиться холодна і гаряча обкатки двигуна, при цьому передбачено обкатування без навантаження і з навантаженням з відповідним регулюванням обертів. Пропонується регулювання варіатором за рахунок зміни передаточного числа від 0,5 до 2, що забезпечить весь необхідний діапазон.



$$M_{\text{вд}} = 282 \cdot 0,5 \cdot 0,93 = 131 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$N_{\text{ед}} = \frac{131 \cdot 3,14 \cdot 1000}{30} = 13711 \text{ Вт}.$$

Приймається електродвигун 4АС160М6УЗ потужністю 16 кВт з синхронною частотою обертання 1000 хв^{-1} і при номінальній потужності 940 хв^{-1} .

Навантаження двигуна при гарячій обкатці буде здійснюватися порошковим гальмом ПТ-40М1, що створює гальмівний момент від 0 до 400 Н·м і має маховий момент ротора $0,035 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Перевіряється момент, який повинен розвинути електродвигун, щоб подолати опір гальма на холостій ході і потужність, що при цьому витрачається.

Момент від інерції обертання ротора гальма [12]

$$M_{\text{т}} = \frac{(mD^2) \cdot n_{\text{д}}}{38,2t \cdot \eta_{\text{х}}}, \quad (4)$$

де mD^2 – маховий момент ротора гальма, $0,035 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

t – час розгону двигуна $1 \dots 5 \text{ с}$,

$\eta_{\text{х}}$ – ККД гальма, згідно паспортних даних $0,82$.

$$M_{\text{т}} = \frac{0,035 \cdot 940}{38,2 \cdot 1 \cdot 0,82} = 1,05 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$N_{\text{т}} = \frac{1,05 \cdot 940 \cdot 3,14}{30} = 103 \text{ Вт}.$$

Момент, що витрачається на обертання ротора гальма дуже малий порівняно з моментом, що розвиває двигун, тому він запуситься, потужність, що буде витрачатись на холодній обкатці на гальмо незначна.

Розрахунок і розробка конструкції клиноремінного варіатора. Обкатка двигунів передбачає два режими при різних обертах і навантаженні, які повинен забезпечити клиноремінний варіатор. При холодній обкатці рекомендується оберти колінчастого валу двигуна від 400 до 1700 хв^{-1} і при гарячій - від 600 до номінальних (2000 хв^{-1}).

Вихідними даними для розрахунку вантажопідйомного механізму будуть максимальна маса тракторів і двигунів, які будуть переміщуватись ним. Максимальну вагу класу 1,4 має трактор МТЗ-82К -4700 кг з двигуном Д-240 масою до 400 кг. Для розрахунків приймається максимальна вага, яка буде переміщуватись (при використанні механізму для зтягування трактора) 5000 кг, підійматись – 450 кг.



Діаметр каната можна визначити за формулою [10]:

$$d = F_p / [\Theta], \quad (5)$$

де F_p – дійсне розривне зусилля каната, яке вибирається по відповідних таблицях ДСТУ;

$[\Theta]$ – напруження на розтягування, що допускається.

Розрахунок сталевих канатів за правилами Держтехнагляду ведеться на розтягування при запасі міцності $n = 4 \dots 6$ по формулі:

$$S \leq F_p / n, \quad (6)$$

де S – робоче натягування гілки каната

$$S = Q / Z \eta, \quad (7)$$

де Q – сумарна сила ваги вантажу;

Z – кількість гілок поліспасти;

η – ККД поліспасти, що дорівнює 0,78...0,97.

Вантажопідйомний механізм буде використовуватись і у якості лебідки для затягування машин у приміщення майстерні, тому робоче натягування каната буде визначатись для двох випадків і по більшому знаходиться його діаметр.

Робоче натягування каната при транспортуванні машини до приміщення визначиться за формулою

$$S_{тр} = m \cdot g \cdot f, \quad (8)$$

де f – коефіцієнт опору перекочуванню, залежить від покриття ґрунту, приймається 0,1.

$$S_{тр} = 5000 \cdot 9,8 \cdot 0,1 = 4900 \text{ Н},$$

$$S_{п.} = 450 \cdot 9,8 / 2 \cdot 0,97 = 4546 \text{ Н},$$

$$F_p = 4900 \cdot 6 = 29400 \text{ Н},$$

$$d = 29,400 / 2,2 = 13,4 \text{ мм},$$

Приймається стандартний діаметр 14 мм.

За рекомендаціями [10] розраховуємо:

мінімальний діаметр барабана $D_{\text{MIN}} = 308$ мм з метою підвищення довговічності каната і зменшення передаточного числа редуктора приймається діаметр барабана 350 мм.

Зовнішній і внутрішній діаметри барабана

$$D_3 = 336 \text{ мм},$$

$$D_B = 322 \text{ мм}.$$

Робоча довжина барабана $l_p = 148$ мм, приймається з конструктивних міркувань (висота підйому може бути і вищою) робоча довжина 200 мм і загальна довжина барабана 300 мм.

Привід валу барабана здійснюється через зубчасту муфту і навантажується крутним моментом $M_{кр} = 858$ Н·м, з врахуванням перевантажень приймається 870 Н·м і силою від максимального



натягування канату $F=4900\text{Н}$. В зубчастій муфті, яка складається з двох зубчатих коліс діє радіальна сила, яка дорівнює $F_r = 3958$.

Приймається діаметр валу в найбільш небезпечному місці 65 мм, під підшипники 50 мм.

В конструкції валу передбачена зубчаста муфта, яка накладає додаткові вимоги до крутної жорсткості валу, тому що при недостатній жорсткості виникає додаткове ковзання зубців, з'являється нерівномірність розподілення тиску по довжині зуба, виникають значні динамічні навантаження на зубцях, які погіршують умови роботи підшипників. Пропонується конструкція валу у вигляді труби з зовнішнім діаметром $D = 50$ мм і внутрішнім $d = 30$ мм, з метою економії матеріалу.

Підшипники підбираються по діаметру валу 50 мм і максимальному радіальному навантаженню на опори, яке складає 5149 Н, осьове навантаження відсутнє, тому приймаються радіальні шарикові підшипники №210, для яких статична вантажопідйомність складає 19 кН.

Загальне передаточне число приводу (редуктора) дорівнює:

$$i_3 = \omega_{\text{дв}} / \omega_{\text{вар}} = \pi \cdot n_{\text{дд}} \cdot R_{\text{бба}} / 30\vartheta, \quad (9)$$

де $\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість валу двигуна;

$\omega_{\text{бар}}$ – кутова швидкість барабана;

$n_{\text{дв}}$ – частота обертання валу двигуна,

$n_{\text{бар}}$ – частота обертання барабана;

$R_{\text{бар}}$ – радіус барабана;

ϑ – швидкість транспортування (підйому) вантажу, для електричних талей в межах від 5 до 25 м/хв.

$$i_3 = \frac{940 \cdot 3.14 \cdot 350 \cdot 60}{30 \cdot 2 \cdot 20 \cdot 1000} = 51,65.$$

Приймається передаточне число, яке використовується в серійних редукторах $i_3=50$.

Для вибору двигуна і редуктора на привід вантажопідйомного механізму треба знати, яка при цьому витрачається потужність. Потужність на затягування машини $[10]N_3=2834$ Вт, потужність на підняття вантажу $N_{\text{п}}=867$ Вт, ці потужності значно менші, ніж для приводу стенда для обкатки двигуна, тому вибраний раніше двигун задовольняє вимогам приведеним розрахункам.

По потужності і передаточному числу вибирається серійний планетарний редуктор ПЗ 2-63.

Розрахунок пристосування для розбирання і складання двигунів. Пристосування представляє собою фланець, до якого приєднується двигун, що отримує обертальний рух від вихідного валу



редуктора, який обертається електродвигуном. Момент обертання, який створюється електродвигуном повинен бути більше моментів опору від тертя і інерції маси двигуна, що обертається. Аналіз показує, що момент обертання, який треба створити електродвигуна для повороту двигуна, що розбирається малий, тому електродвигун, призначений для обкатки двигуна можна використовувати і для пристосування.

Висновки. Розраховані основні параметри стану для ремонту тракторів, що дозволить повністю механізувати розбирання, складання і обкатку двигунів, при його використанні зникає необхідність в вантажопідйомному засобі, який є в конструкції. Використання в приводі стану планетарного редуктора з коефіцієнтом корисної дії 0,95 замість черв'ячного редуктора в аналогу (ККД 0,73) дозволить не тільки підвищити загальний коефіцієнт корисної дії стану, але й розташувати всі вузли послідовно на одній осі і замінити консольно-поворотний вантажопідйомний механізм на монорейку, що значно спростить конструкцію і підвищить строк її служби. Загальний показник ефективності нового стану на 12% вищий, чим в аналога і з його допомогою можна розширити клас тракторів до 1,4, двигуни яких можна ремонтувати.

Література

1. Паніна В.В. Універсальний, багатофункціональний стан для ремонту двигунів / В. В. Паніна, Р. Г. Асанов // Збірник наукових праць магістрантів та студентів Таврійського агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 8, т.1, ч.1. – С. 121-124.

2. Патент №45381 Україна, МПК F02В 79/00. Універсальний, багатофункціональний стан для ремонту двигунів / В. В. Паніна, Р. Г. Асанов. – u200905120; заявл. 25.05.09; опубл. 10.11.09, Бюл. №21.

3. Паніна В. В. Удосконалення засобів механізації для ремонту малогабаритних машин в фермерських господарствах / В. В. Паніна, Р.Г. Асанов // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9, т. 1. – С. 86-90.

4. Паніна В. В. Розрахунок і обґрунтування параметрів універсального багатофункціонального стану для ремонту техніки в фермерських господарствах / В. В. Паніна, В. К. Любко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 2. – С.131-137.

5. Паніна В. В. Удосконалення станів для ремонту двигунів / В. В. Паніна, С. В. Ходочинський // Збірник наукових праць магістрантів та студентів ТДАТУ : електронне видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 10, т.1.



6. Паніна В. В. Агрегат для ремонту двигунів/ В.В. Паніна // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 2, т.2. – С.138-144.
7. Паніна В. В. Багатофункціональний агрегат для фермерських господарств / В. В. Паніна // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електр. наук. фах. видання / ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 3, т. 3.
8. Паніна В. В. Обґрунтування трансмісії малогабаритного машинного агрегату для фермерських господарств: автореферат дис... канд. техн. наук : 05.22.02/ В. В. Паніна; ХДАДУ. – Харків, 2005. – 21с.
9. Паніна В. В. Удосконалення технічних засобів ремонту двигунів/ В. В. Паніна, С. В. Ходочинський //Тракторна енергетика: міжвузівський студентський семінар. – Харків, 2011. – С. 128-136.
10. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины / В. В. Красников.– 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Колос, 1981. – 263 с.
11. Пронин Б. А. Бесступечатые передачи (вариаторы)/ Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 320с.
12. Черкун В. Ю. Обкатка та випробування відремонтованих автотракторних двигунів/ В. Ю. Черкун, В. В. Забелін. – 2-е ви. перероб. і доп. – К.: Урожай,1977. – 84с.

**РАСЧЕТ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СТЕНДА
ДЛЯ РЕМОНТА И ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЯ
В ФЕРМЕРСКИХ ХОЗЯЙСТВАХ**

Панина В. В., Вьюник О. В.

Аннотация

Повышение качества технического обслуживания и ремонта - важнейшая задача, от решения которой зависит производительность труда и затраты на производство сельскохозяйственной продукции, что в свою очередь требует соответствующего оборудования. Поэтому предлагается создание универсального многофункционального стенда для ремонта сельскохозяйственной техники в фермерских хозяйствах. Стенд должен быть многофункциональным, который позволил бы выполнять следующие операции: как затягивание машины в помещение, снятие с нее отдельных узлов и транспортировки их к месту дальнейшей разборки, механизация при разборке и сборке узлов, обкатка и испытания двигателей, коробок перемены передач, редукторов. При этом должны обслуживаться машины разных марок и типоразмеров указанных классов, то есть агрегат надо сделать универсальным. Стенд должен отвечать следующим требованиям: разрешать механизировать процесс разборки и сборки двигателей для тракторов классов 0,2; 0,6; 1,4; обеспечивать снятие с трактора и установки на стенд двигателя; позволять проводить холодную и горячую обкатку двигателя с нагрузкой и без, согласно технических условий; иметь меньшие металлоемкость и



энергоёмкость по сравнению с аналогами; быть простым при изготовлении и в эксплуатации; отвечать требованиям эргономики; обеспечивать выполнение правил безопасности; быть экологически безопасным; иметь меньшую стоимость по сравнению с аналогами. Особое внимание уделено методике расчета и выбора рациональных параметров стенда.

CALCULATION AND JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF THE STAND FOR REPAIR AND RUNNING THE ENGINE IN FARMERSKY FACILITIES

V. Panina, O. Viunyk

Summary

Improving the quality of maintenance and repair is the most important task, the solution of which depends on labor productivity and the costs of agricultural production, which in turn requires appropriate equipment. Therefore, it is proposed to create a universal multifunctional stand for the repair of agricultural machinery in farms. The stand should be multifunctional, which would allow carrying out the following operations: as a dragging the machine into a room, removing its separate units and transporting them to the place of further disassembly, mechanization for disassembling and assembling units, running in and testing engines, gearboxes, gearboxes. At the same time, machines of different brands and sizes of these classes should be serviced, that is, the unit must be made universal. The stand must meet the following requirements: to permit mechanization of the dismantling and assembly of engines for tractors of classes 0.2; 0.6; 1.4; to provide removal from the tractor and installation on the engine stand; allow to conduct a cold and hot running-in of the engine with and without load, according to specifications; to have smaller metal consumption and energy intensity in comparison with analogues; be simple to manufacture and operate; meet the requirements of ergonomics; ensure the implementation of safety rules; be environmentally friendly; have a lower cost compared to analogues. Particular attention is paid to the method of calculation and selection of rational parameters of the stand.

Keywords: motor, universal multifunctional stand, cable car transmission, efficiency.