

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙНО-СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГВИНТОВИХ ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

В статті наведено методику та опис обладнання для визначення деформаційно-силових характеристик секційних робочих органів гвинтових перевантажувальних механізмів. Подано результати цих досліджень, а також результати прискорених ресурсних випробувань вказаних робочих органів.

В народному господарстві України для механізації розвантажувально-завантажувальних робіт, заповнення робочих місткостей машин і агрегатів сипкими матеріалами в агропромисловому комплексі, в металургійному та ливарному виробництві, в порошковій металургії для приготування модельних сумішей все ширшого застосування знаходять гнучкі гвинтові перевантажувальні механізми (ГПМ), робочі органи яких виконано у вигляді секцій.

Метою даної роботи є підвищення технічного рівня гвинтових перевантажувальних механізмів з секційними робочими органами бочкоподібної форми та шарнірним з'єднанням між окремими гвинтовими секціями, що виключить пошкодження робочих органів від знакозмінних навантажень. Робота виконується відповідно до постанови Кабінету Міністрів України "Про розвиток сільськогосподарського машинобудування та забезпечення АПК конкурентноздатною технікою" від 1.12.997р.

Нами запропонована схема компоновання гнучкого робочого органа ГПМ у вигляді секційних гвинтових робочих органів бочкоподібної форми (рис.1) з шарнірними з'єднаннями [1, 2].

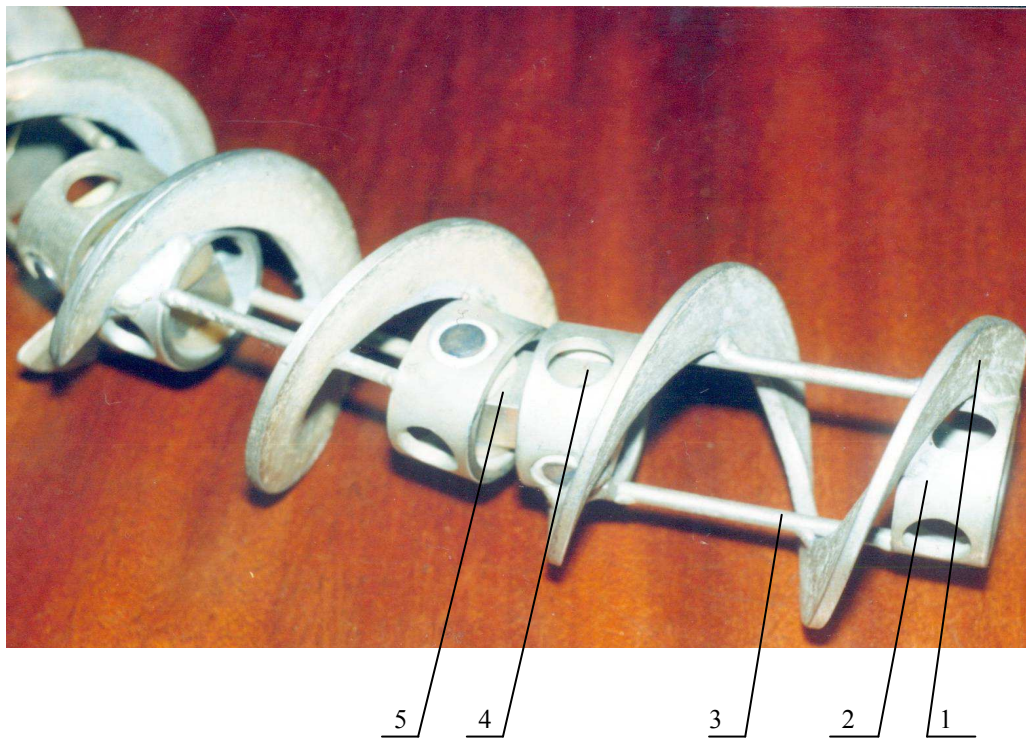


Рис.1. Секційний робочий орган гвинтових перевантажувальних механізмів:
1 – гвинтова спіраль, 2 – втулка, 3 – пруток, 4 – наскрізні отвори у втулках,
5 – з'єднувальні пальці сусідніх секцій

При перевантаженні ГПМ матеріалів по криволінійних трасах відбувається закручування гвинтових робочих органів. В зв'язку з тим, що в розроблених

конструкціях робочих органів крутний момент передається шарнірним з'єднанням і гвинтовими секціями, необхідно встановити взаємозв'язок між їх деформаційно-силовими та конструктивними параметрами.

Для визначення крутильної жорсткості нами була використана машина розривна, моделі КМ-50-1 (рис.2). Гвинтова секція жорстко кріпилась до фіксаторів, на торцевій циліндричній поверхні яких виконувались паралельні лиски, за допомогою яких фіксатори встановлювались у затискний механізм поворотних обойм розривної машини.

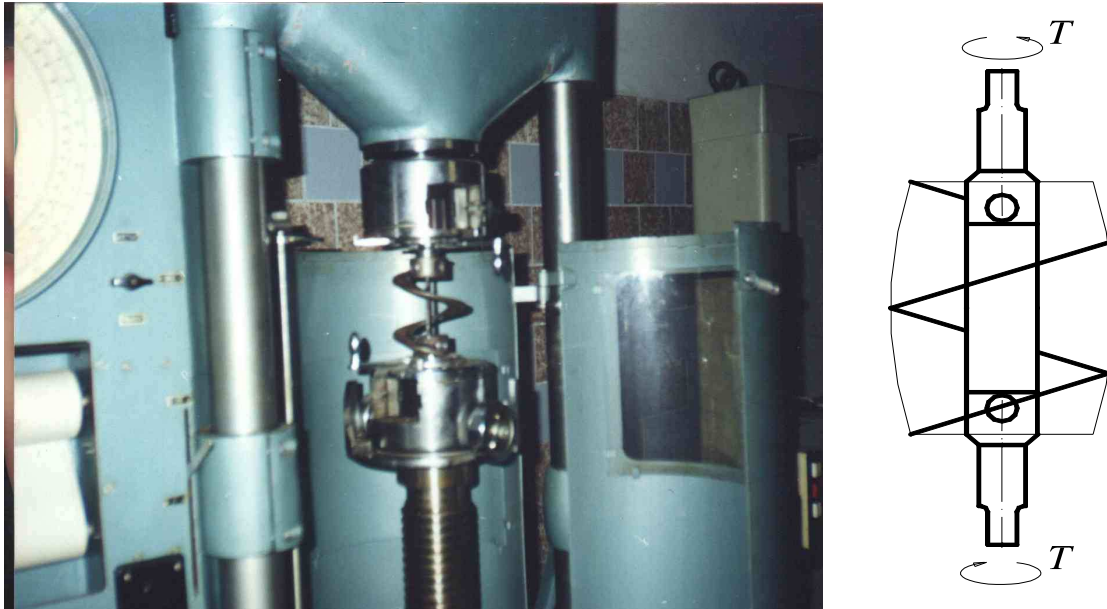


Рис.2. Загальний вигляд розривної машини КМ 50-1 для визначення крутильної жорсткості однієї секції робочого органа ГПМ

Методика проведення експериментів наступна. Після встановлення дослідного взірця в поворотні обойми верхня – залишалась в постійному положенні, а нижній надавався обертовий рух. Залежно від величини кута закручування θ замірювалися покази максимального крутного моменту T . Таким чином, досліди проводили або до крихкого руйнування взірця, або до виникнення пластичного деформування.

Також програмою експериментальних досліджень передбачалось встановлення впливу зон з'єднань та способу кріплення окремих секцій на характер і величину деформацій кручення робочих органів у зібраному стані.

Методика проведення досліджень на кручення двох шарнірно-з'єднаних гвинтових секцій аналогічна дослідженню окремих секцій .

За результатами дослідів побудовано графічні залежності (рис.3, рис.4), з аналізу яких можна зробити висновок, що вони наближаються до прямолінійного закону розподілу.

Збільшення довжини секції природньо веде до пропорційного збільшення максимального кута закручування, а шарнірне з'єднання практично не впливає на величину деформації, так як його жорсткість значно вища від жорсткості самої секції. Встановлено, що максимальний крутний момент T_{max} , який призводить до зламу секції робочого органа, значно більший ніж крутний момент, необхідний для перевантаження сипких вантажів розробленим робочим органом при максимальній висоті перевантаження та мінімальному радіусі кривини магістралі [3].

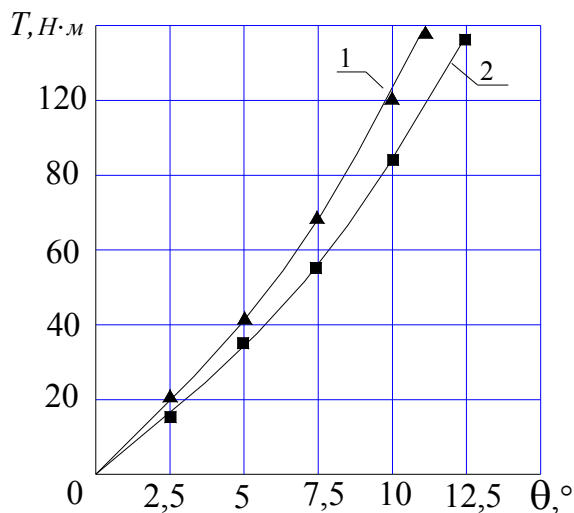


Рис. 3. Залежність крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для однієї секції:
1 – $l = 100$ мм, 2 – $l = 120$ мм

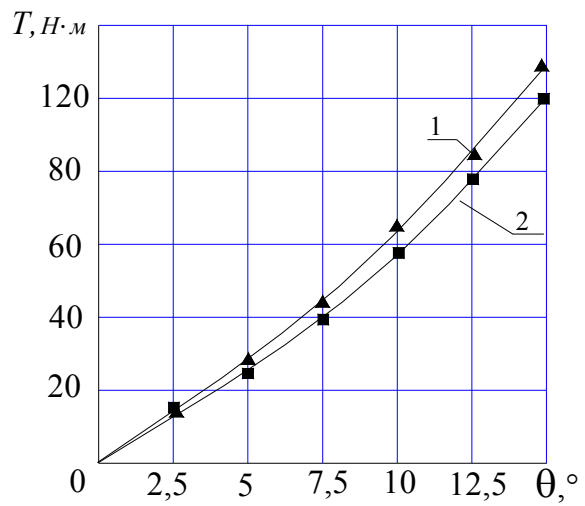
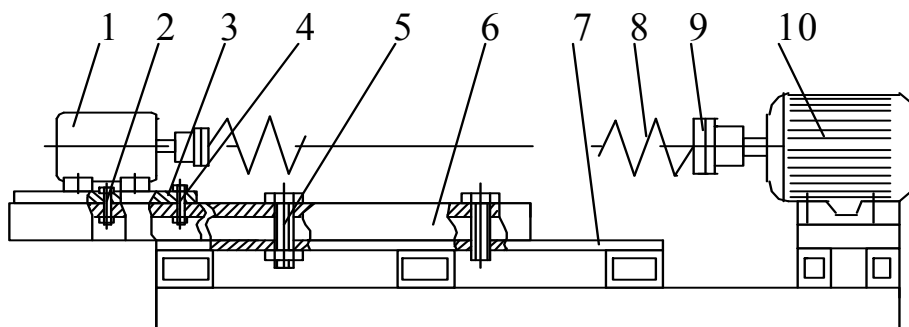


Рис. 4. Залежність крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для двох секцій:
1 – $l = 100$ мм, 2 – $l = 120$ мм

Однією з важливих проблем, які стримують широке застосування гнучких ГПМ, є низька довговічність робочих органів.

З метою часткового вирішення даної проблеми, шляхом виявлення найбільш небезпечних зон в конструкціях елементів робочих органів, впливу радіусу кривини перевантаження на їх ресурсні характеристики, проводилась серія дослідів на експериментальному стенді, який зображено на рис. 5. Він призначений для прискорених випробувань на ресурс та порівняльної оцінки конструкцій робочих органів з різними конструктивними параметрами. Основними складовими частинами стенду є опорна рама 7, на якій закріплений електродвигун 10 та підшипниковий вузол 1. Підшипниковий вузол встановлений на поворотній плиті 3, яка, в свою чергу, за допомогою пари болтових з'єднань 2 і 4 кріпиться до направляючого швелера 6. Направляючий швелер закріплений до рами, а його фіксація в заданому положенні забезпечується болтовим з'єднанням 5, яке розташоване в поздовжньому пазі направляючого швелера, виконаному в основі рами. Робочий орган 8 за допомогою фланцевих з'єднань 9 встановлений на вихідних валах електродвигуна і підшипникового вузла.



а)



б)

Рис. 5. Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) експериментального стану

При встановленні дослідного взірця робочого органа на стелд болтові з'єднання відпускають, а направляючий швелер розташовують паралельно до осі привідного валу електродвигуна. Далі шляхом повертання поворотної плити встановлюють різні радіуси кривини магістралі.

Привід здійснювався електродвигуном з числом обертів 955 об/хв. Досліди проводились для різних робочих органів, для чого виготовлялись комплекти експериментальних взірців з різними конструктивними параметрами.

В процесі досліджень можна виявити небезпечні зони, які спричиняють руйнування елементів секційних гвинтових робочих органів, встановити вплив різних конструктивних параметрів (довжина секції, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також провести порівняльні випробування різних типів дослідних взірців.

Враховуючи те, що під час експлуатації робочого органа визначити величину зносу антифрикційної втулки за внутрішнім діаметром практично неможливо, то запропоновано його визначення на експериментальному станді (рис.6), розробленому на кафедрі технології машинобудування Тернопільського державного технічного університету ім. І. Пулюя, шляхом вимірювання кута закручування секцій робочого органа [4].

В процесі ресурсних випробувань визначався кут закручування робочого органа з різними конструктивними параметрами.

Стелд для дослідження кута закручування складається з корпусу 1, до якого жорстко прикріплена вертикальна стійка 2. До стійки жорстко закріплюється секційний робочий орган 3, який вільно встановлений в U-подібному коробі 4. Короб кріпиться на підставці 5 з опорними елементами 6. Вільний кінець секційного робочого органа встановлюється в отвір штативу 7 перпендикулярно до його осі, на якому з правого торця виконана ноніусна шкала 9 з поділками. Враховуючи те, що стелд призначений для дослідження робочих органів різної довжини, штатив розміщений в направляючих, що дозволяє змінювати його положення. На вільний кінець робочого органа, який виступає з отвору штативу, жорстко встановлюють втулку зі стрілкою 10 з можливістю кутового переміщення при закручуванні робочого органа, а також тарувальний вантаж 12, величина якого визначається навантажувальною здатністю робочого органа.

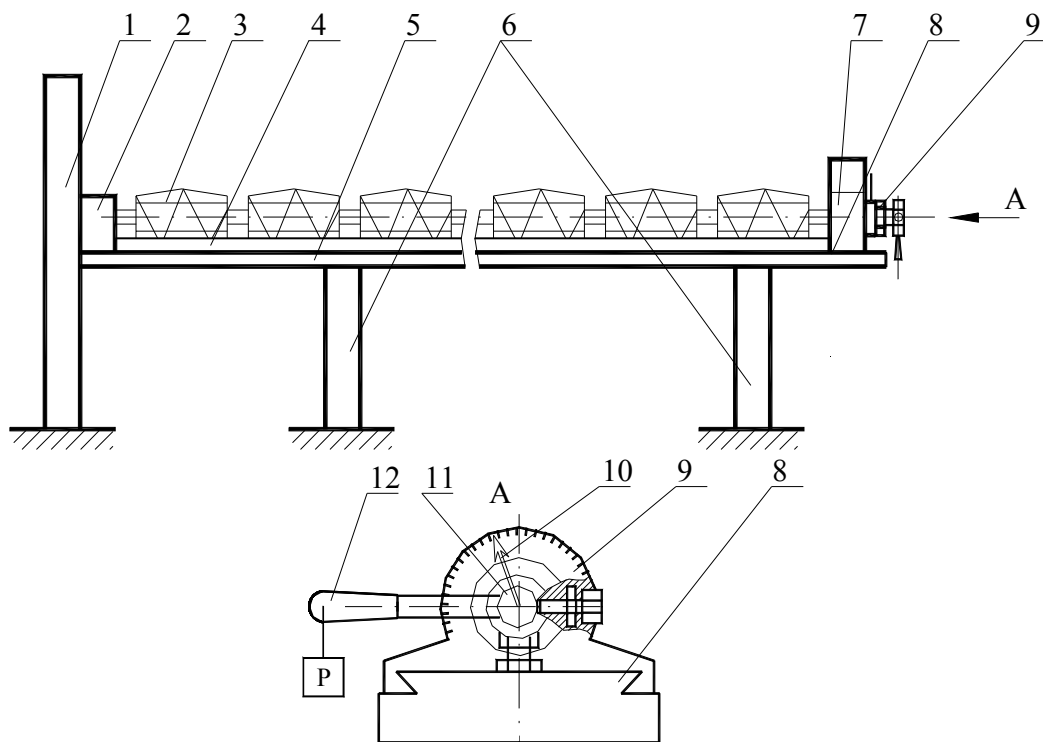


Рис. 6. Стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів ГПМ

За величиною кута закручування визначають величину зносу елементів секцій робочого органа.

Рівняння номінальних розмірів шарнірного механізму (рис.7) з визначення максимального і мінімального зазорів δ (знос антифрикційної втулки за внутрішнім діаметром) має вигляд:

$$\begin{cases} \delta_{max} = D_{\epsilon} / 2 - h_{\epsilon min} - d_{n ном} / 2 \\ \delta_{min} = D_{\epsilon} / 2 - h_{\epsilon max} - d_{n ном} / 2 \end{cases} \quad (1)$$

де D_{ϵ} – зовнішній діаметр антифрикційної втулки;

$h_{\epsilon max}$ і $h_{\epsilon min}$ – відповідно максимальна і мінімальна товщина стінок втулки;

$d_{n ном}$ – номінальний діаметр циліндричного пальця.

Максимальний кут закручування для робочого органа довжиною n секцій становить :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{\delta_{max}}{l_n / 2} \cdot 2n, \quad (2)$$

де n – кількість секцій;

l_n – довжина циліндричного пальця.

Враховуючи те, що довжина стандартних гнучких кожухів в яких працюють гвинтові робочі органи, становить 6 м, то для перевірки кута закручування робочого органа (величини зносу антифрикційної втулки) досліджувались робочі органи загальною довжиною 6 м.

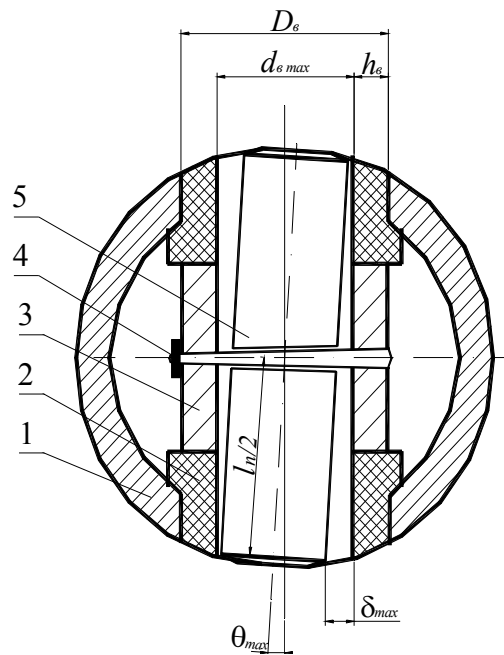


Рис.7. Розрахункова схема шарнірного з'єднання гвинтових секцій:
1-циліндрична втулка; 2-антифрикційна втулка; 3-квадратний валець; 4-штифт;
5-циліндричний палець

Результати вимірювання кута закручування секційних робочих органів з різними конструктивними параметрами наведені на рис. 8.

Встановлено, що кут закручування θ для різних робочих органів загальною довжиною 6 м не перевищував 25° , що є меншим за гранично допустиме значення $\theta = 35^{\circ}$ за умови експлуатаційної надійності.

Необхідно зауважити, що результати випробувань на даному стенді мають відносний характер і можуть бути використані для встановлення раціональних схем і конструктивних параметрів досліджуваних робочих органів.

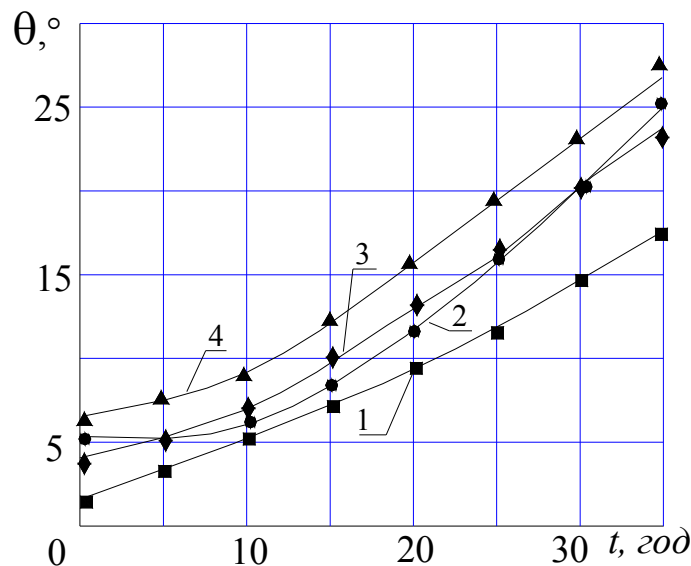


Рис. 8. Залежність кута закручування θ робочого органа від часу роботи при:
1 – $D=75$ мм; $l = 100$ мм; 2 – $D = 75$ мм; $l = 120$ мм; 3– $D=100$ мм; $l = 100$ мм; 4 – $D=100$ мм; $l = 120$ мм

Висновок. Запропоновано методику та проведено експериментальні дослідження для визначення деформаційно-силових характеристик робочих органів за умови забезпечення необхідної навантажувальної здатності та збільшення ресурсу роботи. Встановлено, що за умови експлуатаційної надійності на довжині робочого органа 6 м і діаметром 100 мм допустимий кут закручування становить $26-30^{\circ}$, а граничний не повинен перевищувати 35° .

The techniques and description of equipment for determining deformation-power characteristics of screw-reloading machines working parts are suggested in the article. The results of these investigations and those of accelerated service test of the given working parts are presented.

Література

1. Б.Гевко, Р. Лещук, С. Мельник. Визначення конструктивних параметрів шарнірного робочого органа гвинтового конвеєра. -Львів: Машинознавство, 1999, №7. -С. 48-50.
2. Деклар. пат. №32020А Україна МПК В65G33/24. Робочий орган гнучкого гвинтового конвеєра / Лещук Р.Я., Гевко Р.Б. (Україна). -№98126559; Заявл. 11.12.1998; Опубл. 15.12.2000, Бюл.№7-П. –2 с.
3. Лещук Р., Гевко І., Комар Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевагантижувальних механізмів // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль, 2003. – Т.8. № 4. – С. 56-61.
4. Деклар. пат. №3771 Україна МПК В65G33/00. Стенд для дослідження кута закручування секційних робочих органів гвинтових подавальних механізмів / Вовк Я.Ю., Лещук Р.Я., Гевко І.Б. (Україна). - №2004031784; Заявл. 11.03.2004; Опубл. 15.12.2004, Бюл.№12. –2 с.

Одержано 25.02.2005 р.