



УДК 612.9-621.98

© 2006

*Андрієнко В.В., заступник голови Полтавської облдержадміністрації,*

*Лапенко Г.О., кандидат технічних наук,*

*Дудніков А.А., кандидат технічних наук,*

Полтавська державна аграрна академія,

*Чорненький С.І., заступник начальника управління агропромислового виробництва та технічної політики*

## ПРО РОЗВИТОК ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ НА СУЧАСНОМУ ЕТАПІ

**Постановка проблеми.** Економічні відносини, що складаються в агропромисловому комплексі України на сучасному етапі, тісно пов'язані зі зміною в діяльності підприємств і організацій, основною діяльністю яких є матеріально-технічне забезпечення ресурсами та енергозберігаючими технологіями сільських товаровиробників.

Головна проблема технічної політики в сільськогосподарському виробництві полягає в тому, щоб забезпечити виконання всіх технологічних операцій із дотриманням вимог агротехніки і одночасно зниженням затрат матеріально-технічних, трудових і енергетичних ресурсів.

Для практичного вирішення цієї проблеми кожному сільськогосподарському підприємству, фермерському господарству необхідно забезпечити оптимальне співвідношення між обсягами робіт і рівнем їх ресурсного забезпечення.

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Джерелами отримання коштів сільгоспідприємствами для придбання техніки є їх прибуток, амортизаційні відрахування та інвестиції. Слід при цьому мати на увазі, що ціна на продукцію сільського господарства нестабільна і має тенденцію до зниження, у той час, як ціна на сільськогосподарську техніку постійно зростає, витрати на ремонт наявних у господарствах застарілих машин, більшість яких відпрацювала свій термін, також зростають. Для оновлення МТП області щорічно необхідно витратити 250-280 млн. гривень. У результаті закупівля техніки зменшилася в 18-25 разів і за останні п'ять років (2001-2006 рр.) кількість техніки в господарствах значно скоротилася. Так, у Полтавській області кількість тракторів зменшилася з 17946 до 12836 шт.; зернозбиральних комбайнів – із 3259 до 2359 шт.; кукурудзо-збиральних – із 358 до 243 шт.; бурякозбиральних машин – із 1181 до 765 шт.

Лише за минулий, 2005, рік у сільськогосподарських підприємствах області машинно-тракторний парк зменшився на 516 тракторів, 227 плугів, 322 культиватори, 246 сівалок, а придбали господарства лише половину всього необхідного.

Так, у минулому році сільськогоспвиробники області придбали 1552 одиниці техніки на суму 183 млн. гривень, у тім числі 292 трактори, 110 зернозбиральних комбайнів, 27 кормозбиральних машин, 34 одиниці бурячної техніки.

За останні роки українські машинобудівні заводи відтворили виробництво нескладної сільськогосподарської техніки, які є практично лише аналогами тих машин, що вироблялися радянськими заводами. Ці машини мають досить високий рівень надійності, але елементна база, що використовується при їх комплектації, має низьку якість і не може забезпечити тривалу їх експлуатацію з підтриманням належних показників якості роботи та технологічності, а також ефективну реалізацію агротехнічних прийомів при вирощуванні сільськогосподарських культур за новими прогресивними технологіями.

Поряд із цим спостерігається прогалина і в галузі вітчизняного сільгоспмашинобудування – відсутність необхідного типорозміру ряду тракторів і комплексів машин для них, невідповідність сучасним вимогам за умовами, безпекою праці та дизайном. В Україні на сьогодні практично відсутня якісна буряко-, зерно-, кормозбиральна техніка.

Тому із загальної кількості придбаних у минулому році господарствами області сільськогосподар-

*Розглянуті питання стану економічних відносин в агропромисловому комплексі. Висвітлюються основні напрями розвитку енергозберігаючих технологій у сільському господарстві на сучасному етапі.*

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

ських машин і обладнання, на іноземну техніку припадає значна частка: для зернових сушарок – 100%, для зерно- та бурякозбиральної техніки – 83%, для обприскувачів – 33%, для кормозбиральних комбайнів – 19%.

Для впровадження прогресивних енергозберігаючих технологій, передові (базові) підприємства області, маючи в обробітку значні площі ріллі, займаються вирощуванням високорентабельних культур, оновлюють свій машинно-тракторний парк високопродуктивною, технічно надійною сільськогосподарською технікою, переважно зарубіжного виробництва. Але ці машини значно дорожчі, потребують кращих умов експлуатації, високої кваліфікації механізаторів та інженерно-технічних працівників.

Стан техніки, наявної в сільському виробництві, повинен бути кращим. Кількість тракторів, що відпрацювали амортизаційний термін, тобто експлуатуються від 8 до 15 і більше років, становить 80%; зернозбиральних комбайнів – 90%; кормозбиральних комбайнів – 82%; бурякозбиральної техніки – 86%; культиваторів і сівалок – 92%. Наведені дані свідчать: стан технічного забезпечення виробництва досягає граничної межі.

Навантаження на техніку із року в рік збільшується, і в минулому році склало: на один фізичний трактор – 106 га (проти 83 га в 2000 р.), на зернозбиральний комбайн – понад 250 га (проти 190 га в 2000 р.).

Враховуючи наведені фактори, технічна політика в сільському господарстві на сучасному етапі повинна будуватися з урахуванням різкого погіршення матеріально-технічного та енергетичного забезпечення внутрішнього ринку техніки, розвитку багатоскладного господарювання. Так, на початок 2006 р. в області нараховувалося 522 сільськогосподарських підприємств. Із них: ТОВ – 289; ПП – 138; ВАТ, ЗАТ – 19; кооперативи – 37; інших – 39.

Із огляду на стабілізацію і нарощування обсягів виробництва сільськогосподарської продукції, необхідно відпрацювати систему питань щодо реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі, спрямованої, передусім, на:

- оновлення та удосконалення матеріально-технічної бази сільгосптоваровиробників;
- поширення та впровадження у сільськогосподарське виробництво сучасних технологій, новітніх досягнень науки і техніки;
- організацію роботи з удосконалення й розробки прогресивних технологій сільськогосподарського виробництва на базі нової техніки, нетрадиційних та поновлюваних джерел енергії;
- обґрунтування вимог до техніки з урахуванням тенденцій розвитку технологій;
- організацію поставок сільськогосподарським підприємствам матеріально-технічних ресурсів;
- підготовку і підвищення кваліфікації механізаторів та інженерно-технічних працівників;
- ефективне використання матеріально-технічних і енергетичних ресурсів у сільському господарстві.

Машинно-тракторний парк сільгосппідприємств, фермерських господарств має бути укомплектований сучасною сільськогосподарською технікою, яка б відповідала вимогам до сучасних високо-ефективних енерго-, ресурсозберігаючих технологій виробництва, переробки і зберігання продукції, нормам умов та безпеки праці при її експлуатації, забезпечувала б оптимальні строки та високу якість виконання технологічних операцій, економію енергоресурсів.

**Результати дослідження.** За останні 3-4 роки сільськогосподарські виробники досить широко впроваджують у аграрне виробництво нові енерго- та ресурсозберігаючі технології, безвідвальний обробіток ґрунту (щорічно обробляється 700 тис. га). Впровадження даного способу дає можливість господарствам щорічно заощаджувати 4,1 тис. тонн дизельного палива.

У даному напрямку поповнюється машинно-тракторний парк. Так, у 2005 р. сільгосптоваровиробники області придбали 63 комбінованих ґрунтооброблюваних агрегати на суму 2,3 млн. гривень. За розробленими технологіями інженерною службою виготовлено більш, ніж 200 культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту типу “Скорпіон”. У господарствах є широкозахватні ґрунтооброблювальні агрегати типу “Європак”. Застосування даних машин дозволяє заощаджувати до 1,5 тис. тонн дизельного палива.

Для виконання комплексу весняно-польових робіт використовуються 451 – двохпосівний і 392 – трьохпосівні агрегати. При посіві цукрового буряку працювало 37 двохпосівні агрегати.

Для мінімізації обробки ґрунту сільгосппідприємства закупають сівалки для сівби зернових по “нульовому циклу”. Використовуються широкозахватні сівалки закордонного виробництва типу “Хорш”, “Грейт-Плейнз”, “Джон-Дір”, “Кінзе”, а також вітчизняного виробництва ЗАТ “Червона зірка”, ВАТ “Тодак”.

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

---

Головне управління агропромислового розвитку облдержадміністрації постійно працює над питанням виробництва біодизеля в сільськогосподарських підприємствах і фермерських господарствах області.

Сьогодні, в умовах нестабільності на ринку і постійного підвищення вартості світлих нафтопродуктів, переведення автотракторної техніки на альтернативні, нетрадиційні види палива стає актуальним.

У квітні 2006 р. на базі СТОВ “Нива” Лубенського району відбувся республіканський семінар засідання з питань перспективи виробництва біопалива.

На основі науково-технічних розробок “Інституту механізації та електрифікації сільського господарства” ТОВ “Теплодар” м. Полтави (сmt. Глеваха Київської області) виготовляє і впроваджує заводи з виробництва біодизельного палива на основі рослинних масел потужністю від 300 до 50000 тонн у рік.

Виготовлено для ТОВ “Приват-Альянс” Машівського району обладнання для виробництва біодизеля з насіння сої потужністю близько 8 тис. тонн у рік, яке буде змонтовано найближчим часом.

Промислові підприємства області виготовляють продукцію для енергозберігаючих технологій:

- ґрунтооброблюючі агрегати, культиватори – ВАТ “Галещина машзавод”;
- обладнання для цукрової галузі харчової промисловості – ВАТ “Карлівський машзавод”;
- мельно-елеваторне обладнання, зерносушарки – ВАТ “Хорольський механічний завод”, ВАТ “Карлівський машинобудівельний завод”.

**Висновки.** Для вирішення основних завдань технічної політики на селі необхідно здійснити наступні організаційно-технічні та економічні заходи:

- організацію виробництва в державі машин високого технічного рівня;
- посилення державного регулювання ринку техніки;
- створення в Україні (спільно з провідними закордонними фірмами) підприємств із виробництва високоякісної сільськогосподарської техніки;
- створення мережі сервісних підприємств та ринку інженерно-технічних послуг;
- забезпечення сільськогосподарських підприємств науково-обґрунтованими рекомендаціями по оптимальному складу МТП і ефективному використанню;
- широке застосування в сільськогосподарському виробництві поновлювальних джерел енергії, альтернативних видів палива;
- корінне (у 2-3 рази) підвищення продуктивності сільськогосподарської техніки та її технологічної ефективності;
- зниження на 30-40 відсотків питомої енерго- і матеріаломісткості і, відповідно, зменшення потреби в техніці (на період середньострокового прогнозування (до 10-15 років) доцільно закладати зниження потреби у складній енергонасиченій техніці проти нормативів 90-х років і в 1,5-2 рази за рахунок збільшення середньої потужності енергозасобів нового покоління тракторів, збирально-транспортних машин);
- комбінування технологічних операцій;
- гнучке пристосування й підвищення продуктивності комплексів до різноманітних умов, що повинно забезпечити більш повне використання оптимальних агростроків, потенціалу землі, рослин, добрив, хімікатів і природокліматичних умов.

Реалізація даних заходів на першому етапі вимагає більш значних капіталовкладень, інноваційних науково-конструкторських розробок та державної підтримки.

Реалізація даної програми, на нашу думку, забезпечить можливість відновлення і формування МТП підприємств, підтримання його в робочому стані, виробництво конкурентоспроможної сільськогосподарської продукції.

УДК 631.3.072:631.31  
© 2006

*Бабицкий Л.Ф., доктор технических наук,  
Тарасенко В.И., кандидат технических наук,*  
Южный филиал «Крымский агротехнологический университет»  
Национального аграрного университета,  
*Лапенко Г.А., кандидат технических наук,*  
Полтавская государственная аграрная академия

### СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЗАТРАТ И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

**Постановка проблемы.** Удельное тяговое сопротивление почвообрабатывающих орудий является основным показателем, от которого зависит энергоемкость выполняемых работ и эффективность использования машинно-тракторных агрегатов в целом.

**Анализ исследований по данной проблеме.** В свою очередь, на величину удельного тягового сопротивления почвообрабатывающих рабочих органов оказывают влияние такие факторы, как скорость движения агрегата, острота режущей кромки лезвия и тип рабочих органов (пассивные без колебаний или активные с колебаниями режущих элементов) [1-2].

**Цель исследований и методика их проведения.** Рассмотрим влияние одного из основных факторов повышения производительности МТА – скорости движения – на качество выполнения сельскохозяйственных работ и удельное тяговое сопротивление рабочих органов почвообрабатывающих машин.

Зависимость качества выполняемых сельскохозяйственных работ от скоростей движения агрегатов приведена на рис. 1 [3].

*На основі порівняння рекомендованих швидкостей агрегування ґрунтообробних машин і знарядь із урахуванням типу їхніх робочих органів, гостроти крайки ріжучого леза та оптимальних швидкостей руху колісних тракторів запропоновано рекомендації з підвищення ефективності роботи ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів.*



*Рис. 1. Изменение качества выполняемых сельскохозяйственных работ в зависимости от скорости движения агрегата*

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Из рис. 1 видно, что удовлетворительное качество обеспечивается при скоростях движения сельскохозяйственных машин: для вспашки – 4-10 км/ч, для сплошной культивации – 4-10 км/ч, междурядной обработки – 4-8 км/ч, посева зерновых – 5-10 км/ч, лущения – 5-10 км/ч. При движении агрегатов на верхних пределах скоростей качество хуже, чем на средних и малых скоростях.

Данные по скоростям движения скоростных сельскохозяйственных машин и орудий для обеспечения необходимого качества выполняемых работ на хорошо выровненных полях приведены на рис. 2 [3, 6].

Выполняемая операция	Марка машины, орудия	Скорость, км/ч												
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14			
Пахота	ПЛШ-6-35 ПЛН-5-35													
Лущение стерни	ЛДГ-15 ПШЛ-10-25 БДГ-7													
Культивация	КПС-4													
Боронование	БЗТС-1,0 БЗСС-1,0													
Посев зерновых	СЗ-3,6 СЗП-3,6													
Каткование	ЗККШ-6													
Уборка кукурузы на силос	КС-2,6А													
Уборка сахарной свеклы	КСТ-3													
Уборка кукурузы на зерно	«Херсонец-7В»													

**Рис. 2. Интервалы скоростей, обеспечивающие качественные показатели работы скоростных машин и орудий на хорошо выровненных полях**

Из рис. 2 видно, что для скоростных орудий диапазон рабочих скоростей составляет:

- при вспашке – 7-9 км/ч;
- при сплошной культивации – 7-10 км/ч;
- при посеве – 6-10 км/ч;
- при катковании – 5-10 км/ч.

Если поля не будут хорошо выровнены, скорости движения агрегатов необходимо снижать.

В соответствии с вышеизложенным, при работе на обычных полях рекомендуемые скорости работы, в пределах которых сохраняется требуемое качество выполняемых сельскохозяйственных работ для почвообрабатывающих машин и орудий, приведены в таблице 1.

### 1. Рекомендуемые скорости для некоторых сельскохозяйственных работ при работе на обычных полях

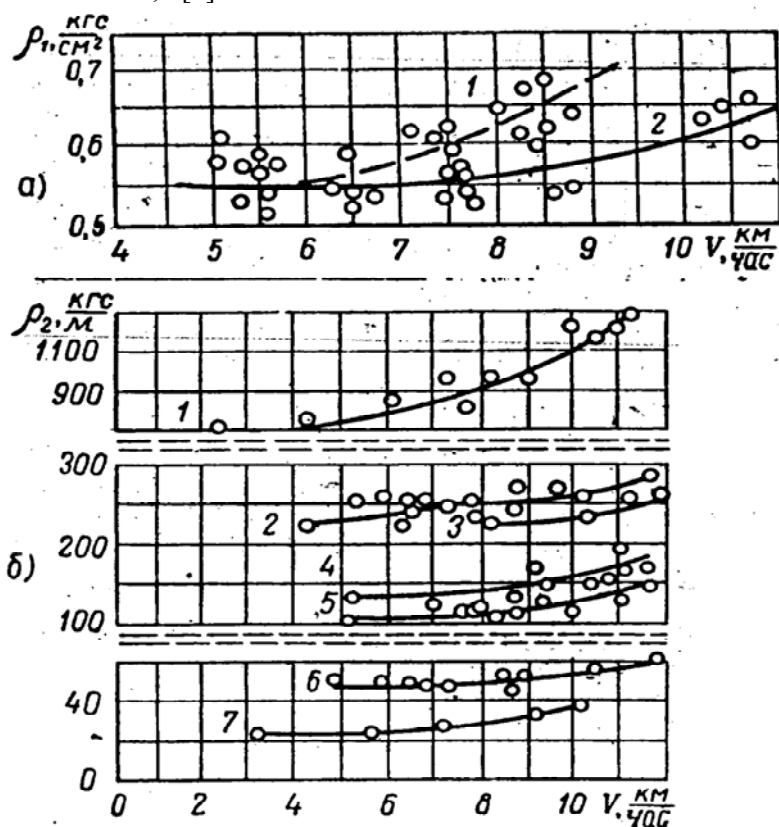
Наименование работы	Скорость движения агрегата, км/ч
Вспашка	6-9
Культивация сплошная	6-10
Междурядная обработка	4-8
Посев зерновых	5-9
Каткование	4-9
Лущение стерни	7-9
Культивация культиватором КПЭ-3,8	6-8
Посев стерневой сеялкой	4-6

Анализ данных таблицы 1 показывает, что по одному из наиболее важных критериев – качеству выполняемых сельскохозяйственных работ – оптимальными являются интервалы рабочих скоростей для сплошной почвообработки 6-10 км/ч, для междурядной обработки – 4-8 км/ч, для посева – 4-9

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

км/ч, для противоэрозионной обработки почвы – 6-8 км/ч, или можно допустить, что средний интервал скоростей для всех работ составляет – 5-9 км/ч.

Повышение рабочих скоростей указанных выше пределов, наряду с ухудшением качественных показателей, приводит к значительному увеличению удельного тягового сопротивления рабочих органов почвообрабатывающих машин. Это показано на рисунке 3а, где в зависимости от скорости, приведен характер изменения удельных тяговых сопротивлений плугов (в кг/см<sup>2</sup>), имеющих серийные и скоростные корпуса, а на рисунке 3б – сопротивление в кг на метр захвата лушительников ППЛ-10-25, серийных КПГ-4 и скоростных КПС-4 культиваторов, сеялок СЗ-3,6, лушительников ЛДГ-15, зубовых борон БЗТУ-1,0 и катков КВГ-1,4 [6].



**Рис. 3. Графики удельного сопротивления машин и орудий в зависимости от скорости движения агрегатов: а – плугов (1 – серийного, 2 – скоростного); б – других орудий (1 – лушительника ППЛ-10-25, 2 – культиватора КПГ-4, 3 – культиватора КПС-4, 4 – сеялки СНП-24, 5 – лушительника ЛДГ-15, 6 – борон БЗТУ-1, 7 – катков КВГ-1,4).**

### 2. Темп нарастания удельного тягового сопротивления машин-орудий на один километр повышения их рабочей скорости от её начальной величины (5 км/ч)

Выполняемая операция	Марки машины-орудия	Темп нарастания удельного тягового сопротивления, %
Пахота	ПЛП-6-35	3-5
	П-5-35МГА	5-7
Культивация	КПС-4	2-3
	КПГ-4	3-5
Лушение стерни	ЛДГ-15	2-3
	ЛД-10	2-3
Боронование	БЗСС-1	1,5-2,0
	БЗТС-1	1,7-2,5
Посев зерновых	СЗ-3,6	1,0-1,5
	СЗП-3,6	1,5-2,5

Анализ графиков на рис. 3 показывает, что оптимальной, с точки зрения минимального сопротив-

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

ления рабочих органов машин и орудий, является скорость движения агрегатов в пределах 4-6 км/ч, а при увеличении этой скорости удельное сопротивление машины и орудий значительно возрастает.

По данным, изложенным в «Рекомендациях по агрегатированию и использованию тракторов Т-150К» [6], темп нарастания удельного тягового сопротивления машин и орудий при увеличении скорости их агрегатирования свыше 5 км/ч на 1 км/ч составляет: для плугов – на 4-6%, для культиваторов – на 3-5%, для дисковых орудий – на 2-3%, для сеялок на – 1,5-2,5% (табл. 2).

**Результаты исследований.** В соответствии с вышеизложенным, при работе на повышенных скоростях в пределах 9-10 км/ч удельное сопротивление плугов увеличивается на 16-24%, культиваторов – на 15-20%, дисковых орудий – на 10-15%, сеялок – на 7-12%, что приводит к повышению расхода горючего и эксплуатационных затрат при выполнении сельскохозяйственных работ.

На основании приведенных выше данных, можно предположить, что оптимальными с точки зрения экономичности и качества рабочие скорости движения почвообрабатывающих агрегатов составляют 5-8 км/ч.

С другой стороны, наиболее эффективная работа энергонасыщенных тракторов МТЗ-80, Т-150, К-701 при их полной загрузке по тяговой мощности может осуществляться при рабочих скоростях 9-12 км/ч [2].

Одним из способов разрешения данного противоречия является комплектование машинно-тракторных агрегатов с обеспечением их работы на минимально возможной рабочей скорости при максимально возможной степени загрузки трактора по тяговой мощности.

Например, по данным, приведенным в «Рекомендациях по агрегатированию тракторов Т-150, Т-150К» [6], при агрегатировании трактора Т-150К с двумя культиваторами КПС-4 на рабочей скорости 11 км/ч расход топлива составил 3,3 кг/га, а при агрегатировании с тремя культиваторами КПС-4 на рабочей скорости 9,2 км/ч расход топлива составил 2,65 кг/га. При этом производительность агрегата в первом случае составила 8,8 га/ч, а во втором – 11 га/ч, т.е. увеличилась на 25%.

Другой способ разрешения вышеуказанного противоречия может быть осуществлен при использовании почвообрабатывающих машин с комбинированными рабочими органами, а также использованием части мощности двигателей колесных тракторов на привод рабочих органов машин от ВОМ трактора.

Третий способ повышения эффективности работы колесных тракторов заключается в оптимальной регулировке топливной аппаратуры двигателя по фактически потребляемой мощности или работа на более высокой передаче при пониженных оборотах двигателя с целью максимально возможной экономии горючего, которое в настоящее время имеет высокую цену и его экономия является очень актуальным вопросом. Вышеприведенные предположения подтверждаются нагрузочной характеристикой двигателя Д-50 (рис. 4).

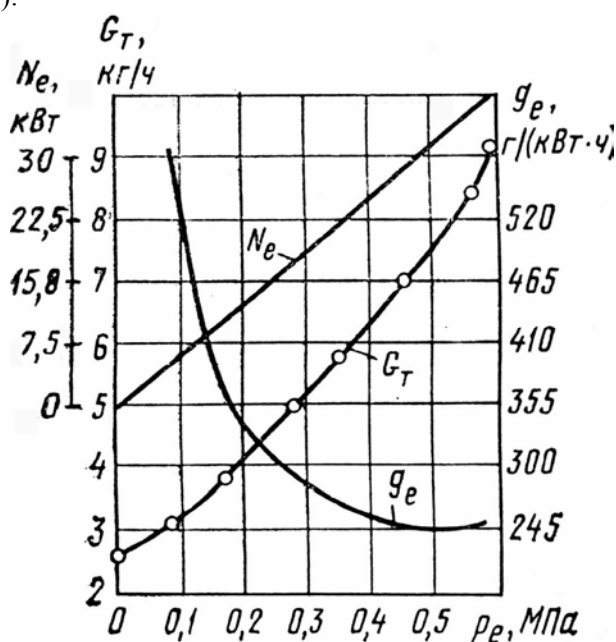


Рис. 4. Нагрузочная характеристика двигателя Д-50 на режиме  $n = 1600$  об/мин.

Анализ графиков на рис. 4 показывает, что при снижении максимальной мощности двигателя с 38 кВт до 30 кВт значительно снижается часовой расход топлива (с 9 кг/ч до 7,5 кг/час) при неизменном показателе удельного расхода топлива, составляющего 245 г/кВт·ч, т.е. если трактор недогружен по мощности, можно работать на более высокой передаче. При этом производительность агрегата будет такой же, а часовой расход топлива значительно меньше. Определенное и существенное влияние на величину удельного тягового сопротивления оказывает острота режущей кромки рабочих органов почвообрабатывающих машин. Так, затупление лемехов тракторного плуга может привести к увеличению его тягового сопротивления на 1500-2000 Н, что составляет 15-20% [5].

Это предложение касается лап культиваторов, дисков дисковых орудий, ножей фрез и т. д.

При этом номинальная толщина режущей кромки лезвия рабочих органов почвообрабатывающих орудий составляет 0,3-0,8 мм, допустимая – 1,5-2 мм и предельная – не более 3 мм.

Как видно из вышеприведенного анализа, необходимо разрабатывать скоростные рабочие органы почвообрабатывающих орудий, которые удовлетворяли бы агротехническим требованиям на повышенных скоростях работы машинно-тракторных агрегатов.

Одним из перспективных направлений существенного снижения удельного тягового сопротивления рабочих органов почвообрабатывающих орудий является конструктивное обеспечение активного (привод от ВОМ трактора) или пассивного (автоколебания, вызванные периодическим изменением сопротивлением почвы) колебательного режима рабочих органов, при котором снижается их удельное тяговое сопротивление на величину 10-15% при автоколебаниях и на величину 15-25% – при принудительных колебаниях [1].

**Выводы.** Для снижения удельного тягового сопротивления рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий и повышения эффективности работы МТА необходимо:

- 1) осуществлять комплектование машинно-тракторных агрегатов с обеспечением их агрегатирования на минимально возможных допустимых рабочих скоростях путем увеличения ширины захвата;
- 2) разрабатывать и применять комбинированные почвообрабатывающие машины и орудия с приводом части их рабочих органов от ВОМ трактора;
- 3) своевременно и качественно проводить обслуживание и регулировки топливной аппаратуры и системы очистки воздуха;
- 4) поддерживать остроту режущей кромки рабочих органов почвообрабатывающих орудий в допустимых пределах;
- 5) обеспечивать при конструировании почвообрабатывающих орудий возможность использование колебаний их рабочих органов;
- 6) разрабатывать скоростные рабочие органы почвообрабатывающих орудий.

### БИБЛИОГРАФИЯ

1. Бабицкий Л.Ф., Москалевич В.Ю. Состояние и направления разработки чизельных вибрационных рыхлителей почвы // Механизация сельскохозяйственного производства: Сб. научн. работ Крымского ГАУ. – Симферополь, 2002. – С. 10-14.
2. Бабицкий Л.Ф., Тарасенко В.И. Пути снижения энергозатрат при работе тракторов с почвообрабатывающими машинами // Энергосберегающие технологии производства и переработки сельскохозяйственной продукции: Сб. научн. работ Крымского ГАУ. – Симферополь, 2006. – С. 147-152.
3. Мальцев А.К. Рекомендации по регулировке и эксплуатации машин и орудий плоскорезной обработки почвы и посева стерневыми сеялками. – Донской СХИ, Персиановка, 1979. – 31 с.
4. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос, 1984. – 329с.
5. Рекомендации по агрегатированию тракторов МТЗ-80. – МСХ СССР – М.: «Колос», 1976 – 33с.
6. Юшин А.А. Рекомендации по агрегатированию и использованию тракторов Т-150 и Т-150К на сельскохозяйственных работах. – М.: Колос, 1974. – 49 с.



УДК 631.56  
© 2006

*Берник П.С., доктор технічних наук,  
Насіковський А.Б., аспірант,*

Вінницький державний аграрний університет

## ТЕХНОЛОГІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ СУШАРКИ

**Постановка проблеми.** У багатьох галузях промисловості важливу роль у виготовленні якісної продукції відіграють процеси сушіння різних матеріалів. При проектуванні машин для сушіння найважливішою є проблема зниження питомих енерговитрат, а тому створення нових конструкцій високопродуктивних сушильних агрегатів, які характеризуються достатнім рівнем економічності, надійності та якості вихідної продукції, є досить актуальним [1].

Сушіння застосовують у різних галузях народного господарства, проте техніка сушіння залишається проблемною галуззю, оскільки при недосушуванні або при пересушуванні вихідний матеріал може бути зіпсований. Особливо актуальна ця проблема при сушінні високовологих матеріалів, так як саме вони потребують значних енерговитрат і в більшості технологічних процесів ця операція є найбільш високовартісною.

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Проведені нами аналітичні дослідження робіт, присвячених загальній теорії сушіння, тепломасообміну та інтенсифікації процесів перенесення вологи, а також впровадженню енергозберігаючих технологій у галузі сушіння, показав, що серед відомих способів сушіння сипких матеріалів одним із найбільш перспективних є спосіб сушіння у віброкиплячому шарі, який може бути досягнутий на вібраційних сушарках різного типу. У вібраційних сушильних агрегатах відбувається інтенсивне змішування частинок матеріалу, що призводить до створення рівних теплових і аеродинамічних умов по всьому об'єму сушильного агрегату [1-2].

**Мета дослідження та методика їх проведення:** запропонувати конструктивне рішення і виконати експериментальне дослідження нової вібраційної машини для сушіння гранульованої, дрібнодисперсної і пилоподібної продукції, випробування якої надасть можливість провести аналіз усіх складових, що характеризують конструктивні, теплові та динамічні параметри цієї вібраційної машини, а також обґрунтувати вибір таких взаємозв'язків і співвідношень поміж робочими характеристиками та параметрами, які забезпечуватимуть надійне функціонування устаткування та отримання якісної вихідної продукції при відносно невеликих питомих енергетичних витратах.

**Результати досліджень.** Вібраційна машина – сушарка, спроектована і виготовлена в лабораторії автоматизації технологічних процесів Вінницького державного аграрного університету (ВДАУ), дозволяє у широких межах регулювати робочі характеристики (температуру сушильного агента, подачу сушильного агента, амплітуду коливань) (табл. 1).

### 1. Технічні характеристики вібраційної сушарки

Продуктивність, кг/год	50
Потужність калорифера, кВт	3
Температура сушильного агента, °С	20 – 120
Подача сушильного агента, м <sup>3</sup> /хв.	2 – 16
Амплітуда, мм	0,5 – 8
Частота, об./хв.	1440
Габаритні розміри, мм	1000 × 600 × 1000
Маса агрегату, кг	80

Сушарка (рис. 1) працює так: вологий сипкий матеріал у необхідній кількості через впускний шибєр (14) завантажується в теплоізолювану сушильну камеру (2), де завдяки періодичній силовій дії

*Розглянуто результати наукового дослідження сушіння сипких матеріалів. Оптимізовано такі параметри сушіння, як температура гречки та амплітуда її коливань. Отримано наступні результати: питомі витрати електроенергії в 3-5 разів менші, ніж при традиційному способі сушіння сипких матеріалів.*

інерційного вібратора (3), при обертанні неврівноважених мас якого генерується обертова інерційна сила. Вібратор встановлений на пружних елементах (4) та має привід від керованого електродвигуна змінного струму (5) через еластичну муфту (6). Шар сипучого матеріалу, що лежить на газорозподільній решітці (7), приводиться у інтенсивний киплячий стан, внаслідок спільної дії вібрації та потоку сушильного агента – гарячого повітря, що надходить по дифузору (8) від калорифера (9). Вентилятор (11) всмоктує повітря із навколишнього середовища, а потім подає його через калорифер (9) до теплоізолюваної сушильної камери (2).

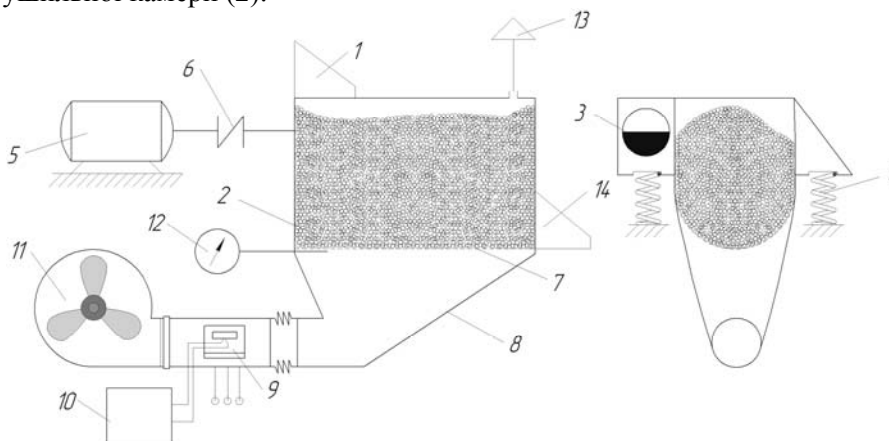


Рис. 1. Принципова схема вібраційної сушарки

За умов інтенсивного перемішування створюються рівні теплові й аеродинамічні умови по всьому об'єму теплоізолюваної сушильної камери (2), забезпечується рівномірне нагрівання та сушіння окремих часток оброблюваного матеріалу, тобто відбувається активний процес тепловологообміну. В результаті цього матеріал швидко й рівномірно сушиться.

Контроль за розпушенням шару сипучого матеріалу здійснюється манометром (12). У залежності від його показів можна, відповідним регулюванням збільшувати чи зменшувати дію вібрації чи подачу сушильного агента.

Відпрацьований сушильний агент через викидний пристрій (13) потрапляє в навколишнє середовище.

Висушений матеріал після завершення сушіння розвантажується через шибер (14).

Технологічні випробування дослідно-промислового зразку вібраційного сушильного агрегату проводилися для сушіння гречки (з початковою вологістю 23%).

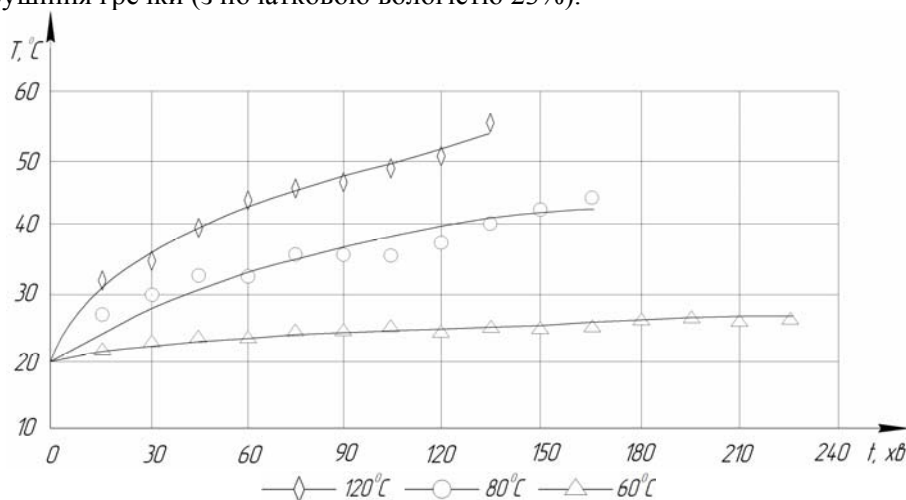


Рис. 2. Експериментальна залежність температури сипучого матеріалу (T) від часу сушіння (t) за різних температур теплоносія

Як видно із даних рис. 2, за температури теплоносія 60°C температура сипучого матеріалу (гречки) зростає досить повільно і протягом трьох годин вона не досягла 30°C, хоча протягом даного часу його вологість, як видно із даних рис. 3, зменшилась до необхідних меж.

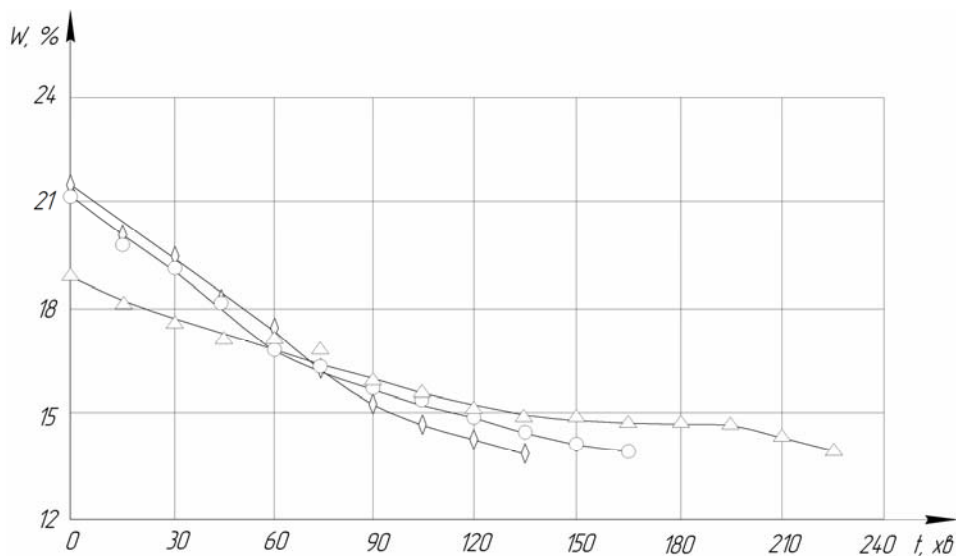


Рис. 3. Експериментальна залежність вологості сипучого матеріалу ( $W$ ) від часу сушіння ( $t$ ) за різних температур теплоносія

Збільшення температури сушильного агента від 60 до 120°C призводить до інтенсивного зростання температури сипучого матеріалу, що необхідно врахувати при сушінні насінневої сировини. Проте, як свідчать дані рис. 3, збільшення температури сушильного агента призводить до зменшення майже вдвічі тривалості сушіння до необхідного ступеня вологості.

### 2. Баланс витрат енергії при сушінні

Питомі витрати енергії на утворення віброкиплячого шару	8 Вт/кг
Питомі витрати енергії на подачу сушильного агента	3 Вт/кг
Питомі витрати енергії на нагрів теплоносія	120°C – 123 Вт/кг
	80°C – 94 Вт/кг
	60°C – 72 Вт/кг
Сумарні витрати енергії на сушіння	83-134 Вт/кг

Отриманні результати (табл. 2) дозволили оптимізувати процес сушіння у розробленій вібраційній сушарці, а також довести питомі витрати енергії до значень 83-134 Вт/кг (у діапазоні вологості сипучого матеріалу від 23% до 14,5%).

**Висновки.** Розробка і дослідження нового дослідно-промислового зразка вібраційної сушарки надала можливість визначати оптимальні параметри роботи, правильний вибір яких сприятиме покращанню вихідної продукції, підвищить економічність та інтенсивність процесу сушіння.

Результати експериментальних досліджень показали наступні переваги вібраційної сушарки при сушінні гречки:

- інтенсивне перемішування частинок матеріалу;
- інтенсивне виділення вологи при постійному поновленні поверхні вологообміну;
- вирівнювання температури сипучого матеріалу по всьому об'єму робочої камери 2;
- зниження швидкості вібропсевдозрідження;
- зменшення питомих енерговитрат.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Гинзбург А.С., Резчиков В.А. Сушка пищевых продуктов в кипящем слое. – М.: Пищевая промышленность, 1966. – 196 с.
2. Членов В.А., Михайлов Н.В. Виброкипящий слой. – М.: Наука, 1972. – 289 с.

УДК 664.734.2:303.725.23

© 2006

*Бойко А.І., доктор технічних наук, Національний аграрний університет, м. Київ,  
Савченко В.М., аспірант\*, Державний агроекологічний університет, м. Житомир*

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СПРАЦЮВАННЯ МОНОМЕТАЛІЧНИХ СЕРІЙНИХ МОЛОТКІВ КОРМОДРОБАРОК

**Постановка проблеми.** Молоткові робочі органи в результаті взаємодії із зерною масою зношуються, суттєво змінюються їх геометричні параметри – форма та розміри. Прямокутні робочі грані молотка заокруглюються. Форма спрацьованих молотків призводить до значного впливу на величину радіальних зазорів між робочими поверхнями дек та молотків, змінює ступінь подрібнення та рівномірність розмірів частинок кормів. Недовговічність серійних молотків веде до значних збитків, пов'язаних із перестановкою молотків та їх заміною [1,2].

*Запропоноване аналітичне дослідження спрацювання однорідних монометалічних молотків кормодробарок. Визначений радіус спрацювання грані робочої поверхні серійного молоткового робочого органу.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Пошук раціональної схеми зміцнення має наукову і практичну цінність для підвищення довговічності молотків. Відомо, що молотки кормодобавок, що серійно випускаються, які виготовлені з однорідного матеріалу без зміцнення спрацьовуються нерівномірно [3]. Периферійна частина молотка, що максимально віддалена від центру обертання ротора, зазнає руйнування в більшій мірі [4].

Аналіз геометричних параметрів, що набувають молотки в процесі їх спрацювання, показують, що з часом експлуатації, по закінченню початкового періоду, пов'язаного з припрацюванням молотків, може бути описане встановленими геометричними образами [3].

**Мета досліджень та методика їх проведення.** Постає необхідність у встановленні геометричних параметрів спрацювання молотків кормодробарок, для подальшого обґрунтування локального зміцнення ділянок робочої поверхні таким чином, щоб у процесі спрацювання вона формувалася, як найбільш роботоздатна для подрібнення зерна.

**Результати дослідження.** Схема спрацювання монометалевих однорідних молотків подана на рис.1. У полярній системі координат, що є більш зручною для подальшого аналізу, рівняння профілю спрацювання описується параболою відповідно до схеми, поданої на рис.1, і має вигляд:

$$\rho = \frac{P}{1 + \cos \xi} \quad (1),$$

де P – параметр параболи;

$\xi$  – кут нахилу полярного радіуса параболи.

Геометрична інтерпретація параметру P представлена на рис. 1.1. Від його значення залежить положення фокуса (точки F) параболи. Виходячи з цього й виконується подальша побудова. Таким чином, варіюючи параметром P, завжди є можливість вибору кривої, що найкращим чином окреслює профіль поверхні спрацювання робочої поверхні молотка.

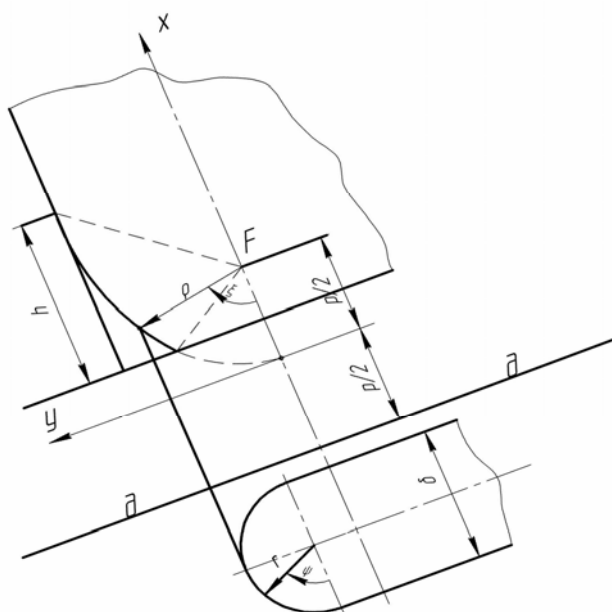
При цьому площа елементарної площадки робочої поверхні визначається рівнянням

$$dS = \frac{P}{1 + \cos \xi} d\xi \cdot r \cdot d\psi.$$

На елементарну площадку діє потік зерна, що обумовлює спрацювання матеріалу молотка. Кількість зернин, що потрапляють на площину за деякий час  $\Delta t$ , залежить від щільності зернової маси  $q_3$  та відносної швидкості V і дорівнює

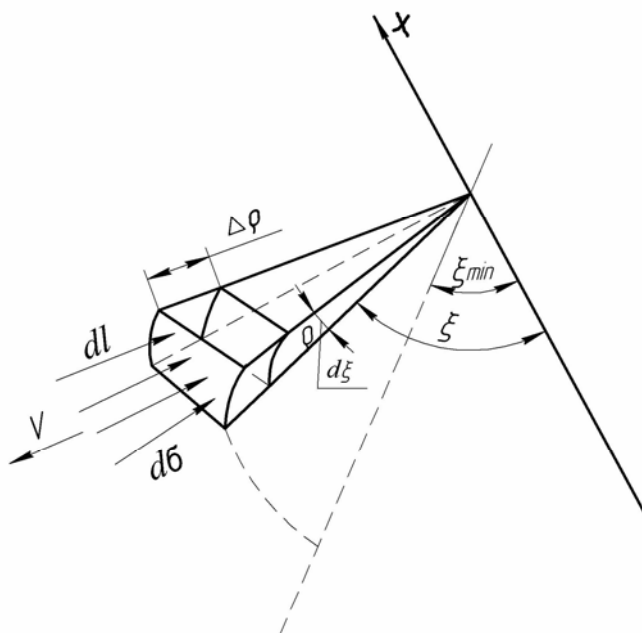
$$N_1 = \frac{P}{1 + \cos \xi} \cdot d\xi \cdot r d\psi \cdot q_3 \cdot V \cdot \Delta t.$$

\* Керівник – доктор технічних наук Бойко А.І.



*Рис. 1. Схема спрацювання серійних монометалевих однорідних молотків*

Таким чином, на елементарну площину, що належить поверхні молотка, діє потік зернової маси загальною кількістю зернин рівною  $N$ , що викликає спрацювання (втрату маси) та зміщення профілю вглиб деталі. Схематично це показано на рис. 2.



*Рис. 2. Схема спрацювання елементарної площини робочій поверхні молотка*

Контактна задача взаємодії молотка з потоком зернового матеріалу, що подрібнюється, полягає в тому, що з однієї сторони діє потік частинок, утворюючи ударні імпульси, а з іншої – протидіє та піддає спрацюванню матеріал молотка.

Необхідно зазначити, що елементарна площадка молотка, в залежності від розглядуваного її положення на робочій поверхні, може бути по-різному орієнтована у просторі. Від її орієнтації залежить і

кількість частинок, що контактують із нею, і рівна

$$N = N_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \psi ,$$

$$\text{або } N = \frac{\rho \cdot q_3}{1 + \cos \xi} \cdot d\xi \cdot r d\psi \cdot V \cdot \Delta t \cdot \sin \alpha \cdot \cos \psi$$

У загальному випадку кут атаки  $\alpha$  (падіння) зернини залежить від кута повороту молотка на осі кріплення  $\theta$ , обумовленого опором зернової маси, що подрібнюється, та кривизною спрацьованого профілю молотка. Геометрична побудова для визначення кута атаки зображена на рис. 3.

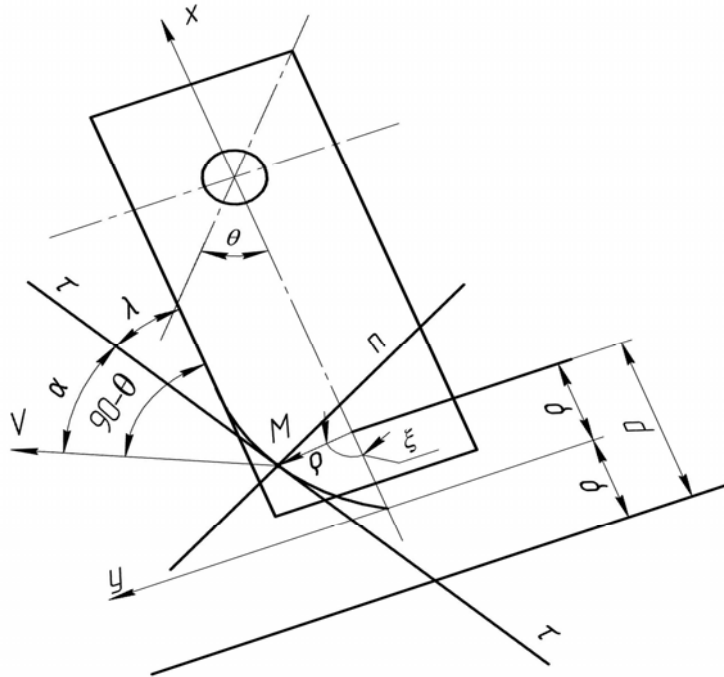


Рис. 3. Схема для визначення кута атаки поверхні молотка зерниною

У даному випадку, у відповідності до побудови, кут атаки визначається наступною залежністю:

$$\alpha = 90 - \Theta - \chi \tag{2}$$

Коефіцієнт при незалежній змінній  $\chi$  визначає тангенс кута нахилу дотичної. Тоді кут  $\chi$  буде рівний

$$\chi = \arctg \frac{P}{\rho \cdot \sin \xi} .$$

Підставляючи в рівняння (2) отримане значення кута, маємо:

$$\alpha = 90 - \Theta - \arctg \frac{P}{\rho \cdot \sin \xi} .$$

Для кількості зернин, діючих на елементарну площадку за певний проміжок часу  $\Delta t$ , запишемо

$$N = \frac{Pq_3}{1 + \cos \xi} d\xi \cdot r \cdot d\psi \cdot V \cdot \Delta t \cdot \cos(\Theta + \arctg \frac{P}{\rho \cdot \sin \xi}) \cdot \cos \psi .$$

Елементарним силовим навантаженням, що прикладається до елементарної робочої поверхні, є імпульс сили, що дорівнює зміні кількості руху зернини. Враховуючи, що швидкість удару зернини рівна  $V$ , а також припускаючи, що зернини після удару отримують швидкість молотка, можемо записати

$$S = F * \tau = mV ,$$

де  $F$  – ударна сила;

$\tau$  – час удару;

$m$  – маса зерна.

За деякий проміжок часу  $\Delta t$  кількість їх ударів по елементарній площині складає  $N$ . Тоді силове навантаження на молоток буде рівним добутку величини імпульсу на їх кількість. Ця умова і визначає силову взаємодію зернин з робочою поверхнею інструменту.

Спрацювання молотка відбувається під дією потоку зернин, що взаємодіють з робочою поверхнею. Використовуючи рівняння спрацювання (1), процес втрати маси, а відповідно, й геометричних параметрів молотка при контактній взаємодії та руйнуванні зерна, можна записати в наступному вигляді:

$$dM = q_M \cdot d\rho = m \cdot V^2 \cdot q_3 \cdot k \cdot \cos(\Theta - \arctg \frac{P}{\rho \sin \xi}) \cdot \cos \psi \cdot dt \quad (3).$$

Ще одною з величин, що належить рівнянню і суттєво впливає на інтенсивність спрацювання, є швидкість співудару  $V$ . Для молоткового роторного робочого органу вона не є величиною постійною і залежить від положення елементарної площини на поверхні молотка, тобто

$$V = f(\rho, \xi)$$

Для визначення цієї залежності побудована графічна схема, подана на рис.4

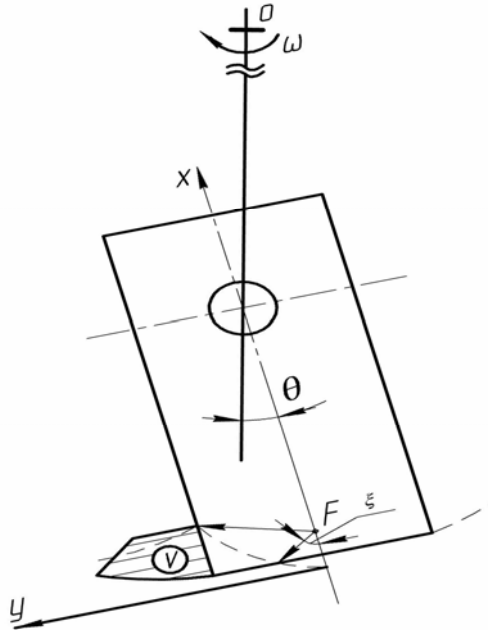


Рис. 4. Схема для визначення зміни швидкості удару

Якщо вважати, що в зоні дії молотків подрібнюючого ротору гальмівний ефект стінок камери подрібнення незначний, то можна вважати, що лінійна швидкість ударної поверхні молотка змінюється лінійно від центра до периферії. Підставивши значення проекції швидкості полярного радіуса  $\rho$  на вісь X, отримаємо

$$V = \omega \cdot (R_F + \frac{P}{1 + \cos \xi} \cdot \cos \xi),$$

де  $R_F$  – радіус обертання точки F (фокуса) навколо центра ротора O;

$\omega$  – кутова швидкість обертання ротора.

Тоді рівняння спрацювання (3) після підстановки значення швидкості удару набуває вигляду

$$dM = q_M \cdot d\rho = m \omega^2 \cdot (R_F + \frac{P \cdot \cos \xi}{1 + \cos \xi})^2 \cdot k \cdot q_3 \cdot \cos(\Theta - \arctg \frac{P}{\rho \cdot \sin \xi}) \cdot \cos \psi dt.$$

Аналітичне вирішення отриманого диференціального рівняння відносно невідомого  $\rho$  не є можливим. Рівняння може бути вирішене числовими методами та з використанням ЕОМ. Однак для аналізу викликає інтерес розгляд випадку, коли поверхня молотка максимально навантажена, тобто має після припрацювання на початковій стадії спрацювання. При цьому поверхня не встигла розвернутися таким чином, щоб кути атаки були якомога менші, а відповідно, знизилась би й інтенсивність спрацювання робочої поверхні. Такий випадок можливий тоді, коли  $\chi \rightarrow 0$ , тобто

$$\arctg \frac{P}{\rho \sin \xi} \rightarrow 0,$$

а кут атаки визначається рівністю

$$\alpha = 90 - \Theta.$$

Щільність маси  $q_3$  можна прийняти в межах товщини шару, що обертається в камері подрібнення, і вважати величиною постійною

$$q_3 = \text{const}.$$

Це, перш за все, обумовлене фізико-механічними властивостями самого зерна, котре не може бути досить ущільненим під дією ваги та центробіжної сили, а також має порівняно невелику товщину шару.

Для аналітичного дослідження рівняння спрацювання поверхні після перетворень набуде наступного вигляду:

$$q_M \cdot \frac{d\rho}{R_F + \rho \cdot \cos \xi} = \frac{m \cdot \omega^2}{q_M} \cdot k \cdot q_3 \cdot \cos \Theta \cdot \cos \psi dt.$$

Після рішення інтегралу в лівій частині рівняння та певних перетворень, в більш зручному для аналізу вигляді маємо

$$\rho = R_F + P - \frac{q_m}{m \cdot \omega^2 \cdot k \cdot q_3 \cdot \cos \Theta \cos \psi \cdot t}.$$

Тобто, отримуємо рівняння яке визначає величину полярного радіуса, що входить в опис профілю молотків при їх зношуванні

**Висновки.** 1. Аналіз спрацювання монометалевих однорідних молотків показує, що при інших рівних умовах інтенсивність спрацювання суттєво залежить від лінійної швидкості переміщення елементарної площини робочого профілю молотка відносно маси, що руйнується. Саме величина цієї швидкості визначає величину імпульсного удару та швидкісні параметри спрацювання при контактному навантаженні поверхні тертя.

2. Маючи деякі значення напрацювання молотка за певний час  $t$  при відомих параметрах, що входять до складу рівняння спрацювання, ми можемо розрахувати величину полярного радіуса, що описує профіль робочої поверхні молотка.

3. Перспективи досліджень. Перспективою подальших досліджень є обґрунтування локального зміцнення ділянок робочої поверхні таким чином, щоб у процесі спрацювання вона формувалась як найбільш роботоздатна для подрібнення зерна.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Кальбус Г.Л., Моисеев А.А. Исследование эксплуатационной надежности дробилок кормов // Исследование и конструирование машин и оборудования для животноводства. – К.: ВНИИживмаш.– 1975. – Вып.1. – С. 171-176.
2. Клименко М.І., Журавель В.Ф., Тимановський О.В. Вплив товщини молотків на процес подрібнення в кормодробарках // Механізація і електрифікація с.г. – К.: Урожай. – 1974. –Вип. 30 – С. 97-100.
3. Роговский Л.Л., Сокол А.Н., Остапенко Г.И.

Оценка параметров, влияющих на износ молотков дробилок // Совершенствование процессов и рабочих органов с.-х. машин, организация и технология ремонта сельхозмашин. – К.: УСХА, 1982. – С. 104-107.

4. Пилипенко А.Н., Клименко Н.Н, Тимановский А.В. и др. Устранение неравномерности износа молотков кормодробилок // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1977. – №9. – С. 10-12.



УДК 631.356.2

© 2006

*Булгаков В.М., доктор технических наук, член-корреспондент УААН,*

*Головач И.В., кандидат физико-математических наук,*

*Березовый Н.Г., инженер,*

Киевский национальный аграрный университет

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СВОБОДНЫХ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОРНЕПЛОДА, ЗАКРЕПЛЕННОГО В ПОЧВЕ

**Постановка проблемы.** Вибрационные выкапывающие рабочие органы довольно широко используются в свеклоуборочных машинах, поскольку имеют ряд преимуществ, по сравнению с другими типами копателей, так как имеют значительно меньшее тяговое сопротивление и могут извлекать корнеплоды сахарной свеклы фактически без повреждений и потерь. Кроме этого, они создают благоприятные условия для интенсивного об-

*Розглянута теорія вільних поперечних коливань у ґрунті тіла коренеплоду за вібраційного його викопування, коли збурююча сила від вібраційного викопуючого робочого органу діє у напрямку його поступального руху.*

бивания налипшей почвы с боковой поверхности корнеплодов. Однако, обоснование рациональных конструктивных и кинематических параметров вибрационных выкапывающих рабочих органов невозможно без разработки фундаментальной теории вибрационного выкапывания корнеплодов, достаточно точно описывающей указанный технологический процесс.

**Результаты исследования.** Представлена разработанная авторами теория поперечных колебаний закрепленного в почве корнеплода сахарной свеклы, которые возникают под воздействием гармонической возмущающей силы, предоставляемой корнеплоду от вибрационного выкапывающего рабочего органа [2, 4-8]. Вибрационный выкапывающий рабочий орган представляет собой два спаренных между собой выкапывающих лемеха, расположенных под определенными углами, образующих рабочее русло копателя, постепенно сужающееся в его задней части. Лемеха приводятся в колебательное движение от специального привода, при чем направление возмущающей силы в данном случае совпадает с направлением движения копателя. При таком направлении возмущающей силы более эффективно разрушаются связи корнеплода с почвой, и в дальнейшем корнеплоды, при окончательном их извлечении из почвы, не будут находиться под воздействием растягивающих и изгибающих усилий, что приводит к их меньшему повреждению. В данном случае забивания корнеплодами и почвой рабочего русла копателя уже не будет. Кроме того, конструкция вибрационного выкапывающего рабочего органа, который будет работать по указанному принципу, будет менее энергоемкой, металлоемкой и более надежной в эксплуатации. Составим эквивалентную схему поперечных колебаний тела корнеплода в момент захвата вибрационным выкапывающим рабочим органом (рис.).

При этом корнеплод моделируется как стержень переменного сечения (конусообразное тело с углом при вершине  $2\gamma$ ) закрепленным нижним концом. Возмущающая сила  $Q_{\text{возм}}$  приложена к корнеплоду одновременно с двух сторон (от обоих выкапывающих лемехов) и именно она вызывает поперечные колебания корнеплода, разрушающие связи корнеплода с почвой и создающие условия извлечения его из почвы. Возмущающая сила изменяется по гармоническому закону следующего вида:

$$Q_{\text{возм}} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

где  $H$  – амплитуда возмущающей силы;  $\omega$  – частота возмущающей силы.

Для построения теории поперечных колебаний тела корнеплода, закрепленного в почве, применим вариационный принцип Остроградского-Гамильтона. Для этого введем следующие обозначения.

$y(z, t)$  – отклонения точек оси корнеплода при поперечных колебаниях;

$z$  – расстояние точки на оси Oz, через которую проходит поперечное сечение корнеплода, от условной точки закрепления O;

$t$  – текущее время;

$E$  – модуль Юнга материала корнеплода;

$\rho$  – плотность материала корнеплода;

$c$  – коэффициент упругой деформации почвы, отнесенный к площади контакта корнеплода с почвой;

$\sigma_1(z)$  – импульсивная функция первого порядка, которая определяется следующим образом:

$$\sigma_1(z) = \begin{cases} \infty & \text{при } z=0 \\ 0 & \text{при } z \neq 0 \end{cases}$$

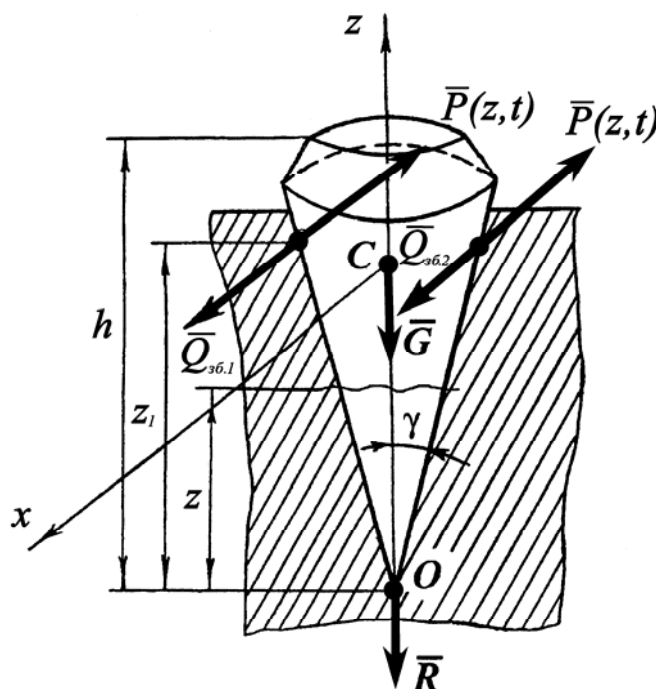


Рис. 1. Эквивалентная схема поперечных колебаний тела корнеплода в момент захвата вибрационным выкапывающим рабочим органом

Предложенный авторами функционал Остроградского-Гамильтона, описывающий свободные и вынужденные колебания тела корнеплода, с учетом предыдущих обозначений имеет следующий вид [3]:

$$S = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^h \left\{ \rho \pi z^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - E \frac{\pi z^4 \operatorname{tg}^4 \gamma}{4} \left( \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right)^2 - [H \sin \omega t \cdot \sigma_1(z - z_1) - \pi c z \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin \omega t] y(z, t) \right\} dz dt, \quad (2),$$

С целью изучения свободных колебаний закрепленного в почве корнеплода сахарной свеклы необходимо в функционале (2) выделить ту часть, которая описывает именно свободные колебания данной системы. Это уже будет функционал такого вида:

$$S_1 = \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} \int_0^h \rho \pi z^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 - \frac{E \pi z^4 \operatorname{tg}^4 \gamma}{4} \left( \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right)^2 dz dt, \quad (3).$$

Применяя к функционалу (3) метод Ритца, получаем уравнение частот Ритца для поперечных колебаний корнеплода сахарной свеклы, закрепленного в почве:

$$\begin{vmatrix} p^2 T_{11} - U_{11} & p^2 T_{12} - U_{12} & \dots & p^2 T_{1n} - U_{1n} \\ p^2 T_{21} - U_{21} & p^2 T_{22} - U_{22} & \dots & p^2 T_{2n} - U_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ p^2 T_{n1} - U_{n1} & p^2 T_{n2} - U_{n2} & \dots & p^2 T_{nn} - U_{nn} \end{vmatrix} = 0, \quad (4),$$

где  $T_{ik} = \rho \pi \operatorname{tg}^2 \gamma \int_0^h \left[ U(k_i z) - \frac{S(k_i h)}{T(k_i h)} V(k_i z) \right] \cdot \left[ U(k_k z) - \frac{S(k_k h)}{T(k_k h)} V(k_k z) \right] z^2 dz;$  (5)

$$U_{ik} = \frac{\pi E \operatorname{tg}^4 \gamma}{4} \int_0^h k_i^2 k_k^2 \left[ S(k_i z) - \frac{S(k_i h)}{T(k_i h)} T(k_i z) \right] \times$$

$$\left[ S(k_k z) - \frac{S(k_k h)}{T(k_k h)} T(k_k z) \right] z^4 dz, \quad (i, k = 1, 2 \dots n); \quad (6),$$

$U(z), V(z), T(z), S(z)$  – функції Крылова;

$K_k h$  – корні наступного рівняння:

$$\operatorname{ch} k h \cdot \cos k h + 1 = 0.$$

Решение уравнения (4) определяет следующую последовательность собственных частот:

$$p_1^2 < p_2^2 < \dots < p_n^2,$$

где  $p_1, p_2, \dots, p_n$  – соответственно первая, вторая,  $n$ -ная собственная частота.

На практике, как правило, определяют низкие частоты, которые наиболее существенным образом влияют на рассматриваемый технологический процесс. Поэтому достаточно определить первые три частоты собственных поперечных колебаний тела корнеплода сахарной свеклы. Например, для нахождения первых трех частот  $p_1, p_2, p_3$  ( $n=3$ ) необходимо раскрыть определитель третьего порядка, вычислив в начале значение  $T_{ik}, U_{ik}$  ( $i, k = 1, 2, 3$ ) согласно выражений (5), (6) и подставив их в выражение (4). Конечно, вычисление коэффициентов  $T_{ik}, U_{ik}$  необходимо проводить с помощью ПЭВМ.

**Вывод.** Полученные результаты необходимы для оценки влияния собственных колебаний тела корнеплода на процесс разрушения связей корнеплода с почвой при вибрационном выкапывании корнеплодов сахарной свеклы.

#### БИБЛІОГРАФІЯ

1. *Бабаков И.М.* Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
2. *Брей В.В.* Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К.: УСХА, 1972. – 196 с.
3. *Булгаков В.М., Головач И.В.* Використання вібраційних робочих органів при викопуванні коренеплодів цукрових буряків // Вісник аграрної науки, 2004, №2. – С. 40-45.
4. *Булгаков В.М., Головач И.В., Войтюк Д.Г.* Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Механізація сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць національного аграрного університету. Том XV, К.: НАУ. – 2003. – С. 45-85.
5. *Булгаков В.М., Головач И.В., Войтюк Д.Г.* Теорія повздовжніх коливань коренеплоду при вібраційному вилученні з ґрунту. – Вісник Харківського державного технічного університету сільськогосподарського виробництва: Збірник наукових праць, Випуск 20. Харків: ХДТУСГ, 2003. – С. 216-240.
6. *Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В.* Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
7. *Дубровский А.А.* Вибрационная техника в сельском хозяйстве. – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.
8. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчёт) // Л.В. Погорельий, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; Под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

УДК 621.787.4

© 2006

*Бутаків Б.И., доктор технічних наук,  
Пастушенко С.И., доктор технічних наук,  
Артюх В.А, Марченко Д.Д., інженери,*  
Николаевский государственный аграрный университет

## УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ ППД С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

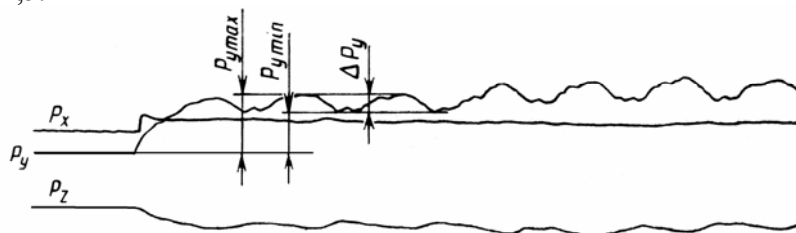
**Постановка проблеми.** Одним из методов повышения эксплуатационных свойств деталей, компенсирующих дефекты механической обработки, является поверхностное пластическое деформирование (ППД). С помощью ППД деталей в процессе их механической обработки достигают в поверхностном слое большую степень наклепа (до 100%), высокий уровень остаточных сжимающих напряжений (до 350 МПа), получают шероховатость обработанной поверхности  $R_a = 0,1-0,16$  мкм. Это способствует повышению усталостной прочности деталей и износостойкости пар трения [7, 9].

*Викладені результати розробки способів поєднання чистового і зміцнюючого обкатування деталей роликками. Наведені дані досліджень впливу обкатування роликками на зносостійкість пар тертя і довговічність деталей, що працюють на змінання при контактних навантаженнях.*

**Анализ основных исследований и публикаций по данной проблеме.** Глубину наклепа при поверхностном пластическом деформировании рассчитывают по приближенной формуле С.Г. Хейфеца для круговых и близким к ним отпечатков. Для произвольных отпечатков необходимо использовать зависимости теории упругости в соответствии с гипотезой Губера-Мизеса средних касательных напряжений [3]. Наиболее достоверно с меньшими доверительными интервалами глубину наклепа экспериментально можно определить, исследуя условный предел текучести при разрыве микрообразцов, вырезанных из детали на различном расстоянии от поверхности [3].

**Цель исследований та методика их проведения.** Одной из основных задач ППД является решение вопроса совмещения чистовой и упрочняющей обработки. Для упрочняющего и чистового обкатывания стальных деталей широко применяют устройства с торообразным роликом. Установлено, что при больших углах вдавливания ролика на обкатанной поверхности детали появляется волнистость с шагом, отличным от величины подачи ролика. При упрочняющем обкатывании тонкий поверхностный слой (для исключения волнистости поверхности после обкатывания) или стачивают, что существенно уменьшает эффективность упрочнения, а при чистовом обкатывании для предотвращения появления волнистости ограничивают задний угол вдавливания ролика в плоскости подачи  $\varphi_a$  до  $2-3^\circ$ , что, однако, ограничивает чистовой эффект обкатывания параметром шероховатости  $40 \leq R_z \leq 160$  мкм [2].

**Результаты исследования.** Нами универсальным динамометром УДМ измерены составляющие усилия  $P$  обкатывания торообразным роликом валов диаметром 100-120 мм на токарном станке. На рис. 1 приведена осциллограмма составляющих усилия  $P$  при обкатывании вала из наиболее распространенной стали 40 (НВ 200), полученная при установке роликового узла на опорах скольжения, т.е. применительно к конструкции устройств, используемых на заводах для упрочняющего и чистового обкатывания стальных деталей. При этом номинальное значение  $P_{yn} = 5$  кН, а соотношение:  $P_{xn} : P_{yn} : P_{zn} = 0,15 : 5 : 1,5$ .



**Рис. 1.** Осциллограмма составляющих усилия  $P$  обкатывания

$P_x$  – сила качения ролика;  $P_y$  – сила поджима ролика к детали;  $P_z$  – сила подачи.

Из осциллограммы видно, что сила  $P_x$  в процессе обкатывания остается практически постоянной, а силы  $P_y$  и  $P_z$  с каждым оборотом ролика периодически изменяются; амплитуда колебания силы  $P_y$  составляет  $\Delta P_y = 0,45 P_{yн}$ , сила  $P_z$  изменяется менее заметно. При установке роликового узла на подшипниках качения, как показали измерения –  $\Delta P_y \leq 0,03 \cdot P_{yн}$ , а колебаний сил  $P_x$  и  $P_z$  практически не обнаружено. Коэффициент трения в подшипниках скольжения составляет  $f_c = 0,05-0,1$ , а в подшипниках качения  $f_k = 0,003-0,008$ , поэтому стабилизация силы  $P$  при установке роликового узла на подшипниках качения достигается существенным уменьшением сил трения в опорах. Силы трения в опорах, складываясь с рабочим усилием пружинящего элемента обкатного устройства, влияют на величину усилия  $P$  обкатывания; при наличии же радиального биения ролика силы трения в процессе обкатывания становятся переменными по величине и направлению. Это позволяет предположить, что основной причиной появления волнистости является наличие колебания усилия  $P$  при каждом обороте ролика [1, 4, 8].

На рис. 2 приведена номограмма для определения усилия обкатывания деталей из стали 20 ( $P_{20}$ ) по заданному профильному радиусу ролика  $r_p$ , его диаметру  $D_p$  и детали  $D_d$  и пример выбора усилия  $P_{20}$  для раскатывания в стальной детали (сталь 20) отверстия диаметром  $D_d = 100$  мм роликом диаметром  $D_p = 40$  мм с профильным радиусом  $r_p = 8$  мм. Полученное построением решение (точка А) означает, что в случае применения устройства с роликовым узлом на опорах скольжения при ограничении эффекта упрочнения из-за опасности появления волнистости на обкатанной поверхности усилие  $P_{20}(2,5) = 0,5$  кН ограничено углом  $\varphi_a = 2,5^\circ$ ; в случае же применения устройства с роликовым узлом на подшипниках качения с целью совмещения чистового и упрочняющего обкатывания  $P_{20}(5) = 5$  кН, средний угол вдавливания ролика  $\varphi = 5^\circ$ . При обкатывании деталей повышенной твердости усилие  $P_{20}$  необходимо умножить на коэффициент твердости [2].

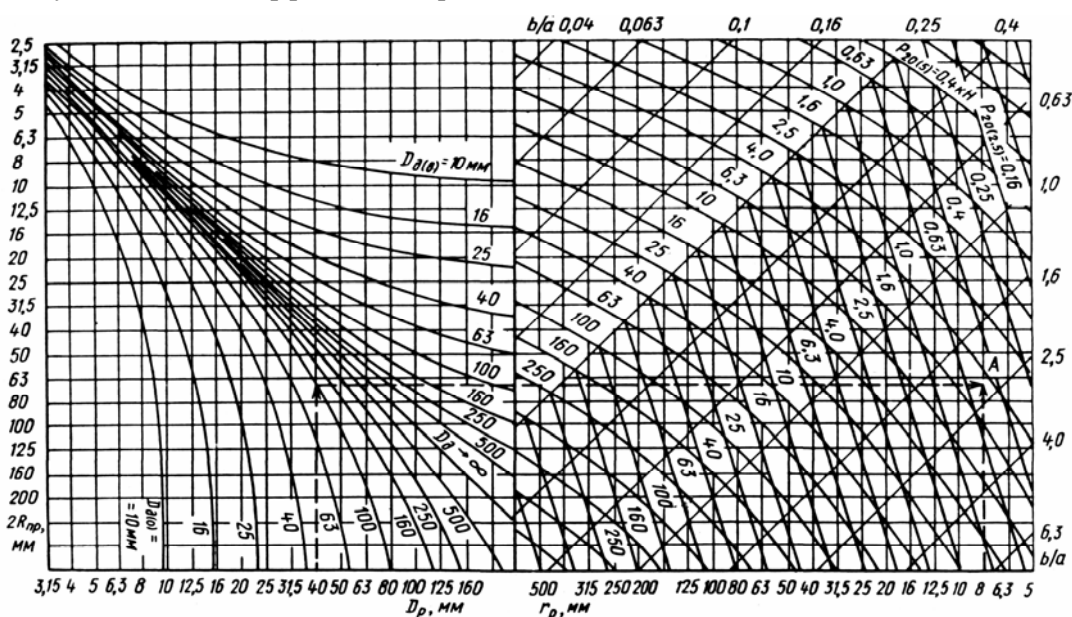


Рис. 2. Номограмма для определения усилия обкатывания деталей ( $2R_{np} = 1/(1/D_p \pm 1/D_d)$ )

При обкатывании винтов и червяков с крупным шагом применяют с целью совмещения чистового упрочняющего обкатывания игольчатые ролики малого диаметра,  $D_p = 3-4$  мм [1, 5]. При этом за три прохода достигается деформация поверхности витков по всему профилю резьбы с образованием поверхности, имеющей шероховатость  $R_a = 0,16-0,32$  мкм при исходной шероховатости, соответствующей  $R_z = 12,5-50$  мкм (погонное усилие  $q$  на ролике, 1,4-1,6 кН/мм, рассчитано по зависимости  $q = 0,02 HM\varphi D_p$  [1], где  $HM$  – твердость по Мейеру). Для упрочнения сложных поверхностей разработан способ обкатывания огибанием роликами, который заключается в том, что точка контакта ролика с деталью по мере перехода в новое положение перемещается по детали в процессе взаимного огибания их профилей [5-6, 8].

Наклеп поверхностного слоя, полученный при обкатывании роликами, способствует (как показали лабораторные исследования) замедлению процесса смятия поверхностного слоя стальных деталей, эксплуатирующихся при больших контактных нагрузках. К таким деталям относятся канатные блоки

автокранов, полиспасты мелиоративных машин. Профиль ручья блока для стальных канатов претерпевает существенные отрицательные изменения в процессе эксплуатации. За счет нормальных и касательных напряжений, возникающих в поверхностном слое профиля ручья блока в зоне контакта его с канатом, происходит пластическая деформация. На поверхности ручья возникают изменения профиля глубиной до нескольких миллиметров, что приводит к интенсивному износу стального каната и к появлению вибрации в приводе каната.

Для обкатывания ручья блока разработаны способ и устройство с клиновым роликом. Обкатывание всего профиля осуществляется на карусельном станке за одну установку ролика в ручье, в процессе только вращения детали. Боковые поверхности клинового ролика образуют на поверхности ручья синусоидальные следы шириной 3-4 мм, которые, сдвигаясь в направлении вращения детали, постепенно покрывают всю поверхность ручья. Усилие на ролике величиной до 20 кН создается цилиндрической пружиной. Механизм подачи бокового суппорта разгружается с помощью закрепления его на направляющих станка винтовыми зажимами. Глубина наклепа поверхностного слоя составляет 5-6 мм, степень наклепа – до 50%. Однако обкатывание роликом профиля канатного блока, изготовленного из стали 35Л, несмотря на значительный наклеп, не привело к заметному повышению долговечности блока, так как кроме смятия профиля блока наблюдается срезание поверхностного слоя блока отдельными проволочками каната. Замена марки стали блока на сталь 45Л и применение закалки блока в масло с последующим обкатыванием его ручья роликом позволили повысить твердость поверхностного слоя ручья до  $HV\ 400$ , что привело к повышению долговечности блоков.

**Выводы.** Для обкатывания роликами штоков и плунжеров с целью повышения их износостойкости и износостойкости уплотнений, работающих с ними в паре, уменьшения смятия поверхности валов внутренними кольцами подшипников качения разработана технология ППД цилиндрических поверхностей.

### БИБЛИОГРАФИЯ

1. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов. – К.: Наук. думка, 1995. – 256 с.
2. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами. М.: Машиностроение. – 1975. – 160 с.
3. Бутаков Б.И. Оценка точности определения глубины наклепа при поверхностном пластическом деформировании // Вестник машиностроения. – 1982. – №11. – С.22-24.
4. Бутаков Б.И. Усовершенствование процесса чистового обкатывания деталей роликами // Вестник машиностроения. – 1984. – № 7. – С. 50-53.
5. Бутаков Б.И. Способы обкатывания роликом винтов и червяков с крупным шагом в тяжелом машиностроении // Вестник машиностроения. – 1985. – № 3. – С.44-50.
6. Бутаков Б.И., Столяр М.Б., Овчинников Ю.Г. и др. Внешние физические воздействия на структуру и свойства металлов и сплавов // Тяжелое машиностроение. – 2002.- № 3. – С.9-16.
7. Бутаков Б. И., Овчинников Ю.Г., Удодов А.Т. Повышение износостойкости подвижных соединений обкатыванием деталей роликами // Проблемы трибологии. – 2003. – №2. – С.209-214.
8. Бутаков Б.И., Третьяк М.Ю., Овчинников Ю.Г. Повышение эффективности реновации металлических деталей путем совмещения чистового и упрочняющего обкатывания роликами // Вестник машиностроения. – 2004. – № 7. – С.59-67.
9. Бутаков Б.И., Пастушенко С.И., Артюх В.А. Метод повышения долговечности подвижных соединений, работающих в условиях интенсивного износа // Загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Конструювання, виробництво та експлуатація с.-г. машин. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – Вип. 35. – С.59-65.

УДК 631.372:629.366

© 2006

*Головчук А.Ф., доктор технічних наук,  
Дніпропетровський державний аграрний університет*

## **МЕТОДИКА МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ**

**Постановка проблеми.** Нині дослідження експлуатаційно-економічних показників машинно-тракторних агрегатів (МТА) – нагальне організаційно-технічне завдання, реалізація якого ускладнюється відсутністю необхідної техніки, обладнання, приладів та паливно-мастильних матеріалів. Тому особливого значення набуває математичне моделювання технологічних процесів за участю тракториста, машинного агрегату і поля чи дороги. У даній статті описані алгоритми та особливості програми розрахунково-теоретичних досліджень тракторних дизелів в експлуатаційних умовах за паливною економічністю, динамічними й екологічними показниками.

*Запропонована нова методика математичного моделювання тягово-динамічних, екологічних та паливно-економічних показників машинних агрегатів.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Функціональна блок-схема системи тракторист-МТА-поле (дорога) наведена в роботі [1], з якої видно, що блок «Тракторист» містить дві ланки, які враховують режим руху машинного агрегату і керуючу дію оператора.

Другий блок – поле або дорога – який призначений для визначення дії середовища на рух машинного агрегату, а тому має ланку, що визначає фізико-механічні властивості ґрунту, вид та стан дорожнього покриття, і додаткову ланку, котра враховує величину опору МТА в залежності від навантаження та режиму руху тракторного агрегату [5].

Третій блок – машинно-тракторний агрегат, що має п'ять ланок: регулятор частоти обертання колінчастого валу тракторного дизеля; паливний насос високого тиску (ПНВТ); дизель; трансмісію, що об'єднує в собі зчеплення, коробку передач, головну та кінцеву передачі; ходову частину трактора і сільськогосподарської машини [1].

**Мета досліджень та методика їх проведення.** На основі функціональної схеми з її блоками і зв'язками нами розроблені математичні моделі для розрахунків на ПЕОМ статичних і динамічних характеристик ПНВТ із різними варіантами регуляторів і дизеля, паливно-економічних, динамічних та екологічних показників машинних агрегатів.

Для розрахунків перехідних процесів у системі автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого валу дизеля з газотурбінним наддувом без проміжного охолодження, обладнаного дослідним регулятором і коректорами паливо подачі, використана система диференціальних рівнянь, які розв'язуються чисельним методом на ЕОМ.

Перед дослідженням динамічних та еколого-економічних показників дизеля і МТА в цілому необхідно перевірити достовірність вихідних даних. Для цього важливо виконати розрахунки зовнішньої та кількох часткових швидкісних характеристик за рівняннями, які описують статичні характеристики дизеля та його агрегатів. Частина алгебраїчних рівнянь – це аналітичні залежності між параметрами, а частина – дослідні характеристики регулятора, ПНВТ, турбокомпресора та двигуна, апроксимованих методом найменших квадратів поліномами другого та третього ступенів.

Перед розрахунками техніко-економічних і динамічних показників МТА за допомогою математичної моделі розраховуються динамічні характеристики системи автоматичного регулювання частоти (САРЧ) обертання дизеля. До даної математичної моделі входять диференціальне рівняння другого порядку (рівняння регулятора частоти обертання) і чотири диференціальних рівняння першого порядку (рівняння дизеля, турбокомпресора, повітряного ресиверу та впускних колекторів).

Для розрахунків перехідних процесів необхідно інтегрувати систему диференціальних рівнянь, які входять у математичну модель. При цьому диференціальне рівняння другого порядку за допомогою перетворень до виду Коші приводиться до двох диференціальних рівнянь першого порядку, і задача

зводиться до вирішення чисельним методом системи із шести лінійних диференційних рівнянь першого порядку. Для інтегрування використовується чисельний метод Рунге-Кутта-Фельдберга.

У результаті інтегрування визначаються змінювання частоти обертання  $n_\delta$  дизеля, координати  $Z$  муфти регулятора, тиск наддувного повітря  $p_k$ , тиск  $p_{mr}$  відпрацьованих газів на вході в турбину і частота обертання  $n_{mk}$  ротора турбокомпресора в функції часу за перехідний період. За цими параметрами визначаються інші показники роботи дизеля за рівняннями, наведеними в роботі [2].

**Результати досліджень.** На базі нелінійної математичної моделі САРЧ дизеля з газотурбінним наддувом нами розроблена математична модель розрахункових досліджень з урахуванням реальних умов експлуатації машинно-тракторного агрегату.

До математичної моделі системи тракторист – МТА – поле (дорога) введені диференційне рівняння трансмісії та аналітичні залежності сумарної сили опору машинного агрегату, моменту зовнішнього навантаження при виконанні технологічного процесу, моменту інерції всіх обертових і поступальних мас машинно-тракторного агрегату, який приведений до колінчатого валу двигуна та інші рівняння.

Вплив параметрів механізмів і систем трактора на його тягово-динамічні характеристики описані в роботі [3], в якій використані лінеаризовані диференційні рівняння. Задача наших досліджень полягає в складанні диференційних і алгебраїчних рівнянь, які б описували механізм перетворення вхідних і вихідних координат по кожному блоку і ланці функціональної блок-схеми машинного агрегату при виконанні заданого технологічного процесу. Сукупність таких рівнянь і опис зовнішніх дій на системі, обмежень і початкових умов функціональних і кінематичних залежностей наведені в математичній моделі рушання, розгону та усталеного руху машинно-тракторного агрегату [4].

Особливістю розробленої математичної моделі є математичний опис процесу рушання і розгону тракторного агрегату з переключенням передач із моменту включення зчеплення до моменту досягнення необхідної швидкості МТА.

При описуванні математичної моделі рушання, розгону і сталого руху машинно-тракторного агрегату прийняті допущення, що всі моменти інерції двигуна, трактора, сільськогосподарської машини приведені до осі колінчастого валу двигуна, кінетична енергія реальної маси МТА рівна кінетичній енергії приведеної маси до осі колінчастого вала дизеля, навантаження та зчеплення правих і лівих коліс машинного агрегату однакові, всі вали трансмісії абсолютно жорсткі, доводиться знехтувати жорсткістю зубів шестерень і зазорами в їх зчепленні, коливання остова трактора і сільськогосподарської машини відсутні, процес рушання, розгону і усталеного руху тракторного агрегату розглядається при прямолінійному русі.

Дослідження тягово-динамічних процесів машинно-тракторного агрегату базуються на швидкісних, навантажувальних та регуляторних характеристиках дизеля, однак за основу теоретичних досліджень береться швидкісна характеристика двигуна при різних варіантах регуляторів паливного насоса високого тиску. При цьому крутний момент дизеля приймає значення в залежності від частоти обертання колінчастого вала двигуна.

При розробці алгоритмів і програм розрахунків процесів рушання, розгону, сповільнення і усталеного руху машинного агрегату за основу беруться математичні моделі, їх алгоритми і програми статичного та динамічного розрахунків тракторного двигуна [4].

У роботі [4] описана також методика процесу рушання і розгону тракторного агрегату, з якої видно, що при рушанні МТА повинні виконуватися такі умови

$$0 \leq t_{нач} < t; M_e > M_{зч},$$

при розгоні

$$t_{нач} \geq t; M_e \geq M_{зч},$$

при сталому русі МТА

$$n_\delta = n_{зч}; M_e = M_{зч} = M_k,$$

де  $t$  – час керуючої дії тракториста;  $M_e$  – ефективний крутний момент двигуна;  $M_{зч}$  – момент тертя зчеплення;  $M_k$  – крутний момент на осі ведучих коліс трактора;  $n_\delta$ ,  $n_{зч}$  – частота обертання колінчастого вала двигуна, вала муфти зчеплення.

При усталеному навантаженні, коли сили опору руху  $P_f$ ,  $P_{кр}$ ,  $P_W$  постійні в часі, коливання обертових мас двигуна, трансмісії і ведучих коліс відсутні, ці маси обертаються рівномірно. Крутний момент  $M_e$  двигуна через трансмісію передається на осі ведучих коліс



$$M_k = M_e i_{mp}(i_{kn}) \eta_{mp},$$

де  $i_{mp}(i_{kn})$  – загальне передаточне число трансмісії на  $i$ -й включеній передачі коробки передач (КП);  $\eta_{mp}$  – механічний ККД трансмісії трактора.

Момент зовнішнього навантаження, який передається на колінчатий вал тракторного двигуна при русі машинно-тракторного агрегату визначається

$$M_{нав} = \frac{M_{оп}}{i_{mp}(i_{kn}) \eta_{mp}} = \frac{\sum P_{оп} \cdot r_k}{i_{mp}(i_{кл}) \eta_{mp}},$$

де  $M_{нав}$  – момент зовнішнього навантаження;  $M_{оп}$  – момент опору руху МТА;

$\sum P_{оп}$  – сумарна сила опору руху МТА;  $r_k$  – радіус ведучого колеса трактора;

$i_{mp}(i_{kn})$  – загальне передаточне число трансмісії на включеній передачі КП;

$\eta_{mp}$  – механічний ККД трансмісії трактора.

ККД трансмісії трактора на різних передачах визначається за залежністю

$$\eta_{mp} = \eta_u^{z_u} \eta_k^{z_k} \eta_x \eta_{ш}^{z_{ш}},$$

де  $\eta_u$  – ККД циліндричної пари шестерень;  $\eta_k$  – ККД колісної пари шестерень;  $\eta_x$  – ККД, який враховує втрати холостого ходу;  $\eta_{ш}$  – ККД шарнірів;  $z_u, z_k, z_{ш}$  – кількість циліндричних, конічних передач та шарнірів, що передають потужність.

Трансмісія трактора описується диференціальним рівнянням

$$\frac{dn_{зч}}{dt} = (M_{зч} - M_{нав}) \frac{30}{\pi J_{зч}},$$

де  $J_{зч}$  – момент інерції рухомих мас трансмісії і ходової частини МТА, приведений до валу зчеплення;  $\pi$  – 3,14.

Сумарна сила опору руху машинно-тракторного агрегату визначається за формулою:

$$\sum P = P_f \pm P_i \pm P_j + P_w + P_{зак},$$

де  $P_f = P_{f1} + P_{f2}$  – сила опору руху трактора та причіпної сільськогосподарської машини;  $P_i$  – сила опору підйому;  $P_j$  – сила опору розгону (сила інерції);  $P_w$  – сила опору повітря;  $P_{зак}$  – сила тяги на гаку.

При виконанні транспортної роботи

$$P_{зак} = P_{f2}.$$

При цьому загальна маса машинно-тракторного агрегату рівна

$$G_{МТА} = G_{mp} + G_{np} + G_{в},$$

де  $G_{mp}$  – маса трактора експлуатаційна;  $G_{np}$  – маса причепа;  $G_{в}$  – маса вантажу;

До сумарної сили опору руху МТА входить сила опору кочення

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = G_{mp} f_1 \cos \alpha + (G_{np} + G_{в}) f_2 \cos \alpha,$$

де  $f_1, f_2$  – коефіцієнти опору кочення машини ( $f_1$  – трактора,  $f_2$  – причіпної сільськогосподарської машини) по дорозі чи полю, залежать від типу і стану ґрунту чи дороги, виду ходової системи трактора та причіпної машини;  $\alpha$  – кут підйому при русі машинного агрегату.

Сила опору підйому рівна

$$P_i = G_{МТА} \sin \alpha$$

Сила, яка необхідна на розгін машинно-тракторного агрегату, прямо пропорційна прискоренню і масі МТА. Сумарна сила розгону визначається

$$P_j = P_n + P_{об},$$

де  $P_n$  – сила розгону МТА, яка враховує розгін із поступальним рухом без врахування обертових частин;  $P_{об}$  – сила, необхідна для розгону обертових частин (маховик, зчеплення, вали, шестерні коробки передач, карданна передача, шестерні головної передачі, колеса та інше).

Реальні значення в розгоні машинного агрегату із перерахованих обертових частин має маховик, зчеплення та колеса. Інші обертові деталі і вузли значимого впливу на силу інерції не мають.

Момент інерції двигуна, трансмісії трактора і причіпної машини, які приведені до колінчастого валу дизеля  $J_{\partial}$ , визначається з умов рівності кінетичної енергії приведеної маси сумі кінетичних енергій всіх обертових і поступальних мас, які рухаються в машинно-тракторному агрегаті.

$$J_{\partial} = J_{\partial\partial} + G_{МТА} \left( \frac{r_r}{i_{mp}(i_{kn})} \right)^2 + \sum_{i=1}^4 \frac{J_k}{i^2 mp(i_{kn})} + \sum_{i=1}^4 \frac{J_{np}}{i mp(i_{kn})} \left( \frac{r_k}{r_{np}} \right)^2,$$

де  $J_{\partial}$  – момент інерції всіх обертових і поступальних мас МТА, який приведений до колінчастого валу двигуна;  $J_{\partial\partial}$  – момент інерції двигуна;  $G_{МТА}$  – експлуатаційна маса машинно-тракторного агрегату;  $J_k$ ,  $J_{np}$  – моменти інерції колеса трактора і причепа;  $r_k$ ,  $r_{np}$  – радіус колеса трактора і причепа.

Сила опору повітря МТА визначається

$$P_w = \frac{\kappa F V^2}{13},$$

де  $\kappa = c \cdot p_n$  – коефіцієнт опору повітря;  $c$  – коефіцієнт обтічності, який залежить від форми та поверхні машини;  $p_n$  – щільність повітря;  $F = H \cdot B$  – площа лобової поверхні;  $H$ ,  $B$  – висота і ширина трактора;  $V$  – швидкість руху МТА; 13 або  $3,6^2$  – перевідний коефіцієнт км/год у м/с;

При математичному моделюванні рушання, розгону та усталеного руху МТА прийнято, що при  $V \leq 10$  км/год,  $P_w = 0$ . Крім того, кожний причіп збільшує коефіцієнт опору повітря на 25%.

При виконанні машинно-тракторним агрегатом польових сільськогосподарських робіт момент зовнішнього навантаження тракторного агрегату замінюється на момент навантаження, який залежить від сили опору робочих органів ґрунтообробних чи збиральних машин і сили опору коченню трактора та причіпної машини.

$$M_{нав} = M_m + M_f,$$

де  $M_m$  – момент, який складає сила опору робочих органів ґрунтообробної машини і приведений до колінчастого валу двигуна;  $M_f$  – момент опору коченню трактора і сільськогосподарської машини, який приведений також до колінчастого валу двигуна.

Сила опору ґрунтообробних машин визначається

$$P_{кр} = K_c b h i,$$

де  $K_c$  – питомий опір робочого органу ґрунтообробної машини;  $b$  – ширина захвату робочого органу сільськогосподарської машини;  $h$  – глибина обробітку ґрунту;  $i$  – кількість робочих органів ґрунтообробної машини.

При математичному моделюванні системи тракторист-МТА-поле при виконанні тракторним агрегатом ґрунтообробних операцій, наприклад, оранки, вкрай важливо враховувати випадкові коливання моменту навантаження  $M_{нав}$ . Щоб задати випадковий процес зміни  $M_{нав}$  при розрахунках на математичній моделі, бажано використати методику математичного моделювання псевдовипадкового процесу коливання моменту навантаження, котрий діє на колінчастий вал двигуна [5].

Швидкість руху машинно-тракторного агрегату на  $i$ -й передачі

$$V_{n+1} = 0,377 \frac{n_{\partial} r_k}{i_{n+1}} (1 - \delta),$$

де  $n_{\partial}$  – частота обертання колінчастого валу дизеля;  $r_k$  – радіус колеса трактора;  $\delta$  – коефіцієнт буксування ведучих коліс трактора;  $i_{n+1}$  – передаточне число коробки передач на  $i$ -й передачі.

Масові і питомі викиди сажі з відпрацьованими газами розраховуються за залежностями

$$G_c = aN^2 \left(1 - \frac{0,976G_m}{G_g}\right) \frac{G_g}{\rho_k}; \quad g_c = \frac{G_c}{Ne},$$

де  $a$  – постійний коефіцієнт;  $N$  – димність відпрацьованих газів;

$G_m, G_g$  – погодинні витрати палива і повітря;  $\rho_k$  – щільність повітря;

$Ne$  – ефективна потужність двигуна.

Погодинна та питома витрата палива двигуном визначається

$$G_m = 60n_{\partial} i_{\partial} g_{\partial}; \quad g_e = 1000 \frac{G_m}{Ne},$$

де  $i_{\partial}$  – кількість циліндрів дизеля;  $i_{\partial}$  – передаточне число від колінчастого валу двигуна до кулачкового валу ПНВТ;  $g_{\partial}$  – циклова подача палива.

Димність відпрацьованих газів дизеля

$$N = \frac{(\epsilon_{k1}\alpha + \epsilon_{k2})}{(\alpha + \epsilon_{k3})},$$

де  $\epsilon_{k1}, \epsilon_{k2}, \epsilon_{k3}$  – коефіцієнт апроксимації;  $\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря.

Сумарна витрата палива за відповідний проміжок часу роботи МТА

$$G_{m\Sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{G_{m(i-1)} + G_{mi}}{13} \Delta t.$$

Сумарний масовий викид сажі на дослідному відрізку часу

$$G_{c\Sigma} = \sum_{i=1}^n \frac{G_{c(i-1)} + G_{ci}}{13} \Delta t.$$

Витрата палива на 100 км шляху, кг/100 км

$$G_{m100} = 100G_m / V_{км}.$$

Викид сажі на 100 км шляху, г/100 км

$$G_{c100} = 100G_c / V_{км}.$$

**Висновки.** У статті наведена методика математичного моделювання технічних, динамічних, екологічних та економічних показників трактора в агрегаті з сільськогосподарськими машинами, що виконують польові та транспортні роботи.

Теоретичні дослідження тягово-динамічних процесів машинно-тракторного агрегату базуються на швидкісних, навантажувальних та регуляторних характеристиках тракторного дизеля. В математичну модель системи тракторист-МТА-поле (дорога) окрім рівнянь, що описують статичні і динамічні характеристики двигуна, введені рівняння зовнішнього навантаження, сумарної сили опору руху МТА, момент інерції дизеля, трансмісії трактора і причіпної машини та інші залежності, за якими визначаються техніко-економічні та екологічні показники машинних агрегатів у реальних умовах експлуатації.

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования. // Дисс. ... докт. тех. наук. – К., 1992. – 654 с.
2. Головчук А.Ф. Математичне моделювання в дослідженнях регуляторів швидкості тракторів і автомобілів. // Вісник Дніпропетровс. держ. аг-

рарн. ун. – 1998. – №1-2. – С.57-60.

3. *Головчук А.Ф., Левчук В.І.* Дослідження ефективності роботи тракторів моделюванням системи тракторист – МТА – поле. // Зб. наук. праць Національного аграрн. ун. «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Том VIII. – К.: НАУ, 2000. – С.387-392.

4. *Долганов К.Е., Бурко А.С., Романюк В.И. и др.*

Математическое моделирование псевдослучайного процесса колебаний момента сопротивления, действующего на коленчатый вал тракторного дизеля. – Двигателестроение. – 1986. – №2. – С.21-24.

5. *Кутьков Г.М.* Тяговая динамика тракторов. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

УДК 539.3  
© 2006

Гуртовий О.Г., кандидат технічних наук, Тинчук С.О., асистент,  
Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМУВАННЯ БАГАТОШАРОВИХ ПЛИТ НА АБСОЛЮТНО ЖОРСТКІЙ ОСНОВІ ЗА ОПТИМІЗОВАНОЮ МОДЕЛЛЮ

**Постановка проблеми.** У задачах оцінки міцності багатошарових покриттів, які можна розглядати як багатошарові плити на жорстких підкладках, а також у задачах ефективного проектування плит дорожнього одягу виникає не обхідність аналізу тривимірного напружено-деформованого стану (НДС). Отримання точних тривимірних розв'язків є доволі складною, а в більшості випадків і неможливою задачею. Тому виникає потреба у розробці уточнених моделей, що враховують деформації поперечного зсуву та поперечного обтиснення в плиті і дозволяють отримати розв'язки якісно і кількісно близькі до тривимірних. Зауважимо, що врахування поперечних деформацій обтиснення в моделі обов'язкове, оскільки інакше отримаємо тривіально нульовий розв'язок.

*Запропоновано заміну поперечно навантаженої плити, що опирається на абсолютно жорстку основу, симетрично побудованою плитою. Це дозволяє розглядати лише беззгинове деформування, зменшити кількість невідомих та порядок диференціювання розрахункової системи рівнянь. Розрахунками підтверджено ефективність такого підходу.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Розглянуту в [1-2] уточнену модель НДС складено з двох якісно відмінних НДС – згинового та беззгинового. У кожному з цих НДС за допомогою певним чином обґрунтованих гіпотез незалежно апроксимовано і поперечне обтиснення, і поперечні зсуви. Порівняння окремих розв'язків із точними тривимірними розв'язками [1] показало високу точність моделі. Проте уточнена модель [1] містить велику кількість невідомих, в тому числі й функцію відпору основи, отже, має високий порядок диференціювання розрахункової системи рівнянь.

Однак, нижче показано інший підхід до формування розрахункової схеми та до побудови математичної моделі й розрахункових рівнянь багатошарових плит на абсолютно жорсткій основі. Цей підхід дозволяє зменшити кількість невідомих та порядок диференціювання розрахункової системи рівнянь, оптимізуючи [1] без втрати точності моделі.

**Результати досліджень.** У лінійно-пружній постановці розглядається деформування прямокутної багатошарової плити, що опирається на абсолютно жорстку основу. Шари плити – ізотропні та трансверсально-ізотропні, довільної, проте сталої товщини. Замість реальної конструкції багатошарової плити (рис. 1а) пропонується розглядати її розрахункову схему плити, яка утворена симетричною побудовою відносно поверхні контакту даної плити з основою. Плита буде у цьому випадку двосторонньо симетрично навантаженою відносно серединної поверхні, а товщина – збільшиться вдвоє  $H = 2h$  (рис. 1б).

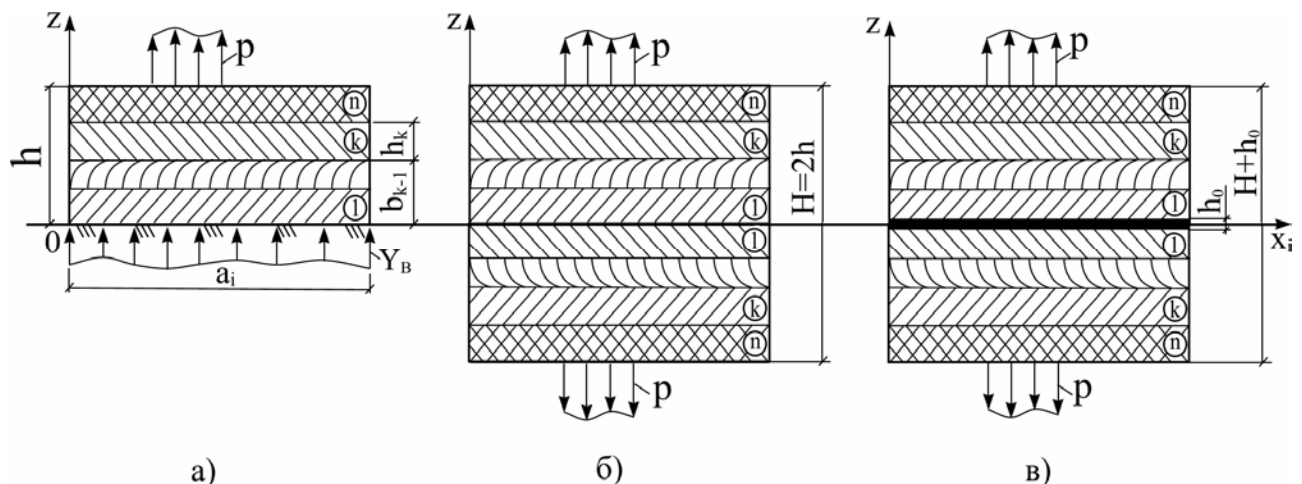


Рис. 1. Задані та скореговані розрахункові схеми плити

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

На схемі (рис. 1б) на поверхні контакту плити з основою  $z = 0$  моделюється ковзкий контакт без тертя та відриву, і граничні умови для всіх трьох компонент вектора зміщень  $u_\alpha$  та для напруг  $\sigma_{\alpha\beta}$  мають вигляд:

$$u_3^{(1)} = 0; u_i^{(1)} \neq 0; \sigma_{33}^{(1)} = Y_B; \sigma_{i3}^{(1)} = 0, \text{ при } z = 0 \quad (1).$$

Тут і надалі верхній індекс у дужках позначає номер шару, а нижній індекс – напрямок координатної осі ( $i = \overline{1,2}; \alpha, \beta = \overline{1,3}$ ).  $Y_B$  – реакція відпору основи.

Для моделювання жорсткого контакту плити з основою в розрахунковій схемі (рис. 1в) всередині плити потрібно додатково вводити тонкий, у порівнянні з іншими шарами, товщиною  $h_0$  „абсолютно” жорсткий прошарок. У цьому випадку граничні умови при  $z = 0$  матимуть вигляд:

$$u_3^{(1)} = 0; u_i^{(1)} = 0; \sigma_{33}^{(1)} = Y_B; \sigma_{i3}^{(1)} \neq 0 \quad (2).$$

Між шарами плити виконуються умови жорсткого контакту без проковзування:

$$u_\alpha^{(k)}(b_k) = u_\alpha^{(k-1)}(b_k); \sigma_{\alpha 3}^{(k)}(b_k) = \sigma_{\alpha 3}^{(k-1)}(b_k) \quad (3),$$

проте вводячи тонкі прошарки малої відносної жорсткості можна без змін у постановці задачі розглядати й інші умови міжшарового контакту.

Подамо компоненти вектора нормальних  $u_3^{(k)}$  та тангенціальних  $u_i^{(k)}$  зміщень до координатної поверхні  $x_1 x_2$  (рис. 1) сумами добутків гіпотетично заданих степеневих функцій  $\psi_t^{(k)}, \psi_{ir}^{(k)}$  поперечної координати  $z$  та шуканих функцій  $\gamma_t, \beta_{ir}$  і  $v_i$  координатної поверхні  $x_1 x_2$ :

$$\begin{aligned} u_3^{(k)} &= \psi_{3t,3}^{(k)}(z)\gamma_t + \psi_{33,3}^{(k)}(z)p; \quad t = \overline{1, 2}; \quad i = \overline{1, 2}; \\ u_i^{(k)} &= v_i - \psi_{3t,i}^{(k)}(z)\gamma_t - \psi_{33,i}^{(k)}(z)p - \psi_{ir}^{(k)}(z)\beta_{ir}; \quad r = \overline{1, 4} \end{aligned} \quad (4),$$

де функції  $\gamma_t$  моделюють вплив поперечного обтиснення, а  $\beta_{ir}$  – вплив поперечних зсувів,  $p$  – функція заданого навантаження. Тут і надалі диференціювання за  $x_\alpha$  позначено нижніми індексами після коми, а також виконується підсумовування за нижніми індексами, що повторюються.

У моделі (4), на відміну від [1], моделюються компоненти лише беззгинового НДС. Для підвищення точності апроксимації НДС у модель (4) включені запропоновані в [2] функції, що моделюють ефекти від поперечних зсувних деформацій та від деформацій поперечного обтиснення у вищих наближеннях.

Із варіаційного принципу Лагранжа за методикою [1-2] отримуємо систему диференціальних рівнянь в узагальнених зусиллях, вигляд якої і кількість рівнянь не залежить від числа шарів:

$$\begin{aligned} N_{ij,j} &= 0 \quad (\delta u_i); \quad i, j = \overline{1,2}; \\ M_{ij,j}^{[3t]} - N_3^{[3t]} + p \cdot \psi_{3,3}^{(n)}(z = b_n) + p \cdot \psi_{3,3}^{(0)}(z = b_0) &= 0 \quad (\delta \gamma_t); \quad t = \overline{1, 2}; \\ M_{li,i}^{[1r]} - Q_1^{[1r]} + M_{2i,i}^{[2r]} - Q_2^{[2r]} &= 0 \quad (\delta \beta_{ir}); \quad r = \overline{1, 4}, \end{aligned} \quad (5),$$

а також граничні умови на торцях плити  $x_m = 0, x_m = a_m$  (по  $m = \overline{1, 2}$  не сумується):

$$\begin{aligned} (N_{im} - N_{im}^*) \delta u_m &= 0; \quad (M_{mm,m}^{[3t]} + M_{mj,j}^{[3t]} - M_{ml,l}^{[3t]*} - Q_m^{[3t]*}) \delta \gamma_t = 0; \\ (M_{mm}^{[3t]} - M_{mm}^{[3t]*}) \delta \gamma_{t,m} &= 0; \quad (M_{mm}^{[mr]} + M_{ml}^{[lr]} - M_{mm}^{[mr]*} - M_{ml}^{[lr]*}) \delta \beta_{ir} = 0 \end{aligned} \quad (6).$$

Тут задані зусилля, що діють на торцях плити, позначені зірочкою.

В (5), (6) прийняті узагальнені зусилля у вигляді:

$$\begin{bmatrix} N_{ij}, M_{ij}^{[3t]}, M_{ij}^{[ir]} \\ Q_i^{[jr]}, N_3^{[3t]} \end{bmatrix} = \int_0^h \begin{bmatrix} \sigma_{ij}^{(k)}, \sigma_{ij}^{(k)} \psi_{3t}^{(k)}, \sigma_{ij}^{(k)} \psi_{ir}^{(k)} \\ \sigma_{i3}^{(k)} \psi_{jr}^{(k)}, \sigma_{33}^{(k)} \psi_{3t}^{(k)} \end{bmatrix} dz \quad (7).$$

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Для обґрунтування точності підходу наведемо результати розрахунку однорідної квадратної трансверсально-ізотропної симетрично обтисненої плити за запропонованою моделлю (в подальшому – модель  $M_0$ ) та порівняємо їх із точним тривимірним розв’язком [3] (табл.1). Характеристики плити –  $E/E' = 30$ ;  $G/G' = 1$ ;  $\nu = \nu'' = 0,25$ ;  $a/H = 2$ . Навантаження – синусоїдальне. Межові умови на краях плити – типу Нав’є [3].

### 1. НДС однорідної двосторонньо симетрично обтисненої плити

	$z/H$	$C_1 S_1$	$C_1 S_2$	$C_1 S_2$	$C_2 S_2$	T [4]
$u_3 E' / p_0 H$	0,5	0,310	0,310	0,306	0,306	0,302
$\sigma_{11} / p_0$	0,5	-3,810	-3,783	-3,778	-3,754	-3,730
	0	1,178	1,202	1,194	1,215	1,214

У табл.1 значення прогинів  $u_3$  верхньої поверхні та значення напруг  $\sigma_{11}$  дано посередині плити. Точність запропонованої моделі досліджувалась при утриманні в (4) різної кількості невідомих функцій  $C_\chi$  поперечного обтиснення та кількості функцій  $S_\chi$  поперечного зсуву в кожному з ортогональних напрямків  $x_i$  ( $i = \overline{1,2}$ ). Як видно з даних табл. 1, утримання в моделі двох функцій поперечного обтиснення та двох функцій поперечного зсуву в кожному з ортогональних напрямків дає результат, близький до точного.

Дослідженням НДС квадратної тришарової плити на абсолютно жорсткій основі (табл. 2) та порівнянням із точним тривимірним розв’язком Т підтверджено високу точність моделі  $M_0$ , в якій утримувалося дві функції поперечного обтиснення та дві функції поперечного зсуву. Плита відносної товщини  $a/b_n = 3$ , а в моделі  $M_0$  з  $a/H = 1,5$ , має зовнішні ізотропні шари з характеристиками  $E^{(1)} = E^{(3)} = 2,5 \cdot 10^5$  МПа,  $h^{(1)} = h^{(3)} = 0,1$  м,  $\nu^{(1)} = \nu^{(3)} = 0,3$  та внутрішній трансверсально-ізотропний шар з  $E/E' = 10$ , де  $E^{(2)} = 1 \cdot 10^4$  МПа,  $\nu^{(2)} = 0,3$ ,  $\nu''^{(2)} = 0,01$ ,  $E''^{(2)} = 1 \cdot 10^3$  МПа,  $h^{(2)} = 0,4$  м,  $G^{(2)} = G''^{(2)} = 3,85 \cdot 10^3$  МПа. Для розрахунку однорідної плити з  $E/E' = 10$  та з  $a/H = 1,5$  за моделлю  $M_0$  достатньо однієї функції зсуву та однієї функції обтиснення. Вкажемо, що за моделлю  $M_1$  отримано результат такої ж точності (табл. 2), проте ця модель містить на три невідомі функції більше у порівнянні з моделлю  $M_0$ . Отже, раціональніше використовувати модель  $M_0$ .

### 2. Результати зміщень $u_\alpha^\#(z) = u_\alpha^{(k)}(z)E^{(1)} / rh$ та напружень $\sigma_{11}^\#(z) = \sigma_{11}^{(k)} / p$ по висоті тришарової плити на основі

$z/h$	$u_3^\#(z)$			$\sigma_{11}^\#(z)$			$u_i^\#(z)$		
	$M_1$	$M_0$	T	$M_1$	$M_0$	T	$M_1$	$M_0$	T
1,0	64,38	64,34	66,35	-13,79	-13,80	-11,03	6,56	6,56	7,08
0,833	64,23	64,19	66,45	8,34	8,35	5,99	-4,36	-4,36	-4,23
0,833	64,23	64,19	66,45	0,15	0,15	0,14	-4,36	-4,36	-4,23
0,5	18,86	18,88	19,76	0,32	0,32	0,33	-6,16	-6,13	-6,40
0,167	0,02	0,01	0,14	0,03	0,03	0,04	-0,76	-0,74	-0,90
0,167	0,02	0,01	0,14	1,45	1,43	1,30	-0,76	-0,74	-0,90
0	0	0	0	1,29	1,33	1,23	-0,66	-0,68	-0,84

**Висновок.** Отже запропонована оптимізація моделі деформування плит на абсолютно жорсткій основі підтвердила свою ефективність у широкому діапазоні зміни параметрів трансверсальної ізотропії та відносної висоти плити. При цьому модифікована модель  $M_0$  дозволяє зменшити кількість невідомих функцій і порядок диференціювання розрахункової системи рівнянь, у порівнянні з моделлю  $M_1$  [1], без втрати точності моделі.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Гуртовий А.Г.* Континуальные аппроксимации перемещений в толстых слоистых пластинах при разделении термомеханических нагрузок на двухсторонние симметричные и кососимметричные составляющие // *Механика композитных материалов.* – 1999.- № 6. – С.743-756.
2. *Гуртовий О.Г., Тинчук С.О.* Задача поперечного деформування трансверсально-ізотропної плити при контакті з абсолютно жорсткою основою// *Вісник УДУВГП (збір. наук. праць).*– Рівне УДУВГП – 2004.–Вип. 2 (26). – С. 222-229.
3. *Пискунов В.Г., Сипетов В.С., Туйметов Ш.Ш.* Решение задачи статики для слоистых ортотропных плит в пространственной постановке // *Прикладная механика.* – 1990 – Т.26. – № 2 – С.41-49.



УДК 539.3:534.1  
© 2006

*Дубенець В.Г., доктор технічних наук,  
Савченко О.В., кандидат технічних наук,*  
Чернігівський державний технологічний університет

## КОЛИВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ ІЗ В'ЯЗКОПРУЖНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

**Постановка проблеми.** Оболонки з композиційних матеріалів широко застосовуються в конструкціях різного призначення у космічній, авіаційній, ракетній та інших галузях. Перевагами таких оболонок перед іншими є їх можливість забезпечувати необхідні характеристики, зокрема вібраційні, шляхом зміни параметрів армування, що порівняно легко реалізується при виготовленні оболонок. Особливостями динамічного деформування є суттєвий вплив структури і властивостей матеріалів, що вимагає більш точної апроксимації напружено-деформованого стану.

*Подано аналіз власних форм і частот коливань циліндричних оболонок із в'язкопружних композиційних матеріалів.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** У зв'язку з цим запропоновано чимало варіантів так званих уточнених, або неklasичних теорій пластин і оболонок, які дозволяють описати поведінку тонкостінних конструкцій, залишаючись у рамках плоского напруженого стану [3, 5]. У даному випадку скористаємося варіантом, який використовує апроксимацію переміщень по товщині поліномами Лагранжа [1].

**Мета досліджень та методика їх проведення.** У даній роботі розглядається оболонка циліндричної форми, виготовлена з шарів армованого волокнами в'язкопружного матеріалу (рис. 1).

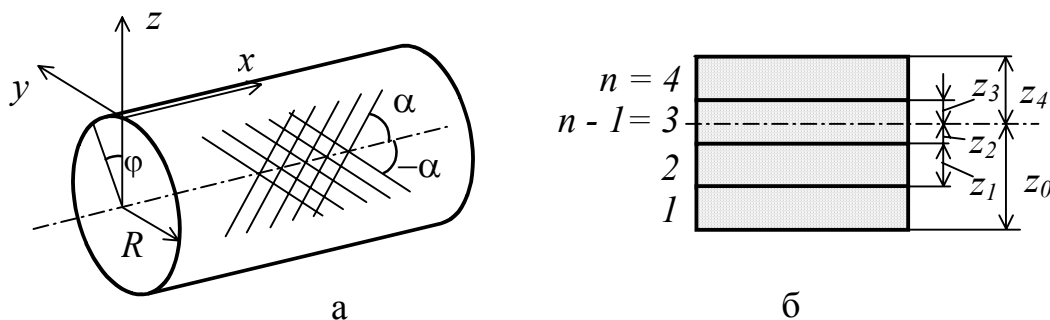


Рис. 1. Оболонка з композиційного матеріалу (а); структура матеріалу (б)

Будемо вважати, що кожний шар армований двома сімействами волокон під кутами  $+\alpha$  і  $-\alpha$  до осі оболонки, що дозволить розглядати його як ортотропний. Фізичні залежності для в'язкопружного композиційного матеріалу запишемо у вигляді згортки

$$\sigma = \int_0^t G(t-\tau) \frac{d\varepsilon(\tau)}{d\tau} d\tau \Rightarrow \sigma = G * \dot{\varepsilon} \quad (1),$$

де  $\sigma$ ,  $\varepsilon$ ,  $G$  – матриці відповідно напружень, деформацій і функцій релаксації;  $\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{d\tau}$ .

Використання згортки дозволяє врахувати початкові умови безпосередньо в рівняннях руху й одержати крайову задачу, для якої варіаційні формулювання будуть аналогічними існуючим у теорії пружності.

Скористаємося варіаційним рівнянням Лагранжа у згортках [2]

$$\int_V g * \delta\varepsilon_t * \sigma_t dV + \int_V \delta u_t * \rho u_t dV - \int_S g * \delta u_t * p dS - \int_V \delta u_t * f dV = 0 \quad (2),$$

де  $f = t\rho\dot{u}_{0t} + \rho u_{0t}$ ,  $g \equiv t$ , ( $t$  – час);  $\dot{u}_{0t}, u_{0t}$  – початкові умови для векторів швидкості й переміщень;  $\rho$  – матриця густини матеріалу;  $\varepsilon_t, \sigma_t, p, u_t$  – вектори деформацій, напружень, зовнішніх сил і переміщень відповідно:

$$\varepsilon_t = [\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \gamma_{xy}]^T, \quad \sigma_t = [\sigma_x \quad \sigma_y \quad \tau_{xy}]^T, \quad p = [p_x \quad p_y \quad p_z]^T.$$

Розглянемо довільний шар оболонки з композиційного матеріалу, матриця комплексних модулів якого розраховується у відповідності з методикою, наведеною в [4]. Вважаємо, що структура армованого шару відповідає ортотропному матеріалу (рис. 2, а). Напруження і деформації у точках шару

$$\sigma_t = G * \dot{\varepsilon}_t, \quad \varepsilon = Au_z \quad (3),$$

де  $A$  – матриця диференціальних операторів для циліндричної оболонки [4];  $G$  – матриця функцій релаксації;  $\dot{\varepsilon}_t$  – швидкість деформації;  $u_z$  – вектор переміщень вузлових поверхонь шару (рис. 2, б).

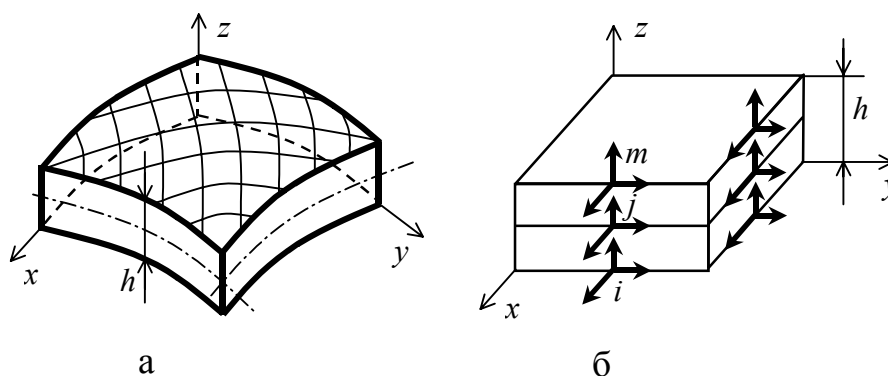


Рис. 2. Шар оболонки з композиційного матеріалу (а), апроксимація переміщень по товщині шару (б)

Припустимо, що залежність переміщень від координати  $z$  у межах шару товщиною  $h$  можна апроксимувати за допомогою поліномів Лагранжа, а по координатах  $x, \theta$  – глобальними функціями, що задовольняють умови закріплення оболонки

$$u_z = N_z N_{x\theta} q \quad (4),$$

де  $q$  – вектор невідомих коефіцієнтів,  $N_z, N_{x\theta}$  – функції апроксимації переміщень по відповідних координатах [1].

При параболічній апроксимації переміщень по координаті  $z$  елементи матриці  $N_z$  вибирають у вигляді

$$N_{zi} = \left(\frac{2z}{h} - 1\right) \left(\frac{z}{h} - 1\right), \quad N_{zj} = \frac{4z}{h} \left(1 - \frac{z}{h}\right), \quad N_{zm} = \frac{z}{h} \left(\frac{2z}{h} - 1\right),$$

$(i \leftrightarrow j, j \leftrightarrow m).$

Матриця функцій апроксимації переміщень по осях  $x, \theta, z$ :

$$N_{x\theta z} = N_z N_{x\theta}. \quad (5)$$

Деформації й напруження у точках шару:

$$\varepsilon = Au_{x\theta z} = AN_{x\theta z} q, \quad \sigma = G * AN_{x\theta z} \dot{q}. \quad (6)$$

Після підстановки (4), (5), (6) у (2) одержимо

$$g * \delta q_t * \tilde{K} * \dot{q}_t + \delta q_t * M q_t - g * \delta q_t * P - \delta q_t * (tM\dot{q}_{0t} - Mq_{0t}) = 0 \quad (7),$$

де

$$\tilde{K} = \int_V (AN_{x\theta z})^T G(AN_{x\theta z}) dV, \quad M = \int_V (N_{x\theta z})^T \rho(N_{x\theta z}) dV, \quad P = \int_S (N_{x\theta z})^T p dS;$$

$q_{0t}, \dot{q}_{0t}$  – початкові значення узагальнених переміщень і швидкостей.

З (7) одержуємо рівняння коливань у згортках

$$g * \tilde{K} * \dot{q}_t + Mq_t - g * P - tM\dot{q}_{0t} - Mq_{0t} = 0. \quad (8)$$

Застосуємо до (8) пряме перетворення Фур'є, після чого одержимо рівняння відносно зображень узагальнених переміщень  $q$  (при нульових початкових умовах)

$$(K(i\omega) + (i\omega)^2 M) q = F(i\omega) \quad (9),$$

де

$$K(i\omega) = \int_V (AN)^T C(i\omega) AN dV, \quad F(i\omega) = \mathbf{F}[P], \quad q = \mathbf{F}[q_t], \quad (10),$$

$C(i\omega)$  – матриця комплексних модулів, що з'являється у результаті інтегрального перетворення Фур'є згортки  $\tilde{K} * \dot{q}_t$ .

Таким чином, для одержання рівняння коливань шару оболонки у просторі перетворень Фур'є необхідно побудувати матрицю динамічної жорсткості

$$Z_k(i\omega) = K(i\omega) + (i\omega)^2 M \quad (11)$$

і знайти пряме перетворення Фур'є діючого навантаження. Для багат шарової оболонки матрицю динамічної жорсткості можна одержати синтезом окремих матриць  $Z_k(i\omega)$  з урахуванням умов з'єднання шарів. Очевидно, що немає потреби взагалі формулювати задачу у часовому просторі, а доцільно починати розв'язання з побудови рівняння (9), тобто безпосередньо у просторі перетворень Фур'є, після чого об'єднати шари з урахуванням умов на граничних поверхнях, одержавши глобальну матрицю динамічної жорсткості  $Z(i\omega)$ .

Власні числа і вектори матриці  $Z(i\omega)$  визначали за методикою, розглянутою у [4]. Декремент коливань знаходили за відомими значеннями власних значень (комплексних частот) матриці  $Z(i\omega)$

$$\delta_k = \pi \cdot \arctg(\omega'' / \omega') \approx 2\pi(\omega'' / \omega'), \quad (12),$$

де  $\omega_k = \omega'_k + i\omega''_k$  – комплексна частота коливань, відповідна  $k$ -й формі.

**Результати досліджень.** Розглянемо конкретний приклад розрахунку оболонки. Для циліндричної оболонки з шарнірно закріпленими торцями функції апроксимації переміщень по координатах  $x, \theta$ , для однієї з форм і кожної вузлової поверхні приймемо у вигляді добутку тригонометричних функцій

$$N_{ui} = \cos k_1 x \cos k_2 \theta, \quad N_{vi} = \sin k_1 x \sin k_2 \theta, \quad N_{wi} = \sin k_1 x \cos k_2 \theta,$$

$$(i \leftrightarrow j, \quad i \leftrightarrow m, \quad k_1 = r\pi / L, \quad k_2 = n / R_i).$$

Вхідні дані для розрахунку: довжина оболонки  $l = 2 \text{ м}$ ; радіус  $R = 0.5 \text{ м}$ ; середня густина матеріалу шарів  $\rho = 2 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ; товщини шарів  $h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ; параметри форми коливань  $r = 1, n = 0$ . Кути і коефіцієнти армування бралися однакові для всіх шарів.

Результати розрахунку частот і декрементів коливань для двох значень коефіцієнта армування наведено на рис. 3.

Аналізуючи залежності декрементів і частот поздовжніх і згинальних коливань від кута армування, відмітимо різку зміну їх величин при переході кута армування через  $45^\circ$ . З цією зміною пов'язана також зміна форм коливань, ніби поздовжня і згинальна форми міняються місцями. У дійсності відбувається лише зміна співвідношення між величинами узагальнених координат у напрямках осей  $X$  і  $Z$ , що обумовлено впливом армуючих волокон.

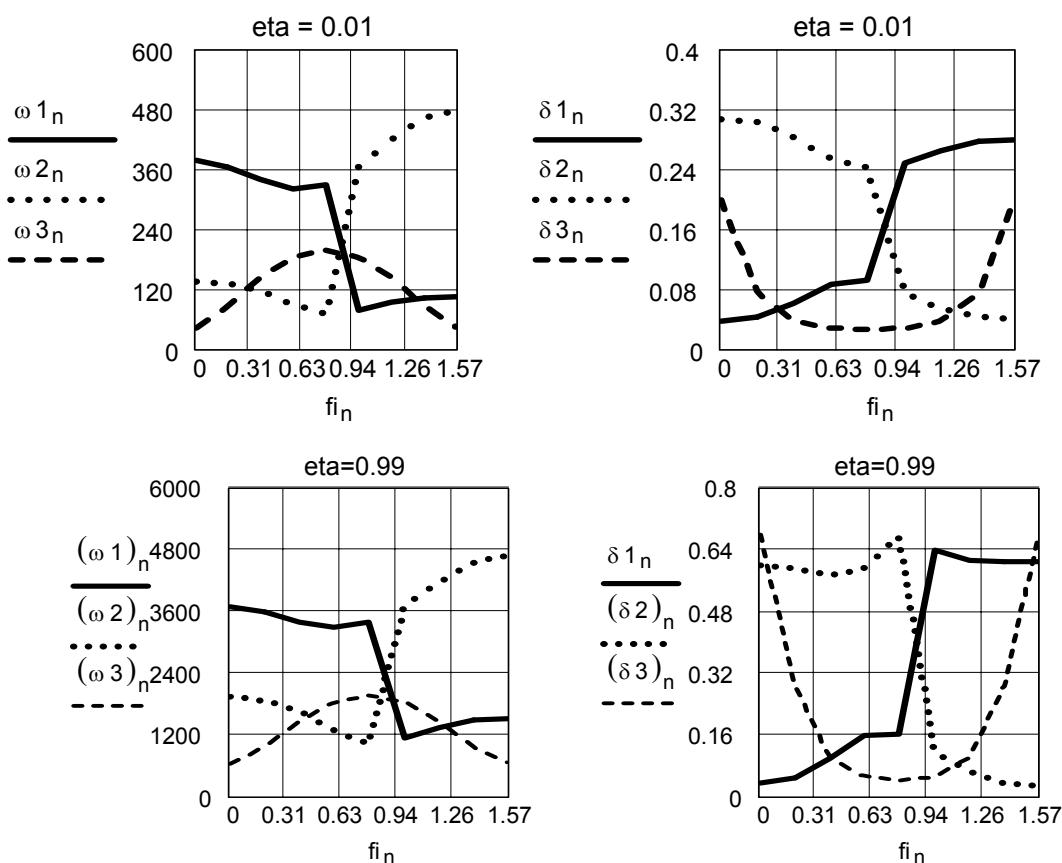


Рис. 3. Залежності частот  $\omega$  (рад/с) і декрементів коливань  $\delta$  від кута армування  $f_i$  (рад) для двох коефіцієнтів армування  $\eta$ ;

(1 – поздовжні коливання, 2 – згинальні коливання, 3 – крутильні коливання)

**Висновки.** Розглянуто метод аналізу власних форм і частот багат шарових оболонок із композиційних матеріалів, який використовує апроксимацію переміщень по товщині за допомогою поліномів Лагранжа. Метод може бути корисним для практики у тому відношенні, що надає основу для оптимізації параметрів композитних оболонок. Проведений детальний аналіз показує, що шляхом підбору коефіцієнтів і кутів армування можна одержати більш ефективні вібраційні характеристики оболонок.

#### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Дубенец В.Г., Хильчевский В.В. Колебания демпфированных композитных конструкций. – К.: Вища школа, 1995. – Т. 1. – 210 с.
2. Кристенсен Р. Введение в теорию вязкоупругости. – М.: Мир, 1974. – 338 с.
3. Пискунов В.Г., Рассказов А.О. Развитие теории слоистых пластин и оболочек // Прикладная механика. – 2002. – № 2. – С. 22-56.
4. Савченко О.В. Колебания цилиндричной оболочки з в'язкопружних композиційних матеріалів // Вісн. Черніг. технол. ун-ту, 2002. – № 18. – С. 10-24.
5. Alam N., Asnani N.T. Vibration and damping analyses of fibre reinforced composite material cylindrical shell // Journal of Composite Materials. – 1987. – Vol. 21. – № 4. – P. 348-361.

УДК 621.316  
© 2006

*Дуденко В.П., доктор сільськогосподарських наук,  
Сакало Л.Г., кандидат технічних наук,  
Сакало В.М., кандидат технічних наук,  
Полтавська державна аграрна академія*

## ПІДСУМКИ РОБОТИ З УДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У РОСЛИННИЦТВІ

Однією з актуальних проблем сьогодення є вдосконалення технологічних процесів вирощування і збирання сільськогосподарських культур для забезпечення сталого розвитку екосистем у землеробстві України. Значну роль при цьому відіграє автоматизація, спрямована на допомогу й зменшення навантаження на людину. Застосування різних автоматизованих систем в сільському господарстві має широкий діапазон, способи реалізації їх теж різноманітні – від механічних пристроїв до чутливої електроніки.

*Відображено багаторічну діяльність  
Полтавської державної аграрної академії  
у напрямку автоматизації процесів  
у рослинництві, в основі якого лежить  
застосування високочастотних ємнісних  
або індуктивних датчиків.*

Науковий напрямок з автоматизації виробничих процесів в рослинництві започаткований Сакалом Львом Григоровичем та Сакалом Миколою Григоровичем у Полтавському сільськогосподарському та Полтавському педагогічному інститутах у 1967-1968 роках.

За понад 30-річний період школою Сакалів було запатентовано та рекомендовано виробництву більше 80 винаходів.

Важливим досягненням світового рівня була розробка та впровадження у виробництво гідромеханічних автоматів самохідних коренезбиральних машин КС-6 та РКС-6.

У 70-ті роки під керівництвом Л. Г. Сакало був створений, виготовлений і впроваджений автомат водіння з радіохвильовим датчиком (розробка родини Сакало в Полтавському педагогічному та сільськогосподарському інститутах). Цей датчик знаходить буряки в ґрунті за допомогою радіохвиль із висоти кліренсу машини (20-30 см) там, де немає буряка, енергія радіохвиль поглинається землею. Над буряком частина радіохвиль відбивається. Через електронний блок електромагнітний клапан включає гідроциліндр повороту передніх коліс машини.

Успіхи українських винахідників у галузі автоматичного водіння дали можливість запустити в масове виробництво й автомат водіння кукурудзозбиральних комбайнів (Харків, Херсон). Механічні копії торкаються стебел кукурудзи, повертаючи ротор електромеханічного датчика (досить схожого на електричний моторчик). Сигнал з датчика через електронний блок та електромагнітний клапан включає гідроциліндр повороту задніх коліс комбайна.

Використання електронних датчиків та сучасних бортових комп'ютерів дає змогу автоматично вести всі види сільськогосподарської техніки.

Електронні копії для автоматичного збирання комбайна були розроблені Л.Г. акало та М.Г. акало ще в 70-ті роки минулого століття. На відміну від оптичних датчиків, створених для рисозбиральних комбайнів в Японії, полтавські винахідники використали електронні датчики.

Відповідно до цього принципу були розроблені електронні датчики для автоматичного контролю за роботою просапних культиваторів для міжрядної обробки цукрових буряків та кукурудзи.

Одною з проблем при вирощуванні просапних культур є проблема точного й рівномірного висіву. Її вирішили в Полтаві. Визначним досягненням у галузі сільськогосподарської техніки і технології стали комп'ютерні системи для контролю точного висіву насіння. Під керівництвом братів Сакало більш як 20 років тому був винайдений високочастотний датчик.

Принцип роботи цього датчика досить простий: передавач – приймач. Передавач — це генератор змінного електричного струму з частотою декілька тисяч коливань у секунду (кГц). Пластина закріплена в сошнику сівалки біля бокової щічки сошника. Біля протилежної щічки сошника закріплена така ж сама пластина, з'єднана з підсилювачем приймача. Сам підсилювач підключений до електронної схеми, зв'язаної з бортовим комп'ютером. Коли через сошник пролітає насіння, між пластинами

передавача та приймача на якусь мить змінюється струм, що контролює бортовий комп'ютер. Зміна струму досить незначна, однак достатня: пил і бруд на пластинах він не помічає.

На сьогодні комп'ютерні системи для контролю точного висіву випускаються в Полтаві фірмами „Полтавська інженерна група” (В. П. Руденко) та “Полтвіль” (В. Я. Рихва). Серійно випускається бортова комп'ютерна система “Нива-23” із високочастотними датчиками, що між іншим, за безпечують контроль розподілу насіння по площі поля. Ця система широко використовується на просапних культурах і перспективна для зернових. В бортовому комп'ютері запрограмоване отримання “паспорт посіву”, що включає кількість двійників, пропусків і насіння з різними інтервалами висіву та іншу статистичну інформацію.

В останні роки світова наука надає чимало уваги забезпеченню обґрунтованого зниження використання отрутохімікатів у рослинництві. Полтавські винахідники ще 30 років тому розробили й випробували електроімпульсний пристрій для знищення сходів бур'янів, у вигляді імпульсивної форсунки з точним дозуванням рідини на кожен рослин. Такі форсунки можна монтувати коло фрези чи лап культиватора. Використання цієї технології дозволяє зменшити кількість внесених ядохімікатів у кілька разів. Пристрій, як правило, окупається через 2-5 років за рахунок зниження ядохімікатів. Бортовий комп'ютер для зернозбиральних комбайнів “Славутич” та “Дон” Херсонського КЗ серійно випускає фірма “Монада” (Херсон), а більшість датчиків для цих комбайнів розробляє й випускає фірма “Полтвіль” (Полтава). Цими датчиками контролюється також частота обертів усіх робочих органів комбайна: молотильного барабана, вентилятора очистки, мотовила, пристрою домолоту, колосового та зернового шнека, решітного стану очистки, соломотряси, соломонакопичувача, половонакопичувача, верхнього, нижнього та заднього контрприводів, приводу жнивка та подрібнювача.

Досвід використання таких автоматів, накопичений на Херсонському КЗ, показав: якщо в цих автоматах поставити полтавські високочастотні датчики типу передавач-приймач та херсонський бортовий комп'ютер, українські комбайни матимуть найсучаснішу, одну з кращих у світі, комп'ютерну систему управління.

Цікава серія датчиків розроблена для оцінки вологості ґрунту та зерна на різних глибинах з допомогою радіохвиль різних частот. Останні, проникаючи в глибину, відображають рівень вологості шар за шаром.

У семидесятих роках група вчених винахідників Полтавських педагогічного та сільськогосподарського інститутів (під керівництвом Л.Г. Сакало) розробила радіохвильовий датчик для розпізнавання картоплі та грудок землі. Полтавський електромеханічний завод виготовив електронну частину і виконавчі органи з титану для викидання грудок із шести потоків, що подаються поштучно. Саму машину виготовили на Рязанському комбайновому заводі.

Розроблена та серійно випускається комп'ютерна система управління зерновими елеваторами.

Великі перспективи використання мають розробки родини Сакало в системі точного землеробства, що дають можливість отримати карти полів на різних етапах контролю та управління технологічними процесами.

Розроблений і випробуваний у полі датчик для контролю заглиблення робочих органів культиваторів та сошників сівалок: його використання дає можливість створити карти нерівномірності глибини передпосівного обробітку ґрунту, а також глибини посіву насіння.

Проблему контролю розподілу рослин по площі поля, а також контроль масових характеристик рослин і розподіл рослинної маси по площі поля вирішує розроблений В. М. Сакало датчик вже впроваджений. Зокрема, контроль розподілу рослин на полі виконує те саме програмне забезпечення, що використовує бортовий комп'ютер “Нива-23” для контролю розподілу насіння на полі. Це дає можливість прогнозувати врожай, керувати технологічними операціями обробки посівів, наприклад, підкормкою та обприскуванням гербіцидами і пестицидами.

Значний внесок факультету в міжнародне співробітництво: свого часу із НДР та Болгарією, а в наш час – з ФРН та Австрією. Щодо впровадження винаходів братів Сакало у виробництво, то більшість їх знайшли належне місце в системі автоматизації виробничих процесів.

Студентам надаються широкі можливості виявити свої здібності, беручи участь у роботі гуртка “Інженерна думка” на базі організованої на факультеті лабораторії. Гурток очолює кандидат технічних наук Сакало Віктор Миколайович.

**Зазначене вище дає підстави для висновків:** напрямок автоматизації технологічних процесів із застосуванням високочастотних ємнісних або індукційних датчиків базується на багаторічних над-

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

---

баннях багатьох учених, тому його продовження є цілком обґрунтованим.

Забезпечення впровадження наукових розробок у навчальний процес збільшить зацікавленість студентів до новітніх технологій у сільськогосподарській галузі, сприяючи збагаченню наукового досвіду студентів.

Розгляд і більш детальне вивчення напрямків, засобів і методів автоматизації на основі винаходів та пропозицій, запропонованих у Полтавській державній аграрній академії, та їх можливе впровадження у виробництво безумовно, підвищить якість технологічних процесів у рослинництві, що сприятиме розвитку України як аграрної держави.

УДК 612.9  
© 2006

*Дудников А.А., кандидат технических наук,  
Беловод А.И., соискатель,  
Дудников И.А., кандидат технических наук,  
Полтавская государственная аграрная академия*

## ПРОВЕРКА УСЛОВИЙ ПОДОБИЯ СТЕНДОВЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СВЕКЛОУБОРОЧНЫХ МАШИН

**Постановка проблемы.** Для того, чтобы режимы стендовых испытаний можно было бы использовать при проведении эксплуатационных испытаний, они должны иметь высокую степень подобия.

*Розглянуто умови подібності режимів стендових і експлуатаційних досліджень робочих органів бурякозбиральних машин.*

**Анализ основных исследований и публикаций.** Исследованием данной проблемы занимались различные ученые. Особое внимание ей уделяли Вентцель и Овчаров [1].

**Цель исследований и методика их проведения.** Мы ставили задачу определить, при каких условиях работы выполняется подобие режимов указанных испытаний. Условие подобия режимов испытаний позволяет сделать качественную оценку износостойкости указанных деталей с целью установления их надёжности и долговечности.

Проверка условия подобия осуществлялась на активных и пассивных дисках копачей свеклоуборочного комбайна КС-6Б, изготовленных из стали 65Г и подвергнутых объёмной закалке. В процессе испытаний определяли износ дисков как в радиальном направлении, так и по толщине лезвия.

В условиях стендовых испытаний измерения проводили для времени 0; 2; 4; 6 и 8 часов, а в эксплуатационных – при наработке дисков 0; 3,4; 6,0; 8,4 и 9,6 га.

По данным испытаний рассчитывалась дифференциальная функция  $f(t)$  изменения износа в радиальном направлении и по толщине лезвия ножа диска с предварительным построением полигона и гистограммы распределения указанных величин. На основании полученных данных определялись характеристики распределения асимметрии  $A_j$  и эксцесс  $E_j$ , которые позволили сделать предположение о нормальном законе распределения износа дисков в радиальном направлении и по толщине лезвия как при стендовых испытаниях, так и в условиях эксплуатации.

**Результаты исследований.** Износ указанных параметров дисков относится к категории случайных величин. Случайная величина будет подчиняться закону нормального распределения, если выдерживается следующая зависимость (1):

$$\left. \begin{aligned} A_j &\leq 3\sqrt{D(A_j)}, \\ E_j &\leq 5\sqrt{D(E_j)} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Ассиметрия  $A_j$  и эксцесс  $E_j$  для момента времени  $t_j$  определялись по следующим зависимостям:

$$A_j = \frac{1}{n_j \delta_j^3} \sum_{j=1}^n (X_{ij} - \bar{X}) \quad (2),$$

$$E_j = \frac{1}{n_j \delta_j^4} \sum_{j=1}^n \left( X_{ij} - \bar{X} \right)^3 = 3 \quad (3),$$

где  $n_j$  – количество наблюдений над случайной величиной для момента времени  $t_j$ ;  $X_{ij}$  – значения исследуемого параметра.

Определение дисперсии  $D$  асимметрии и эксцесса  $E$  проводилось по формулам:

$$D(A_j) = \frac{6(n_j - 1)}{(n_j + 1)(n_j + 3)} \quad (4)$$



## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

$$D(E_j) = \frac{24n_j(n_j-2)(n_j-3)}{(n_j+1)^2(n_j+3)(n_j+5)} \quad (5)$$

Результаты измерений и расчётов радиального износа новых дисков из стали 65Г после вибрационного упрочнения при стендовых испытаниях и в условиях эксплуатации приведены в таблице 1 и 2.

### 1. Данные измерений и расчётов радиального износа дисков в стендовых условиях

$t_{ст}, ч$	$\bar{U}, мм$	$\sigma_u, мм$	$n_j$	$A_j$	$E_j$	$3\sqrt{D(A_j)}$	$5\sqrt{D(E_j)}$
2	0,85	0,29	24	0,034	3,43	1,7	3,4
4	1,47	0,38	24	0,032	3,23	1,7	3,4
6	2,04	0,54	24	0,528	2,19	1,7	3,4
8	2,83	0,77	24	0,752	1,54	1,7	3,4

### 2. Данные измерений и расчётов радиального износа дисков в условиях эксплуатации

$t_s, ч$	$\bar{U}, мм$	$\sigma_u, мм$	$n_j$	$A_j$	$E_j$	$3\sqrt{D(A_j)}$	$5\sqrt{D(E_j)}$
2	0,23	0,09	12	0,75	1,12	2,2	4,3
4,2	0,49	0,21	12	1,47	1,19	2,2	4,3
5,8	0,61	0,31	12	2,25	1,32	2,2	4,3
8,1	0,98	0,49	12	3,06	1,56	2,2	4,3

Как показали стендовые и эксплуатационные испытания, распределение износов дисков в радиальном направлении для любого момента времени подчиняется нормальному закону распределения, т. е. соблюдаются условия уравнения (1).

В процессе стендовых испытаний и испытаний в условиях эксплуатации исследовалось изменение толщины  $a$  лезвия дисков копачей, восстановленных приваркой шин с последующим упрочнением вибрационным методом (табл. 3).

Изменение толщины лезвия диска, являющейся случайной величиной, как при стендовых испытаниях, так и в условиях эксплуатации удовлетворяет условию нормального закона распределения.

### 3. Данные измерений и расчетов параметров лезвия дисков

Время, ч	$\bar{a}, мм$	$\sigma_u, мм$	$n_j$	$A_j$	$E_j$	$3\sqrt{D(A_j)}$	$5\sqrt{D(E_j)}$
Стендовые испытания							
2	0,14	0,11	24	0,45	1,30	1,7	4,5
4	0,21	0,13	24	0,69	1,38	1,7	4,5
6	0,29	0,16	24	0,76	1,51	1,7	4,5
8	0,34	0,17	24	0,84	1,75	1,7	4,5
Эксплуатационные испытания							
2	0,09	0,08	12	1,67	0,45	2,5	4,6
4,2	0,17	0,15	12	1,84	0,47	2,5	4,6
5,8	0,22	0,17	12	2,04	0,52	2,5	4,6
8,1	0,30	0,20	12	2,43	0,59	2,5	4,6

**Выводы.** Расчёты полученных результатов при испытании позволяют сделать выводы:

1. Условие закона нормального распределения износа дисков в радиальном направлении и по толщине их лезвия как в условиях стендовых, так и эксплуатационных испытаний выполняются. Следовательно, выполняется условие подобия режимов испытаний, заключающееся в том, что функциональная зависимость между параметрами на стенде и в эксплуатационных условиях имеет один и тот же вид.

2. Полученные в ходе эксперимента данные позволяют рекомендовать линейную модель ускоренных испытаний для исследования восстановленных разными методами рабочих органов свеклоуборочных машин.

### БИБЛІОГРАФІЯ

1. Венцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория вероятности и её инженерные приложения. – М.: Наука, 1988. – 480 с.

УДК 631.362.  
© 2006

*Завгородний А.И., доктор технических наук,  
Обыхвост А.В., инженер,*

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

## ОЧИСТКА СЕМЯН ГРЕЧИХИ НА ВИБРАЦИОННОМ СЕПАРАТОРЕ С МАЛОГАБАРИТНЫМИ ДЕКАМИ

**Постановка проблемы.** Для повышения урожайности гречихи посев следует производить чистыми семенами с высокими посевными качествами: всхожестью, энергией прорастания, массой 1000 семян и др. Способствует этому также и обработка семенного материала различными стимуляторами роста.

*Досліджується робота віброфрікційного сепаратора на очищенні насіння гречки з одночасним сортуванням. Експериментально показана можливість доведення насінневого матеріалу до високого посівного ґатунку.*

**Анализ основных исследований и публикаций по данной проблеме.**

Большое значение в увеличении породных качеств семян имеет и механический отбор, основанный на физико-механических свойствах семян [1]. Существенное значение имеет также доочистка семян на вибрационных безрешетных поверхностях по комплексу физико-механических свойств с дополнительным отбором в отходы механически поврежденных и битых семян [2].

В зерновой смеси гречихи после уборки и обмолота имеется большое количество половинок и шелухи [3]. В качестве исходной смеси для исследований были взяты семена гречихи урожая 2005 года, прошедшие обработку на ветро-решетной зерноочистительной машине «Петкус-Гигант». Но, как показал анализ, этот семенной материал не был доведен до кондиционного уровня, так как содержал большое количество шелухи и мертвого сора.

**Цель исследования и методика его проведения.** С целью исследования возможности доведения до высших посевных кондиций семена гречихи подвергались очищению с одновременным их сортированием на вибрационном сепараторе (рис.1). Сепаратор состоит из вибрирующих наклонных неперфорированных шероховатых поверхностей (1), имеющих наклон в двух взаимоперпендикулярных направлениях. Поверхности (1) жестко закреплены на раме вибростола (2). Для изменения углов наклона рабочей поверхности (1) имеются механизмы регулировки продольного (3) и поперечного (9) наклонов. Рама продольного наклона шарнирно закреплена на вибростоле (2), который при помощи пружин сжатия (4) установлен на станине (7). На вибростоле (2) закреплён дебалансный вибровозбудитель (6) направленного действия. Вибровозбудитель (6) приводится в действие от электродвигателя переменного тока (10) через вариатор оборотов, клиноременную передачу (11), промежуточную опору (12) и упругую муфту (13).

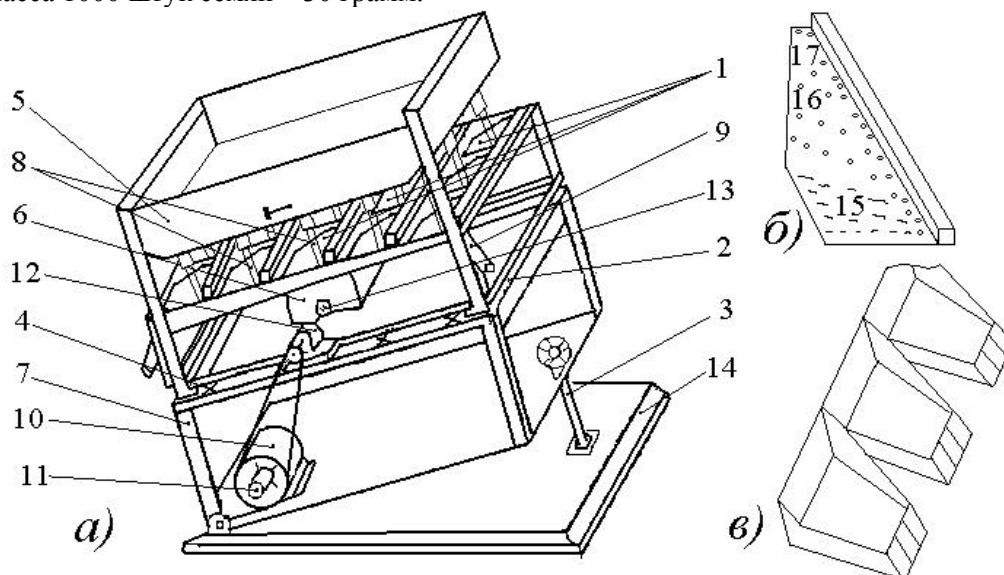
Технологический процесс сортирования осуществляется следующим образом. Семенной материал из питателей (8) подается на рабочие поверхности (1). Под действием направленных колебаний, создаваемых дебалансным вибровозбудителем (6), компоненты материалов перемещаются по различным траекториям. По траектории (15) перемещаются пустые семена, шелуха и мертвый сор – первая фракция. Семена округлой формы, более упругие и менее шероховатые, перемещаются по траектории (16) – вторая фракция. И наконец, в третью фракцию сходят семена плоские, более шероховатые и менее упругие, которые перемещаются по траектории (17).

**Результаты исследований.** Экспериментальные исследования позволили определить рациональные конструктивно-кинематические параметры сепаратора: продольный угол наклона рабочей поверхности  $\alpha = 36^\circ$ ; поперечный угол  $\beta = 5^\circ$ ; частота колебаний  $\omega = 109$  рад/сек.; амплитуда колебаний – 3 мм; угол направленности колебаний –  $35^\circ$ ; рабочая поверхность покрыта фанерой технической.

В таблице приведены результаты лабораторных опытов по повышению посевных качеств семян гречихи. Из данных таблицы видно, что в первую фракцию поступили, сильно засоренные семена 3,8% в которой содержание основной культуры, составило 33,3 % , а масса 1000 штук семян на много меньше, чем в исходной смеси на 4 грамм, а, следовательно, они с пониженными посевными качествами и их целесообразно отобрать в отходы.

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Во вторую и третью фракции поступило 30,5 и 65,7% семян, соответствующие кондиции первого класса. Они более тяжеловесные, чем семена исходной смеси: масса 1000 штук семян соответственно равна 30 и 30 грамм. Содержание семян основной культуры в этих приемниках также достаточно высокое и равно 98,7 и 99,8% при содержании семян основной культуры в исходной смеси – 97,3 %. После смешивания семян, поступивших в последние два приемника, получено 99,2% семян первого класса, а масса 1000 штук семян – 30 грамм.



**Рис. 1. Конструктивная схема вибрационного сепаратора (а)  
(б– рабочий орган, в– приемник продуктов разделения)**

1 – неперфорированная рабочая поверхность; 2 – вибростол; 3, 9 – механизмы регулировки продольного и поперечного углов наклона; 4 – пружины упругой подвески; 5 – загрузочный бункер; 6 – вибровозбудитель; 7 – станина; 8 – питающее устройство; 10 – электродвигатель; 11 – клиноременной вариатор; 12 – промежуточная опора; 13 – упругая муфта; 14 – опорная плита

### Результаты очистки семян гречихи

№	Наименование показателей	Исходная смесь	Приемники (фракции) семян		
			I	II	III
1	Распределение семян по фракциям, %	100	3,8	30,5	65,7
2	Распределение семян по фракциям нарастающим итогом, %	100	3,8	34,3	100
3	Содержание семян основной культуры, %	97,3	33,3	98,7	99,8
4	Наличие мертвого сора, %	2,7	66,7	1,3	0,2
	в том числе: шелуха, %	1,4	0,1	1,3	-
	кусочки грунта, %	0,1	-	-	0,2
5	Масса 1000 семян, грамм	24	20	30	30
6	Качество очистки	Некондиционная	Отходы	Первый класс	

**Выводы.** Применение виброфрикционного сепаратора на доочистке семян гречихи эффективно. В отходы выделяются биологически менее полноценные семена основной культуры, а также мертвый сор, в результате чего повышаются посевные качества целевой (посевной) фракции семян.

### БИБЛІОГРАФІЯ

1. Заика П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств.– М.: Колос, 1978. – 240с.  
2. А.с. 1057126. Способ разделения зерновой смеси / П.М.Заика, А.И.Завгородний, А.В.Бого-

молов. – Опубл. в Б.И., 1983, №44.  
3. А.с. 1516150. Способ разделения сыпучих материалов и устройство для его осуществления / П.М.Заика, А.Г.Хливняк, А.И.Завгородний и др. – Опубл. в Б.И., 1989, №39.

УДК 629.113.004  
© 2006

*Захарченко О.М., аспірант\**,  
Національний транспортний університет

## ПЕРЕВІРКА АДЕКВАТНОСТІ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕНЕРГЕТИЧНИХ, ЕКОЛОГІЧНИХ І ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДВИГУНА MeM3–245 ЗА ЖИВЛЕННЯ СПИРТОВИМИ СПОЛУКАМИ

**Постановка проблеми.** Використання нафтопродуктів, зокрема бензину та дизельного палива, в якості палива для двигунів транспортних засобів у сучасних умовах передбачає швидке виснаження вже відомих і розробку нових родовищ нафти, запаси якої є обмеженими й невідновними.

*Наведено математичні моделі, які описують двигун MeM3–245 за живлення бензином і біоетанолом як споживач палива, повітря, джерело енергії і викидів шкідливих речовин.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** У країнах, де для потреб народного господарства не вистачає власних природних запасів або вони повністю відсутні, а держава є залежною від країн-експортерів при постійно зростаючій ціні на нафту, актуальним стає питання про часткову або повну заміну традиційних нафтових палив іншими [3-5]. Такими можуть бути спиртові сполуки, зокрема біоетанол (етиловий спирт), який можна використовувати для живлення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) як самостійне паливо, так і у вигляді суміші з бензином [4].

**Мета досліджень та методика їх проведення.** При використанні біоетанолу, як добавки до бензину, необхідно визначити його вплив на паливну економічність і токсичні показники двигуна автомобіля. Одним із методів дослідження можуть бути експериментальні випробування, що вимагають застосування складного обладнання й тривалого періоду підготовки та їх проведення. Недоліком такого методу є неможливість відтворення однакових умов руху автомобіля при виконанні випробувань.

Іншим підходом у вирішенні цього питання є розрахункові методи дослідження та визначення необхідних параметрів із застосуванням математичного моделювання руху автомобіля в різних режимах і умовах експлуатації.

**Результати дослідження.** В реальних умовах експлуатації, зокрема в містах, двигуни автомобілів значну частину часу працюють у неусталених режимах [3]. Серед них найбільш довготривалими є режими розгону, що мають найбільшу вагомість серед експлуатаційних режимів стосовно витрати палива та викидів шкідливих речовин (ШР).

Для європейських країн випробування й нормування дорожніх транспортних засобів, з точки зору викидів ШР, здійснюються згідно з правилами ЄЕК ООН та Директив ЄС [5], що передбачають імітацію режимів руху автомобіля за створеними їздовими циклами, наближеними до реальних умов експлуатації.

Для отримання математичної моделі руху автомобіля за міським їздовим циклом [2] використовується система диференціальних рівнянь, які встановлюють залежності зміни крутного моменту від умовної швидкості руху автомобіля або його прискорення (сповільнення).

При складанні математичної моделі руху автомобіля за міським їздовим циклом на стенді з біговими барабанами [2] можна розділити режими руху за видами їх однотипного математичного опису:

1. Робота двигуна в режимі мінімальної частоти обертання колінчатого валу на холостому ході.
2. Розгін двигуна в режимі холостого ходу.
3. Режим розгону автомобіля з місця на першій передачі з буксуванням зчеплення.
4. Режим розгону автомобіля при блокованому зчепленні.
5. Режим переключення передач.
7. Режим сповільнення автомобіля при блокованому зчепленні.
8. Режим сповільнення двигуна з вимкнутим зчепленням.

Більш детально математична модель руху автомобіля за міським їздовим циклом описана в [1].

\* Керівник – кандидат технічних наук Конач А.О.

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

### 1. Результати перевірки адекватності поліноміальних моделей показників роботи двигуна MeM3-245 при живленні бензином та біоетанолом

Робота двигуна MeM3-245 на бензині А-95					
Показник	$f_1$	$s_1^2$	$f_2$	$s_2^2$	$F_p$
$\Delta p_k = f(\theta, n_d, M_k)$	11	1.877	2	0.25	7.509
$G_{\text{пал}} = f(\theta, n_d, M_k)$	11	0.039	2	0.002	18.458
$G_{\text{пов}} = f(\theta, n_d, M_k)$	11	0.942	2	0.051	18.31
$\varphi_{\text{др}} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	13	1.776	2	0.25	7.103
$\text{CO} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$ при $\Delta p_k = 67 \dots 10$ кПа	13	0.001	2	$1.333 \cdot 10^{-4}$	10.914
$\text{CO} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$ при $\Delta p_k = 10 \dots 3$ кПа	8	3.721	2	0.25	14.883
$\text{CO}_2 = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	11	0.056	2	0.043	1.302
$\text{C}_m\text{H}_n = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	11	519.656	2	100	5.197
$\text{NO}_x = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	13	4436.276	2	233.333	19.013
Робота двигуна MeM3-245 на суміші бензину з 10 % вмістом біоетанолу					
$\Delta p_k = f(\theta, n_d, M_k)$	11	3.21	2	0.25	12.842
$G_{\text{пал}} = f(\theta, n_d, M_k)$	11	0.018	2	0.002	9.573
$G_{\text{пов}} = f(\theta, n_d, M_k)$	11	8.233	2	0.525	15.683
$\varphi_{\text{др}} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	13	4.622	2	0.25	18.489
$\text{CO} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$ при $\Delta p_k = 67 \dots 10$ кПа	13	$4.96 \cdot 10^{-5}$	2	$1.333 \cdot 10^{-4}$	0.372
$\text{CO} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$ при $\Delta p_k = 10 \dots 3$ кПа	8	1.114	2	0.063	17.583
$\text{CO}_2 = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	11	0.031	2	0.07	0.448
$\text{C}_m\text{H}_n = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	11	564.522	2	100	5.645
$\text{NO}_x = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	13	49220	2	2633.333	18.693
Робота двигуна MeM3-245 на суміші бензину з 20 % вмістом біоетанолу					
$\Delta p_k = f(\theta, n_d, M_k)$	11	4,252	2	0,25	17,007
$G_{\text{пал}} = f(\theta, n_d, M_k)$	11	0,051	2	0,011	4,568
$G_{\text{пов}} = f(\theta, n_d, M_k)$	11	8,749	2	0,451	19,38
$\varphi_{\text{др}} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	13	1,641	2	1	1,641
$\text{CO} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$ при $\Delta p_k = 67 \dots 10$ кПа	13	$2.809 \cdot 10^{-4}$	2	$4.333 \cdot 10^{-4}$	0.648
$\text{CO} = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$ при $\Delta p_k = 10 \dots 3$ кПа	8	0.466	2	0.033	14.328
$\text{CO}_2 = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	11	0.046	2	0.21	0.217
$\text{C}_m\text{H}_n = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	11	903.994	2	100	9.04
$\text{NO}_x = f(\theta, n_d, \Delta p_k)$	13	16970	2	900	18.86

Двигун як споживач палива, повітря, джерело енергії і викидів ШР описується математичними залежностями, що визначаються частотою обертання колінчастого вала  $n_d$ , ефективним крутним моментом  $M_k$ , які задаються програмою їздового циклу, і установочним кутом випередження запалювання (УКВЗ)  $\theta$ . Введення в поліноміальну залежність  $\theta$  дозволяє досліджувати його вплив на енергетичні, екологічні показники та паливну економічність ДВЗ при використанні добавок біоетанолу до бензину [4, 7]. Для цього були проведені стендові дослідження двигуна MeM3–245, який є силовим агрегатом автомобіля ЗАЗ–1102 "Таврія".

Дані для поліноміальних моделей, що описують роботу двигуна, було отримано за планом дробового факторного експерименту типу  $3^3$  [6, 8] для швидкісного діапазону  $1200 \dots 3600$  хв<sup>-1</sup>, навантажувального – з розрідженням  $67 \dots 3$  кПа у впускному трубопроводі та діапазону зміни УКВЗ  $0 \dots 20$  ° повороту колінчастого вала. Вибір швидкісного діапазону пояснюється можливістю роботи двигуна під навантаженням та швидкістю автомобіля при русі за їздовим циклом [2]. Навантажувальний діапазон

вибрано за умови можливості виконання їздового циклу та подальшого дослідження впливу завантаження автомобіля на показники двигуна. В діапазон зміни УКВЗ входять: кут випередження запалювання, який рекомендується заводом-виробником, і кути, попередньо визначені як оптимальні, для сумішей бензину з 10 та 20 % вмістом ВКД [7].

За планом факторного експерименту на двигуні МеМЗ–245, виконаного на гальмівному стенді, отримано залежності зміни витрати палива  $G_{\text{пал.}}$ , повітря  $G_{\text{пов.}}$ , концентрацій у відпрацьованих газах оксиду вуглецю  $\text{CO}$ , двооксиду вуглецю  $\text{CO}_2$ , вуглеводнів  $\text{C}_m\text{H}_n$ , оксидів азоту  $\text{NO}_x$  як функцій  $f(\theta, n_d, M_k)$ .  $G_{\text{пал.}}$ ,  $G_{\text{пов.}}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$  найкраще описуються поліномом другого порядку від трьох незалежних факторів:

$$A = a_0 + a_1 \cdot \theta + a_2 \cdot n + a_3 \cdot M_k + a_{11} \cdot \theta^2 + a_{22} \cdot n^2 + a_{33} \cdot M_k^2 + a_{12} \cdot \theta \cdot n + a_{13} \cdot \theta \cdot M_k + a_{23} \cdot n \cdot M_k; \quad (1)$$

концентрації  $\text{CO}$  та  $\text{NO}_x$  – поліномами третього порядку від трьох незалежних факторів:

$$B = b_0 + b_1 \cdot \theta + b_2 \cdot n + b_3 \cdot M_k + b_{11} \cdot \theta^2 + b_{22} \cdot n^2 + b_{33} \cdot M_k^2 + b_{12} \cdot \theta \cdot n + b_{13} \cdot \theta \cdot M_k + b_{23} \cdot n \cdot M_k + b_{111} \cdot \theta^3 + b_{222} \cdot n^3 + b_{333} \cdot M_k^3 + b_{112} \cdot \theta^2 \cdot n + b_{113} \cdot \theta^2 \cdot M_k + b_{122} \cdot \theta \cdot n^2 + b_{223} \cdot n^2 \cdot M_k + b_{133} \cdot \theta \cdot M_k^2 + b_{233} \cdot n \cdot M_k^2 + b_{123} \cdot \theta \cdot n \cdot M_k, \quad (2)$$

де  $A$ ,  $B$  – відповідні показники двигуна;

$a_{ijk}$ ,  $b_{ijk}$  – коефіцієнти поліноміальних моделей.

Коефіцієнти поліноміальних моделей  $a_{ijk}$ ,  $b_{ijk}$  визначалися за допомогою методу найменших квадратів [6, 8].

Математичний описання показників роботи двигуна МеМЗ–245 в навантажувальних режимах отримано для кожного з випадків живлення двигуна автомобільним бензином А-95 та сумішами бензину з 10 та 20 % добавками біоетанолу.

За результатами швидкісних характеристик отримано математичні моделі зміни  $G_{\text{пал.}}$ ,  $G_{\text{пов.}}$ , концентрацій у відпрацьованих газах  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$ ,  $\text{NO}_x$  при роботі двигуна в режимі холостого ходу, як функцій  $f(\theta, n_d, \%_{\text{ет.}})$  у вигляді полінома другого порядку від трьох незалежних факторів, де  $\%_{\text{ет.}}$  – відсотковий вміст біоетанолу (0, 10 або 20 %) в суміші з бензином.

Перевірка адекватності математичних моделей виконана за F–критерієм (критерій Фішера), за яким гіпотеза про однорідність двох дисперсій  $s_1^2$  та  $s_2^2$ , визначених зі ступенями свободи  $f_1$  та  $f_2$  відповідно, не відкидається, якщо розрахункове відношення  $F_p = s_1^2/s_2^2$  не перевищує табличного значення  $F_T$  для числа ступенів свободи  $f_1$  та  $f_2$  і для рівня значущості  $\alpha$  (в даній роботі рівень значущості прийнятий  $\alpha = 0,05$ ;  $F_T = 19,4$ ) [6]. Результати такої перевірки наведені в табл. 1.

**Висновки.** Одним зі способів дослідження впливу різних експлуатаційних факторів на показники роботи двигуна автомобіля є розрахункові методи з використанням математичних моделей.

Для дослідження впливу добавок біоетанолу до бензину та УКВЗ на енергетичні, екологічні показники й паливну економічність двигуна МеМЗ-245 отримані математичні моделі, які описують його як споживач палива, повітря та джерело енергії і викидів ШР. Виконана перевірка адекватності поліноміальних моделей за F–критерієм.

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Говорун А.Г., Корнач А.О., Захарченко О.М. та ін.* Математичне моделювання руху автомобіля за міським їздовим циклом при живленні двигуна спиртовими сполуками // Вісник Нац. трансп. ун.. – К.: НТУ. – 2006. – Вип. 12. – С. 109-114.
2. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. – Введ. 01.01.92. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 34 с.
3. *Гутаревич Ю.Ф.* Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях. – К.: Вища шк., 1991. – 179 с.
4. *Гутаревич Ю.Ф., Корнач А.О., Говорун А.Г. та ін.* Вплив кута випередження запалювання на показники двигуна за роботи на сумішевих паливах із різним вмістом спиртових сполук // Автошляховик України. – 2006. – №1. – С. 19-21.
5. *Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г. та ін.* Екологія та автомобільний транспорт: Навч. посібн. – К.: Арістей, 2006. – 292 с.
6. *Зедгинидзе И.Г.* Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем. – М.: Наука, 1976. – 390 с.
7. *Корнач А.О., Захарченко О.М.* Визначення оптимального кута випередження запалювання двигуна з іскровим запалюванням за роботи на сумішевих паливах // Автошляховик України: Окр. вип.. Вісник Північного наукового центру ТАУ. – 2006. – Вип. 9. – С. 47-49.
8. *Рафалес-Ламарка Э.Э., Николаев В.Г.* Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов. – К.: Наукова думка, 1971. – 120 с.

УДК 69.059.4  
© 2006

*Клименко Є.В., кандидат технічних наук,  
Дорофєєв В.С., доктор технічних наук*  
Одеська державна академія будівництва та архітектури

## ОКРЕМІ АСПЕКТИ МОНІТОРИНГУ СТАНУ СКЛАДНИХ СИСТЕМ

**Постановка проблеми.** Значну частину основних засобів підприємств агропромислового комплексу становлять будівлі та споруди різноманітного призначення. Будівлі та споруди, як правило, відрізняються між собою за багатьма показниками: призначенням, умовами експлуатації, конструктивною схемою, матеріалами, режимом експлуатації тощо. Вони відносяться до складних систем, які характеризуються ієрархією окремих елементів системи та різними впливами цих елементів на роботу системи в цілому. Відомо, що середня зношеність основних фондів України сягає 45% [3]. У сільському господарстві цей показник суттєво вищий через низку причин: по-перше, через відсутність достатньої інновації в даній галузі господарства; по-друге, значна кількість об'єктів експлуатується в умовах агресивного середовища; по-третє, відсутність або недовірливість служби спостереження за будівлями та спорудами, внаслідок чого неможливе прийняття адекватних заходів щодо збереження та подовження ресурсу об'єктів.

*Запропонована організаційно-технічна система процесу спостереження за окремими будівельними конструкціями та будівлями і спорудами в цілому, що забезпечує надійну експлуатацію за умови мінімізації витрат на всі заходи. Наведені рекомендації щодо визначення технічного стану службою спостереження за будівлями та спорудами.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Виробничі будівлі та споруди в процесі експлуатації, а також під час її тимчасового припинення повинні знаходитися під систематичним спостереженням інженерно-технічними працівниками, відповідальними за збереження цих об'єктів. Ця робота регламентується „Положенням про безпечну та надійну експлуатацію виробничих будівель і споруд“ [4]. Однак викладені в цих документах вимоги, по-перше, не пов'язані з паспортизацією будівель та споруд, а по-друге, не мають комплексного характеру та слабо враховують відповідність будівлі чи споруди [1-3]. Виходячи з цього, розробка рекомендацій з моніторингу технічного стану будівель та споруд є актуальним завданням.

**Мета досліджень** полягає в тому, щоб запропонувати таку організаційно-технічну систему процесу спостереження за окремими будівельними конструкціями та будівлями і спорудами в цілому, яка б забезпечила надійну експлуатацію за умови мінімізації витрат на всі заходи.

**Результати досліджень.** У даний час світова практика експлуатації складних систем іде шляхом створення технології управління цим процесом, що вимагає в будь-який момент мати значення параметрів системи. Будівельні системи мають ряд особливостей експлуатації, з якими пов'язані й особливості їх моніторингу. Однією з таких особливостей є тривалий час експлуатації будівлі чи споруди, який вимірюється іноді десятками і навіть сотнями років. Ця обставина веде до того, що відпадає необхідність у безперервному визначенні показників експлуатаційної придатності та постійному співставленні їх із допустимими значеннями.

Основною задачею огляду та обстеження будівельних конструкцій, що проводиться службою спостереження за безпечною експлуатацією будівель і споруд під час їх експлуатації та спеціалізованою організацією (під час проведення паспортизації), є визначення їх технічного стану на даний час. Результати проведеної роботи повинні характеризуватися:

- достовірністю та обґрунтованістю;
- можливістю співставлення;
- мати характер накопичення інформації в часі.

Для цього необхідно, щоб інформація про стан конструкцій була однотипною та заносилася до одного документа, тобто уніфіковувалася. На жаль, нині, служба спостереження веде технічний журнал з експлуатації будівлі (споруди), а спеціалізована організація складає звіт за результатами періодичного обстеження, вносячи зміни до паспорта технічного стану будівлі (споруди). Як показує практика, ці два документи носять наскільки різний характер оцінки технічного стану окремих конструкцій та будівель і споруд в цілому, що співставити їх практично неможливо. Таким чином, втрачається та інформація, яка

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

могла б бути корисною під час прийняття рішення щодо подальшої експлуатації об'єкта.

Пропонується:

- Паспорт технічного стану будівлі (споруди) скоротити, залишивши лише інформацію, необхідну для визначення стану об'єкта. Скорочення стосується: загальних даних про підприємство; загальних відомостей про будівлю (споруду) тощо.

- Технічний журнал з експлуатації будівлі (споруди) зробити невід'ємним додатком до паспорта. До нього вносяться дані, отримані як спеціалізованою організацією під час проведення робіт із паспортизації, так і відповідальними за експлуатацію службами. Ці записи повинні бути конкретними, тобто такими, що відображають основні показники експлуатаційної придатності окремих конструкцій або будівлі чи споруди в цілому, а також співставними.

Зазвичай, досвіду та знань служби спостереження за безпечною експлуатацією будівель і споруд недостатньо для оцінювання технічного стану, але її співробітники можуть вести постійний моніторинг конструкцій та збір інформації про їх стан. Із цією метою спеціалізованою організацією під час паспортизації повинна бути розроблена детальна інструкція, яка б не формально (як це частіше за все робиться), а конкретно давала вказівки для служби спостереження щодо збору конкретної інформації та спостереження за певними характеристиками конструкцій.

При цьому виникає проблема визначення часу, коли конструкція може перейти в інший технічний стан, тобто коли наступить відмова конструкції за показниками експлуатаційної придатності однієї з груп [1], тобто, власне кажучи, запас системи ієрархії будівлі (споруди).

Запас окремих показників експлуатаційної придатності визначимо наступним чином:

$$\Delta P_i = P_i - P_{lim} \quad (1),$$

де  $P_i$  – значення показника експлуатаційної придатності в певний  $i$ -тий момент часу;  $P_{lim}$  – граничне значення цього параметра для певного стану.

За головними показниками експлуатаційної придатності (як правило, це показники першої групи: міцність, прогини, стійкість тощо) спеціалізована організація на підставі проведених періодичних оглядів дати фактичні (на час обстеження) та граничні значення. Це дасть можливість недостатньо кваліфікованим спеціалістам служби спостереження контролювати процес погіршення показників та вчасно прийняти адекватні заходи щодо підтримання експлуатаційної придатності об'єктів на відповідному рівні.

У роботі [2] проаналізовано вплив різних параметрів залізобетонних конструкцій (робочої висоти та ширини перерізу; кількості поздовжньої робочої арматури; класу бетону) на несучу здатність залізобетонних конструкцій при різних показниках коефіцієнта армування. Це дає можливість прогнозувати зменшення цього показника експлуатаційної придатності (міцності) зі зміною параметрів.

Для спеціалістів служби спостереження за безпечною експлуатацією будівель та споруд розроблені рекомендації, що дають можливість оцінювати вплив того чи іншого параметра на міцність (табл. 1).

### 1. Оцінка впливу показників експлуатаційної придатності на міцність

Параметр (показник експлуатаційної придатності), що змінюється	Напружений стан				
	елементи, що згинаються			стиснуті елементи	
	$\mu_{min}$	$\mu_{opt}$	$\mu_{max}$	відносно малі ексцентри-ситети	відносно великі ексцентри-ситети
Висота поперечного перерізу $h$ ( $h_0$ )	$C_{10}$ $M_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$		
Ширина поперечного перерізу ( $b$ )	$H$	$C_{10}$ $M_{20}$	$M_{10}$ $M_{20}$		
Сумарна площа арматури ( $A_{s, tot} = A_s' + A_s$ )	$C_{10}$ $C_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$	$B_{10}$ $C_{20}$	$B_{10}$ $C_{20}$
Стиснена арматура ( $A_s'$ )				$C_{10}$ $C_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$
Розтягнута арматура ( $A_s$ )				$C_{10}$ $M_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$
Міцність бетону ( $R_b$ )	$H$	$C_{10}$ $C_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$	$C_{10}$ $C_{20}$	$M_{10}$ $M_{20}$



## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Вплив різних факторів на несучу здатність елементів оцінювалося трьома рівнями:

- практично не впливає – оцінювався вплив у випадку, коли за реальної зміни параметрів фактора зміна несучої здатності не перевищувала 5% (в таблиці позначено буквою Н);
- мало впливає (в таблиці позначено буквою М) – коли за реальної зміни параметрів фактора зміна несучої здатності не перевищувала 10% або 20% (індекси до позначення відповідають границі критерію);
- суттєво впливає – (в таблиці позначено буквою С) – коли за реальної зміни параметрів фактора зміна несучої здатності перевищувала 10% або 20% (індекси до позначення відповідають границі критерію).

Працівники служби спостереження під час проведення оглядів фіксують ступінь пошкодження, проводячи порівняння зниження показників із наявним запасом, та роблять висновок про можливість подальшої експлуатації системи.

Процедури як обстеження, так і проведення поточних (коли показники експлуатаційної придатності не підвищуються, а лише уповільнюється їх погіршення) та капітальних (у результаті яких поліпшуються показники експлуатаційної придатності) ремонтів вимагають певних, часом значних, фінансових витрат. Для оптимізації (мінімізації) цих витрат створена наступна модель. Введемо позначення дій та затрат на їх проведення (табл.2).

### 2. Модель оптимізації витрат

Вид втручання	Кількість дій	Витрати на одну дію	Ризик на досягнення мети після всіх дій
Діагностика конструкції	$n$	$DD$	$\alpha$
Поточний ремонт	$p$	$PP$	$\beta$
Капітальний ремонт	$k$	$RR$	$\gamma$

Виходячи з того, що втручання має здійснюватися з дотриманням вимог щодо мінімізації ризику, мінімізації витрат та мінімізації кількості втручань, отримуємо співвідношення щодо введених елементів формалізації:

$$\left. \begin{aligned} n + p + k = m1 &\rightarrow \min; \\ DD \times n + PP \times p + RR \times k = m2 &\rightarrow \min; \\ \alpha/n + \beta/p + \gamma/k &\rightarrow \min. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Дотримуючись необхідної умови оптимуму, для визначення значення „ $k$ “ необхідно розв'язати рівняння

$$\frac{\beta \times (PP - DD) \times (RR - DD)}{(m2 - DD \times m1 - (RR - DD) \times k)^2} + \frac{\alpha \times (PP - DD) \times (RR - PP)}{(m1 \times PP - m2 + (RR - PP) \times k)^2} + \frac{\gamma}{k^2} = 0 \quad (3).$$

У результаті розв'язку будемо матимемо оптимальне (з точки зору фінансових витрат) рішення щодо проведення втручань у роботу системи будівлі чи споруди.

**Висновки.** 1. Запропоновані зміни до структури нормативних документів дають можливість координувати дії спеціалізованих організацій (паспортизація) та служби спостереження за безпечною експлуатацією будівель і споруд (експлуатація). При цьому інформація щодо стану об'єкта накопичується, даючи можливість оцінювати технічний стан системи більш достовірно.

2. Практичні пропозиції щодо визначення залишкового ресурсу будівельних конструкцій, а значить і будівель (споруд) у цілому, дозволяють працівникам служби спостереження своєчасно виявити можливість переходу системи в інший технічний стан, використавши адекватні заходи.

3. Запропонована модель дає можливість призначати терміни виконання робіт із технічного обстеження конструкцій та виконання поточних і капітальних ремонтів. При цьому забезпечується встановлений рівень надійності системи протягом усього періоду експлуатації та мінімальні експлуатаційні витрати.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Клименко С.В. До питання надійності залізо-бетонних конструкцій // Будівельні конструкції: Міжвід. наук.-техн. зб. у двох томах. – Том 2. НДІБК, 2005. – Вип. 62. – С.210-215.

2. *Клименко Є.В.* До питання ранжирування параметрів залізобетонних конструкцій при визначенні їх технічного стану // Вісник Одеської держ. акад. будівн. та архітект. / Одеська державна академія будівництва та архітектури, – Одеса: ОДАБА, 2006. – Вип.21. –С. 116-120.
3. *Кривошеєв П.І.* Науково-технічні проблеми реконструкції будівель та споруд // Будівельні конструкції: Міжвід. наук.-техн. зб. – Вип. 54. Всеукраїнська наук.-практ. конф. „Реконструкція будівель та споруд. Досвід і проблеми“. —К., 2001. – С. 11-17.
4. Нормативні документи з питань обстежень, паспортизації, безпечної та надійної експлуатації виробничих будівель і споруд / Держ. комітет буд-ва, архіт. та житлової політики України, Держнаглядохоронпраці України. — К., 1997. – 145 с.

УДК 621.43  
© 2006

*Корпач А.О., кандидат технічних наук,*  
Національний транспортний університет

## ОСОБЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВНОГО ЕТАНОЛУ НА ТРАНСПОРТІ

**Постановка проблеми.** Важливою проблемою нині є вирішення питання використання на автомобільному й інших видах транспорту альтернативних палив (спиртів, ефірів, олій), що можуть бути отримані з відновлювальних джерел енергії. Збільшення світового дефіциту нафтопродуктів і їх висока вартість потребує безперервного пошуку альтернативних джерел енергії для автомобільного транспорту.

*Наведені результати дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ-1102 «Таврія» за живлення двигуна бензином і паливним етанолом.*

Одним із перспективних альтернативних палив для двигунів з іскровим запалюванням є паливний етанол (високооктанова кисневмісна добавка – ВКД), який можна отримати з сільськогосподарської сировини чи її відходів (картоплі, цукрового буряку тощо).

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** У ряді країн світу (Бразилії, США та ін.) уже впродовж тривалого часу як паливо для двигунів використовується паливний етанол у чистому вигляді або як добавка до бензину [1].

В останні роки використання паливного етанолу на автомобільному транспорті постійно зростає. Наприклад, виробництво паливного етанолу в США в 2010 році очікується на рівні 1,5 млрд. дол, у 2020 – близько 3,5 млрд. дол, що складає близько 20% в енергетичному еквіваленті енергоресурсів, що використовуються. За даними [5], в Україні нині наявна достатня сировинна база для отримання необхідної кількості альтернативних (біологічних) палив для двигунів транспортних засобів як із двигунами з іскровим запалюванням, так і дизелів.

### 1. Перспективи виробництва рідкого біопалива в Україні [5]

Сільськогосподарська культура	Максимально досягнута площа вирощування у період із 1980 р. по 2003 р., км <sup>2</sup>	Площа, що передбачається для вирощування рослин, із метою отримання рідкого біопалива, км <sup>2</sup>	Врожайність, досягнута в деяких господарствах України та Західної Європи, тонн/км <sup>2</sup>	Виробництво рідкого біопалива, тис. тонн/рік		Ефективність впровадження рідкого біопалива	
				спирту	біодизельного пального	економія традиційного палива, т.у.п/рік	зменшення викидів CO <sub>2</sub> , тис. тонн/рік
Цукровий буряк	18189,7	2728	5000	985,65	-	915,25	3074
Кукурудза	21240	6372	600	1097,1	-	1018,72	3422
Картопля	19031,7	1903	3000	553,54	-	513,7	1727
Ріпак	842	47423	400	-	6413,14	8230,59	20476
Соняшник	39475,2	3947	250	-	341,88	414,91	1092
Соя	2089,6	14627	200	-	550,12	707,48	1756
Деревина	-	-	-	12,009	-	8,235	39
Всього	106 664*	77 000	-	2648,3**	7305,14**	11808,885	31586

\*Площа земель України, придатних для сільгоспвиробництва, становить 430880 км<sup>2</sup>, у тому числі рілля – 356880 км<sup>2</sup>; з цієї площі у 2003 році безпосередньо для вирощування всіх сільгоспкультур використовувалося лише 250810 км<sup>2</sup>.

\*\*В Україні в 2003 році спожито: бензину – 3603,7 тис.тонн, який можна замінити спиртом, традиційного дизпалива – 5173,7 тис.тонн, яке можна замінити біодизельним паливом.

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Виробництво цієї сировини забезпечується достатньою кількістю посівних площ та сільськогосподарських культур, із яких дану сировину отримують. Про це свідчать дані табл. 1 [5].

Існує декілька технологій використання паливного етанолу (який відноситься до спиртових сполук) як моторного палива. Найбільш широко спиртові сполуки використовуються у вигляді добавки до базового бензину. Разом із тим відомо, що величина цієї добавки обмежується здатністю бензо-спиртової суміші до розшарування та необхідністю зміни конструкції двигуна. Значно збільшити величину добавки (до 40% і більше) можливо у разі роздільної подачі бензину і спиртових сполук у циліндри двигуна.

У Національному транспортному університеті розроблено цілу серію систем живлення для двигунів внутрішнього згорання з іскровим запалюванням [3-4, 6-8] за роздільної подачі бензину і спиртових сполук (паливного етанолу) в циліндри двигуна. Останню систему живлення розроблено для двигуна вітчизняного легкового автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія” на базі карбюратора ДААЗ-21081 [2]. Карбюратор має збалансовану поплавцеву камеру, систему відсосу картерних газів у порожнину за дросельною заслінкою першої камери, дві головні дозуючі системи першої і другої камер, систему холостого ходу з перехідною системою першої камери, перехідну систему другої камери, економайзер, еконостат, діафрагменний насос-прискорювач, пусковий пристрій, економайзер примусового холостого ходу.

У розробленій системі живлення подача паливного етанолу здійснюється лише в другу камеру, тобто, коли двигун працює на повних навантаженнях близьких до них. У режимі холостого ходу та часткових і малих навантажень двигун працює на бензині.

Для забезпечення роздільної подачі бензину і паливного етанолу в двигун в штатну систему живлення внесено такі зміни: встановлений додатковий паливний бак, фільтр і підкачувальний насос; у впускний канал другої камери встановлено електричний підігрівач повітря; в карбюраторі ДААЗ-21081 встановлена додаткова поплавцева камера, сполучена з головною дозуючою системою другої камери; головна дозуюча система другої камери відокремлена від порожнини поплавцевої камери карбюратора ДААЗ-21081; збільшено отвір паливного жиклера головної дозуючої системи другої камери карбюратора.

Для покращання сумішоутворення та робочого процесу двигуна в експериментальній системі живлення запропоновано електричний підігрівач паливоповітряної суміші, що встановлювався у повітряному патрубку вторинної змішувальної камери. Електричний нагрівач вмикався в систему електрозабезпечення двигуна через реле, момент включення якого співпадав із включенням мікрвимикача. Вмикання та вимикання вимикача здійснювалося від важеля відкриття вторинної камери карбюратора.

**Метою роботи** є визначення показників роботи двигуна МеМЗ-245, обладнаного експериментальною системою живлення на автомобілі ЗАЗ-1102 “Таврія” в реальних умовах експлуатації.

**Результати досліджень.** Проведеними стендовими випробуваннями двигуна МеМЗ-245 підтверджена працездатність експериментальної системи живлення. Згідно з програмою випробувань було отримано серію навантажувальних характеристик за різних частот обертання колінчастого вала двигуна, характеристики активного та примусового холостого ходу [2].



*Рис. 1. Двигун МеМЗ-245 на автомобілі ЗАЗ-1102 “Таврія”*



*Рис. 2. Автомобіль ЗАЗ-1102 “Таврія”, підготовлений для проведення випробувань*

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Проведеними стендовими випробуваннями двигуна МеМЗ-245 підтверджена працездатність експериментальної системи живлення за роздільної подачі бензину і ВКД у циліндри двигуна в широкому діапазоні швидкісних та навантажувальних режимів і може бути використана на двигунах легкових автомобілів.

Експериментальна система живлення встановлювалася на двигун МеМЗ-245 (рис. 1) автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія” (рис. 2) й були проведені дорожні випробування. Програма випробувань включала отримання паливної характеристики усталеного руху автомобіля за різних швидкостей руху згідно ГОСТ 20306-90 та визначення витрати палива на маршруті, що складався із вулиць м. Києва довжиною 4,5 км з інтенсивним рухом з великою кількістю перехресть.

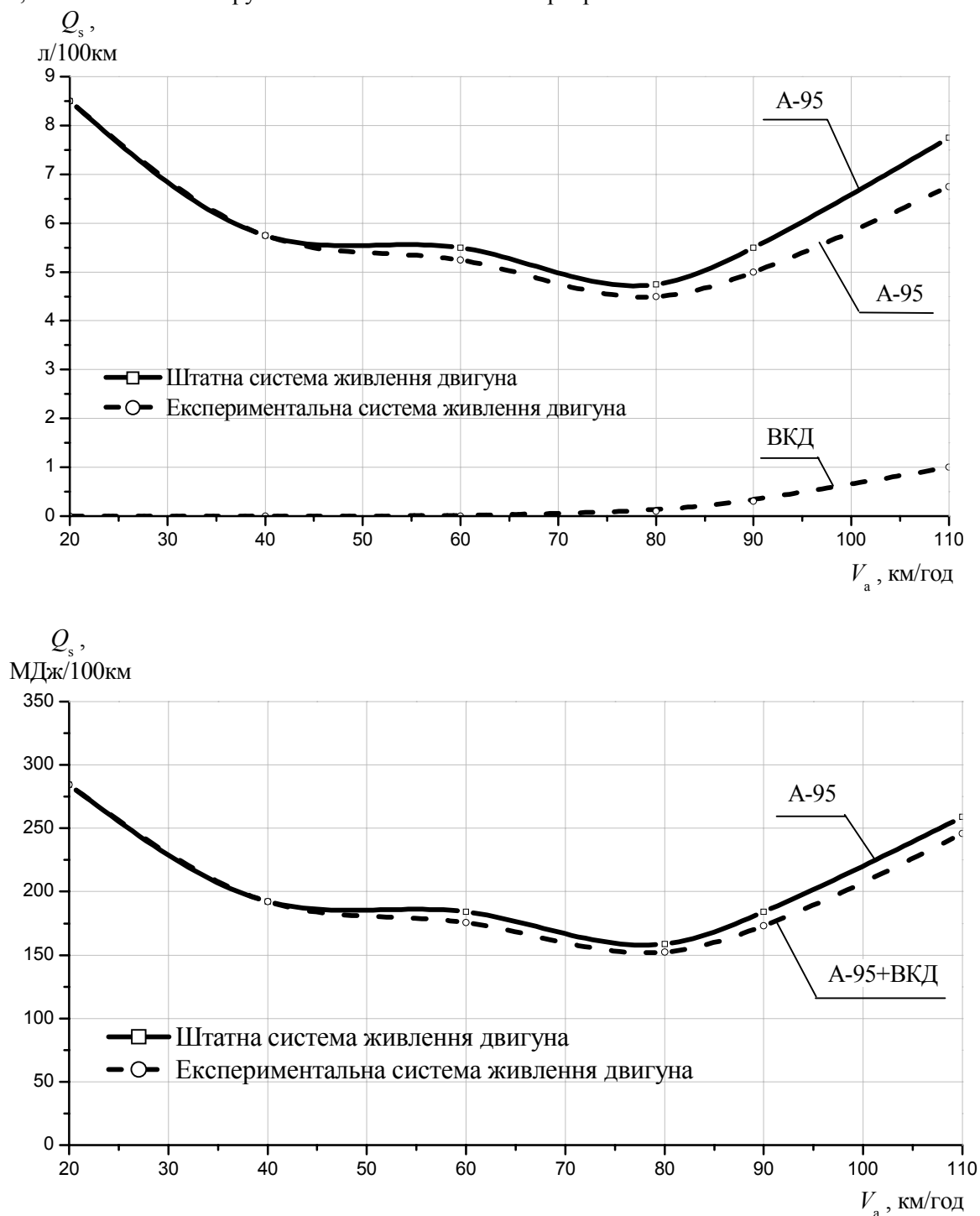


Рис. 3. Паливна характеристика автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія”

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

### 2. Результати дорожніх випробувань автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія”

Параметри	Штатна система живлення		Експериментальна система живлення	
	А-95		А-95	ВКД
Витрата палива, л/100км	11,07		10,78	0,41
			11,19	
Витрата палива, МДж/100км	370,26		360,41	8,22
			368,63	
Середня швидкість автомобіля, км/год	25,73		26,87	

На рис. 3 показана паливна характеристика автомобіля, знята за роботи двигуна зі штатною системою живлення бензином А-95 та експериментальною системою живлення, з якої видно, що подача ВКД у циліндри двигуна забезпечується при швидкості близько 45 км/год.

Експериментальна система живлення забезпечує зниження витрати палива в тепловому еквіваленті до 5% за рахунок збіднення паливоповітряної суміші та підвищення індикаторного ККД двигуна.

Результати експлуатаційних випробувань автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія”, двигун якого обладнаний експериментальною системою живлення за роздільної подачі в циліндри двигуна бензину і ВКД, наведені в табл. 2. За даними табл. 2 видно, що експериментальна система живлення забезпечує практично однакову витрату палива в тепловому еквіваленті. Різниця знаходиться в межах точності вимірювання витрат палив.

**Висновки.** Експериментальними дослідженнями підтверджена працездатність експериментальної системи живлення двигуна МеМЗ-245 за роздільної подачі бензину і ВКД у циліндри. За паливною характеристикою автомобіля ЗАЗ-1102 “Таврія” експериментальна система живлення забезпечує зниження витрати палива в тепловому еквіваленті близько 5% за рахунок збіднення паливоповітряної суміші й підвищення індикаторного ККД двигуна. Експлуатаційними випробуваннями підтверджено, що система живлення забезпечує практично однакову витрату палива в тепловому еквіваленті у реальних умовах експлуатації.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О. та ін. Використання бензоспиртових сумішей в двигунах з іскровим запалюванням /Автошляховик України. – 2002. – № 2. – С.8-10.
2. Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О. Система живлення за роздільної подачі бензину та етилового спирту в двигун внутрішнього згоряння. Збірник матеріалів Всеукр. наук.-практ. конф. “Енергетика. Енергозбереження. Енергосервіс”. – Одеса. – 2003. – С. 18-21.
3. Двопаливна система живлення для двигунів внутрішнього згоряння. Говорун А.Г., Корпач А.О. Деклараційний патент на корисну модель. F02M13/06 № 3409, опубл. 15.11.2004, бюл. № 11.
4. Двопаливна система живлення для двигунів внутрішнього згоряння. Говорун А.Г., Корпач А.О. Патент на винахід. F02M13/00 № 75630, опубл. 15.05.2006, бюл. № 5.
5. Забарний Г.М., Кудря С.О., Кондратюк Г.Г. та ін. Термодинамічна ефективність та ресурси рідкого біопалива України. Інститут відновлювальної енергетики НАН України. Відділ відновлювальних органічних енергоносіїв. – К. – 2006. – 226 с.
6. Система живлення для двигунів внутрішнього згоряння. Гутаревич Ю.Ф., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мороз О.Г. Деклараційний патент на винахід. F02M13/06, N54740 А, опубл. 17.03.2003, бюл. № 3.
7. Система живлення для двигунів внутрішнього згоряння. Корпач А.О., Говорун А.Г. Деклараційний патент на винахід. F02M13/06, N54781 А, опубл. 17.03.2003. бюл. № 3.
8. Система живлення для двигунів внутрішнього згоряння. Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, А.О. Корпач. Деклараційний патент на винахід. F02M13/06, N60678 А, опубл. 15.10.2003. бюл. № 10.

УДК 612.9  
© 2006

*Лапенко Т.Г., кандидат технических наук,  
Дудников А.А., кандидат технических наук,  
Беловод А.И., соискатель,*

Полтавская государственная аграрная академия

## К ВОПРОСУ ДЕФОРМАЦИИ МАТЕРИАЛА ПРИ ОБРАБОТКЕ ДАВЛЕНИЕМ

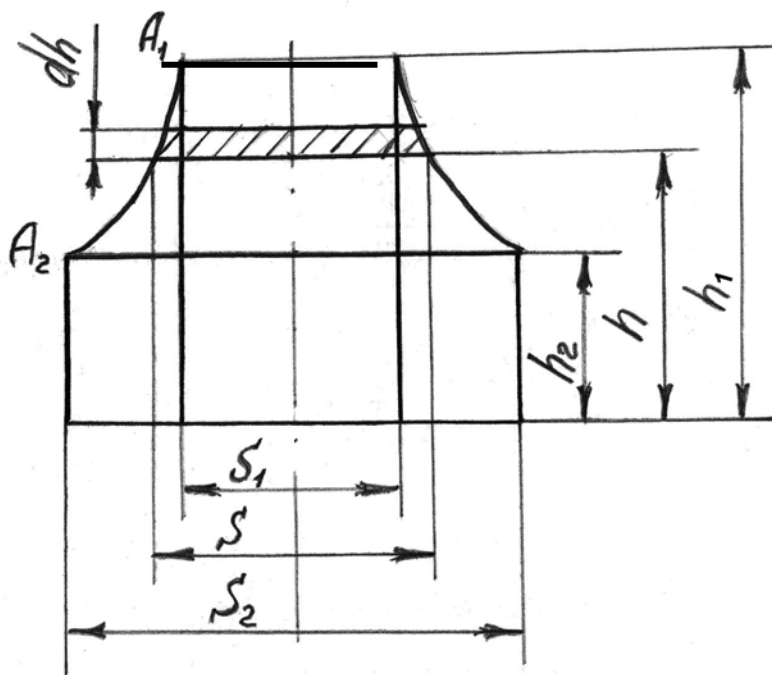
**Постановка проблемы.** При обработке восстанавливаемых деталей необходимо знать величину перемещений обрабатываемого материала. Нахождение соотношения между перемещениями в разных направлениях позволяет определить возможность компенсации износа поверхностей деталей при применении тех или иных технологических процессов восстановления.

*Розглянуті питання знаходження співвідношення між переміщенням обробленого матеріалу з метою визначення компенсації зносу за відновлення.*

В общем случае объемной схемы деформации решение задачи о соотношении деформаций представляет определенные трудности.

**Анализ основных исследований и публикаций.** При обработке давлением абсолютную деформацию за небольшой промежуток времени обычно относят к размеру тела в начальный момент этого промежутка. В этом случае полная относительная деформация определяется как сумма малых деформаций за весь процесс деформирования, т.е. как интеграл бесконечно малых приращений деформации. Так, при осадке образца с начальной высотой  $h_1$  до конечной высоты  $h_2$  (рис. 1), допустим, что в какой-то момент времени высота образца будет  $h$ , а бесконечно малое уменьшение его высота равно  $dh$ . Тогда бесконечно малая деформация составит:

$$d\delta_h = \frac{dh}{h}. \quad (1)$$



**Рис. 1.** Схема к определению деформации при осадке образца

Полная относительная деформация осадки образца от  $h_1$  до  $h_2$  будет:

$$\delta h = \int_{b_1}^{b_2} \frac{dh}{h} = \ln \frac{h_2}{h_1} \quad (2).$$

Деформацию образца с исходными размерами  $h_1, b_1, l_1$  и конечными  $h_2, b_2, l_2$  можно аналогично определить деформации в направлениях ширины  $b$  и длины  $l$ :

$$\delta b = \int_{b_1}^{b_2} \frac{db}{b} = \ln \frac{b_2}{b_1} \quad (3).$$

$$\delta l = \int_{l_1}^{l_2} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_2}{l_1} \quad (4).$$

**Цель исследования и методика их проведения.** Коэффициенты деформации при осадке образца, т.е. отношения размеров образца после деформации к соответствующим размерам до деформации, могут быть определены:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{h_2}{h_1}; \\ \beta &= \frac{b_2}{b_1}; \\ \lambda &= \frac{l_2}{l_1}. \end{aligned} \right\} \quad (5).$$

При радиальной схеме течения металла (деформирование дисков копачей свеклоуборочных машин, поршневых пальцев автотракторных двигателей и др.) коэффициенты деформации по длине и ширине будут равны между собой, т.е.:

$$\lambda = b = \frac{l}{\sqrt{\eta}} \quad (6).$$

При осадке цилиндрического образца с трением схема перемещения материала является радиальной и направление его течения определяют на основании закона наименьшего сопротивления, который гласит, что в случае возможности перемещения точек деформируемого тела в различных направлениях каждая точка перемещается в направлении наименьшего сопротивления [1]. Закон наименьшего сопротивления определяет качественную связь между перемещениями частиц материала при его пластической деформации и сопротивлением этому перемещению.

**Результаты исследования.** В соответствии с нормальной схемой течения элементарный объем, смещаемый по высоте, равен:

$$dV_h = -\frac{b^2}{2} dh \quad (7).$$

Объем, смещаемый в направлении длины, составляет:

$$dV_l = bhd l \quad (8).$$

Приравняв равенства (7) и (8), получаем:

$$dl = -\frac{b}{2} \cdot \frac{dh}{h} \quad (9).$$

Из условия постоянства объема  $V$ :



$$b = \frac{V}{lh} \quad (10).$$

Подставляя это выражения в уравнение (9) получаем:

$$l dl = -\frac{V}{2} \cdot \frac{dh}{h^2} \quad (11).$$

После интегрирования получаем:

$$l^2 = \frac{V}{h} + C \quad (12),$$

где  $C$  – постоянная интегрирования, определяемая из условия  $h=h_1, l=l_1$ .

$$C = l_1^2 - \frac{V}{h_1} \quad (13).$$

В конце процесса осадки  $l=l_2$ , а  $h=h_2$ . В этом случае выражение (12) примет вид:

$$l_2^2 = \frac{V}{h_2} + l_1^2 - \frac{V}{h_1} \quad (14).$$

Заменяя объём  $V$  произведением  $h_1, b_1, l_1$  и вынося за скобки  $l_1^2$ , получаем:

$$l_2^2 = l_1^2 \left[ 1 + \frac{b_1}{l_1} \left( \frac{h_1}{h_2} - 1 \right) \right] = l_1^2 \left[ 1 + \frac{b_1}{l_1} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) \right] \quad (15).$$

Отсюда коэффициент деформации в направлении длины будет:

$$\lambda = \frac{l_2}{l_1} \sqrt{1 + \frac{b_1}{l_1} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right)} \quad (16).$$

На основании условия постоянства объема  $\eta\lambda b=1$  определяем коэффициент деформации в направлении ширины:

$$\beta = \frac{1}{\eta\lambda} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{b_1}{l_1} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right)}} \quad (17).$$

**Выводы.** На основании проведенных расчетов можно сделать вывод, что чем больше осадка, т.е. чем больше  $\frac{1}{\eta} = \frac{h_1}{h_2}$ , тем меньше  $\lambda$ , т.е. коэффициент деформации в направлении длины. Применительно к упрочнению лезвия диска копача, чем больше осадка по его высоте, тем меньше деформация в радиальном направлении, т.е. по диаметру диска.

#### БИБЛІОГРАФІЯ

1. *Тарновский И.Я. и др.* Теория обработки металлов давлением. -М.: Металлургиздат, 1963. – 392 с.

УДК 631.312

© 2006

*Лебедев А.Т., доктор технических наук, Лебедев С.А., инженер,*

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

## ОПТИМИЗАЦИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

**Постановка проблемы.** Скорость движения тракторного агрегата при выполнении различных технологических операций определяет его производительность, энергозатраты и качество работ. При этом на энергетических работах, например пахоте, скорость движения тракторного агрегата определяется необходимостью обеспечения наибольшей его производительности при регламентированных энергозатратах; на менее энергоемких операциях, например культивации, оптимизируется экономичность агрегата, посеве – качество выполнения работ. В связи с этим направление исследования по выбору оптимальной скорости тракторного агрегата является актуальной задачей.

*Обґрунтовані критерії оптимізації вибору швидкості тракторного агрегату за продуктивністю та економічністю.*

**Анализ основных публикаций по данной проблеме.** В основу известных исследований [1, 3] по обоснованию скоростей движения тракторного агрегата положены прямые топливо-энергетические затраты и вероятностный характер нагрузки. Данная методика энергетического анализа обоснования скоростей движения тракторных агрегатов предусматривает выполнение большого объема экспериментальных работ, вследствие чего не представляется возможным оперативное сравнение агрегатов.

**Цель исследований и методика их проведения.** Цель исследований предусматривает обоснование критериев оптимизации скоростей движения тракторного агрегата при выполнении различных технологических операций. Данная цель решается с помощью методов вариационного исчисления с экспериментальной оценкой результатов теоретических исследований.

**Результаты исследований.** Тракторный агрегат, как объект оптимизации, является многомерной системой управления, на который воздействуют как управляемые входные параметры  $x_i$ , так и неуправляемые  $y_i$  (рис. 1).

Воздействия  $x_i$  и  $y_i$  на тракторный агрегат могут быть заменены обобщенными переменными  $Z_i$ . Действительно, управляемые входные переменные  $\kappa(t)$  и  $k(t)$  определяются в основном скоростью тракторного агрегата  $v(t)$ , а неуправляемые  $R(t)$ ,  $H(t)$  и  $B(t)$  – пройденным расстоянием  $\ell(t)$  и временем  $t$  движения.

В этом случае состояние тракторного агрегата как объекта оптимизации может быть описано системой дифференциальных уравнений вида:

$$y = f(Z_1, \dots, Z_n) \quad (1).$$

Будем считать, что основные оптимизируемые режимы работы тракторных агрегатов по производительности  $W(t)$ , расходу топлива  $G(t)$ , качеству выполнения работ  $\Phi(t)$  и т.д. являются функциями вида [3]:

$$I = \int_{t_0}^t F(\ell, v, t) dt \quad (2),$$

где  $F$  – оптимизируемая функция.

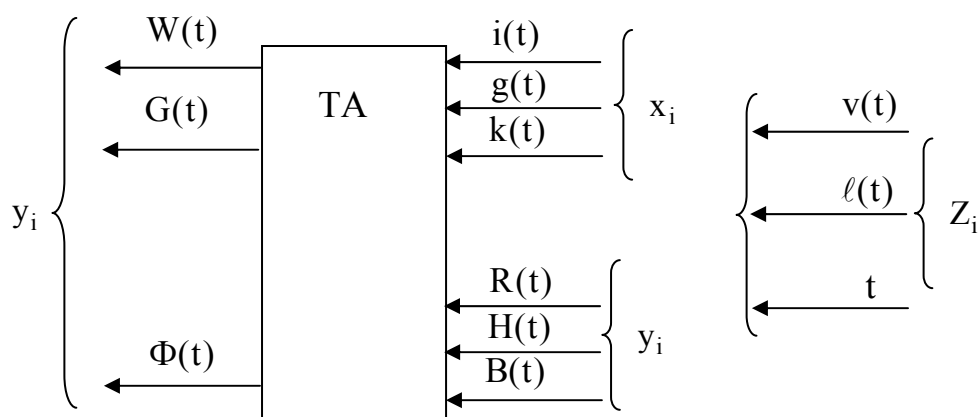


Рис. 1. Динамическая модель тракторного агрегата (ТА) как объекта оптимизации:

$y_i$  – оптимизирующая функция:  $W(t)$  – производительность,  $G(t)$  – расход топлива,  $\Phi(t)$  – показатель качества технологического процесса;

$x_i$  – управляемые входные переменные:  $i(t)$  – передаточное число трансмиссии,  $g(t)$  – подача топлива в двигатель,  $k(t)$  – поворот рулевого колеса;

$y_i$  – неуправляемые входные параметры:  $R(t)$  – тяговое сопротивление,  $H(t)$  – рельеф поля,  $B(t)$  – рабочая ширина захвата агрегата;

$Z_i$  – обобщенные входные переменные:  $v(t)$  – скорость агрегата,  $\ell(t)$  – путь,  $t$  – время

Необходимым условием экстремума функционала (2) является обращение в нуль функциональной производной (уравнения Эйлера):

$$\frac{\partial F}{\partial \ell} - \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial F}{\partial v} = 0 \quad (3).$$

Интегрирование нелинейного дифференциального уравнения Эйлера второго порядка на практике встречает значительные трудности, в связи с чем представляют интерес частные случаи, когда решение уравнения Эйлера (3) существенно упрощается вследствие специфического вида подынтегрального выражения функционала. Практический интерес при оптимизации скоростных режимов работы тракторного агрегата представляют функционалы по одной либо по двум обобщенным переменным (табл. 1).

Решение функционалов  $I_1, I_2$  и  $I_3$  не представляет особого труда. Оно определяется постоянными значениями  $\ell = const, v = const$  и  $t = const$ . Функционал  $I_2$  определяет движение тракторного агрегата с постоянной скоростью, когда обеспечивается наилучшее качество выполнения работ.

**1. Возможные варианты частных случаев функционала I (2)**

Переменные	Функционал	Переменные	Функционал
$\ell$	$I_1 = \int_{t_0}^t F(\ell) dt$	$\ell, v$	$I_4 = \int_{t_0}^t F(\ell, v) dt$
$v$	$I_2 = \int_{t_0}^t F(v) dt$	$\ell, t$	$I_5 = \int_{t_0}^t F(\ell, t) dt$
$t$	$I_3 = \int_{t_0}^t F(t) dt$	$v, t$	$I_6 = \int_{t_0}^t F(v, t) dt$

Некоторые трудности возникают при решении функционалов  $I_4, I_5$  и  $I_6$ . Проанализируем данные случаи.

1. Функционал  $F$  не содержит в явном виде величины  $t$ . В этом случае уравнение Эйлера (3) после некоторых преобразований для функционала  $I_4$  имеет вид:

$$F_{vv}(\ell, v) \cdot v' + F_{vt}(\ell, v) \cdot v - F_e(\ell, v) = 0 \quad (4).$$

Первый интеграл уравнения (4) можно записать в виде:

$$F(\ell, v) = v \cdot F_0(\ell, v) = C_1 \quad (5).$$

Решением уравнения (5) является

$$v = v(\ell, C_1, C_2) \quad (6),$$

где  $C_1, C_2$  – постоянные интегрирования.

2. Функция  $F$  не содержит в явном виде величины  $v$ . Уравнение Эйлера (3) для данного случая можно записать в виде:

$$F_\ell(t, \ell) = 0 \quad (7).$$

Уравнение (7) является конечным уравнением, определяющим в явной форме функциональную зависимость между  $\ell$  и  $t$ . В данном случае не возможно удовлетворить граничным условиям:

$$\ell(t^0) = \ell^0; \quad \ell(t^k) = \ell^k \quad (8),$$

то есть экстремалы функционала в общем виде не существует.

3. Функционал  $F$  не содержит в явном виде величины  $\ell$ . Уравнение Эйлера (3) для данного имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \cdot F_v(t, v) = 0 \quad (9).$$

По данному уравнению можно найти первый интеграл:

$$F_v(t, v) = C \quad (10).$$

Решением уравнения (9) является

$$\ell = \ell(t, C_1, C_2) \quad (11),$$

где постоянные интегрирования  $C_1, C_2$  определяются из граничных условий (8), а при отсутствии – из условий трансверсальности.

Из разобранных частных случаев уравнения Эйлера (3) для оптимизации скоростных режимов работы тракторного агрегата представляют интерес функционалы  $I_2, I_4$  и  $I_6$ , по которым может быть определена оптимальная скорость по качеству работ, экономичности и производительности.

*Скорость оптимальная по производительности ( $v_\omega$ ).* Выбор  $v_\omega$  осуществим по критерию максимальной выработки агрегата.

В общем виде выработку агрегата за смену можно определить по формуле [4]:

$$W_{см} = 0,1 \cdot B \cdot v \cdot T_p \quad (12),$$

где  $B$  – рабочий захват агрегата, м;  $v$  – действительная скорость агрегата, км/ч;  $T_p$  – чистое рабочее время агрегата за смену, ч.

Полагая, что в течение смены состав агрегата не меняется ( $B = const$ ), будем считать, что на тракторный агрегат как объект оптимизации по производительности воздействуют две переменные: скорость агрегата  $v$  и время  $t$ . В этом случае функционал (2) запишем в виде:

$$I = \int_{t_0}^t W_{см}(v, t) dt \quad (13).$$

Уравнение Эйлера (3) для данной задачи примет вид:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial W_{см}}{\partial v} = 0 \quad (14).$$

Из (14) получим условие выбора оптимальной по производительности скорости тракторного агрегата (критерий оптимальности):

$$\frac{\partial W_{см}}{\partial v} = \operatorname{tg} \alpha = C_{\omega}, \quad (15),$$

где  $\alpha$  – угол наклона касательной к  $W_{см} = f(v)$ ;  $C_{\omega} = \operatorname{const}$  – коэффициент оптимальности по производительности агрегата.

Таким образом, выработка тракторного агрегата за смену будет наибольшей, если скорость агрегата выбрана из условия сохранения постоянного отношения приращения производительности агрегата к приращению скорости (рис. 2).

Анализ выработки на пахоте за 5 ч работы тракторов ХТЗ-200 и Т-150 с плугом ПРУН-5-45 показывает, что зоны оптимальных скоростей по производительности в зависимости от глубины пахоты находятся для трактора Т-150 в пределах 4,5-6,5 км/ч, для ХТЗ-200 – 8-10 км/ч, причем нижний предел скорости относится для больших глубин пахоты, верхний – меньших. С изменением глубины обработки почвы оптимальная скорость  $v_{\omega}$  определяется пересечением кривой АБ, для которой критерий оптимальности  $C_{\omega}$  имеет постоянное значение, с кривой выработки агрегата за смену.

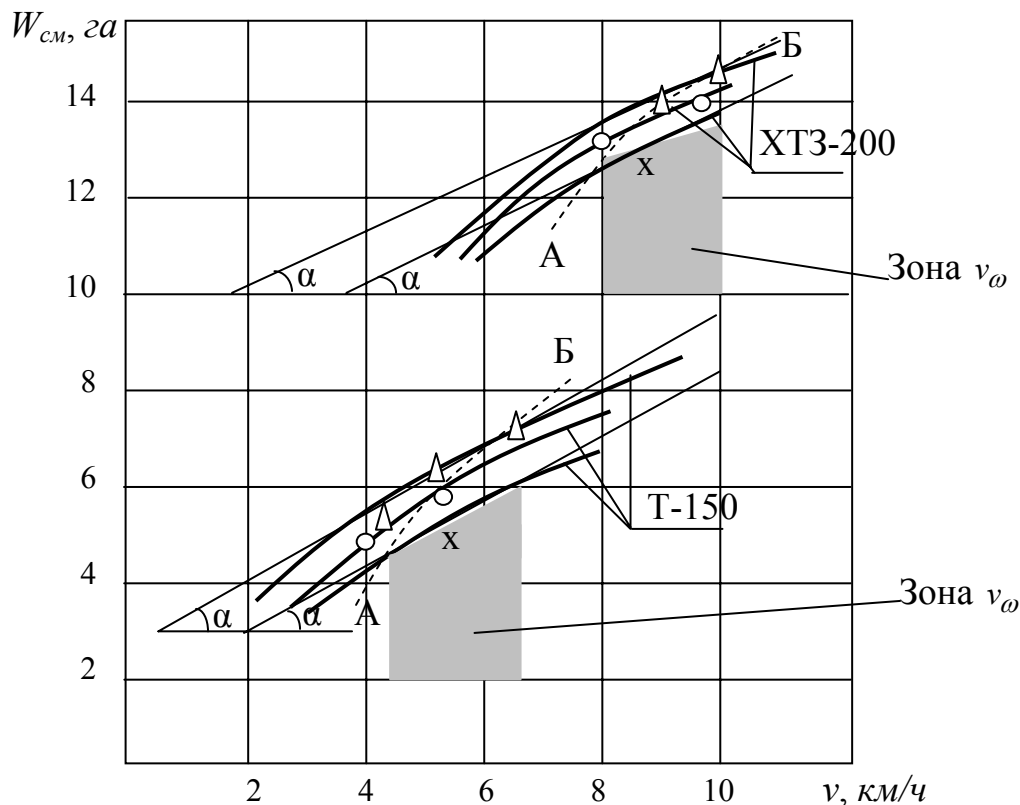


Рис. 2. Экспериментальные зависимости сменной (5 ч) выработки  $W_{см}$  гусеничных тракторов ХТЗ-200 и Т-150 с плугом ПРУН-5-45 от скорости движения  $v$  на вспашке стерни озимой пшеницы на глубину:  $\Delta \dots \Delta$  – 20-22 см;  $O \dots O$  – 25-27 см;  $x \dots x$  – 27-30 см

Скорость оптимальная по экономичности ( $v_g$ ). Выбор  $v_g$  осуществим по критерию минимума расхода топлива. При решении данной задачи допустим, что к.п.д. трансмиссии трактора на разных режимах работы величина постоянная. В этом случае можно считать, что расход топлива  $\Theta$  прямо пропорционален выполненной работе  $A$  трактором на длине гона  $\ell$  за время  $t$ :

$$\Theta = \int_{t_0}^t A = \int_{t_0}^t Rv dt \quad (16),$$

где  $R$  – сопротивление передвижению тракторного агрегата.

При работе тракторного агрегата в загоне сопротивление агрегата непрерывно изменяется вследст-

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

вие постоянно изменяющихся в пути рельефа поля, рабочей ширины захвата и т.д., то есть с достаточным приближением можно считать, что  $R$  характеризуется  $\ell$ . В этом случае подынтегральное выражение в уравнении (16), определяющее мощность, необходимую для передвижения тракторного агрегата ( $N_{кр} = Rv$ ), является функцией пути  $\ell$  и скорости  $v$ . Для данного случая функционал (2) запишем в виде:

$$I = \int_{t_0}^t \Theta(\ell, v) dt \quad (17).$$

Минимум расхода топлива тракторным агрегатом будет достигаться при условии выполнения первого интеграла уравнения Эйлера, имеющего вид:

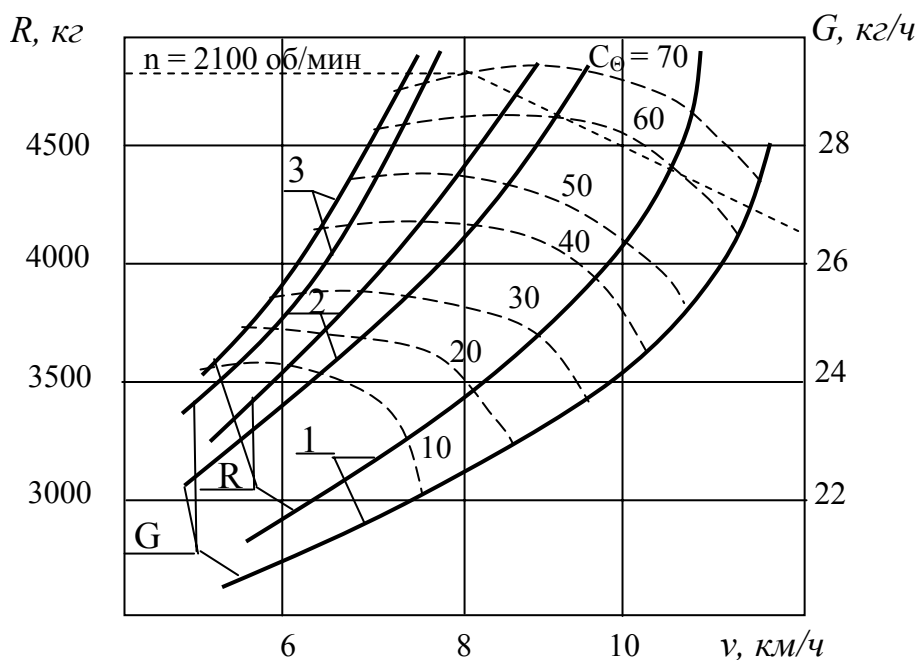
$$v \cdot \frac{\partial N}{\partial v} - N = C_{\Theta} \quad (18).$$

Для данного случая уравнение (18) запишем в виде:

$$v^2 \cdot \frac{\partial R}{\partial v} = C_{\Theta} \quad (19),$$

где  $C_{\Theta} = const$  – критерий оптимальности по экономичности агрегата.

На рис. 3 приведены зависимости часового расхода топлива, сопротивления тракторного агрегата и коэффициента оптимальности по экономичности, определенного по формуле (19), в зависимости от скорости для трактора ХТЗ-200 на вспашке стерни озимой пшеницы плугом ПРУН-5-45 на различную глубину.



**Рис. 3. Зависимость часового расхода топлива  $G$ , сопротивления агрегата  $R$  и коэффициента оптимальности по экономичности  $C_{\Theta}$  от скорости  $v$  для трактора ХТЗ-200 на вспашке стерни озимой пшеницы плугом ПРУН-5-45 на различную глубину: 1 – 20-22 см; 2 – 25-27 см; 3 – 27-30 см**

На данном рисунке приведены ограничения по оборотам дизеля ( $n = 2100$  об/мин).

Как следует из данного рисунка, коэффициент  $C_{\Theta}$  для обеспечения минимума расхода топлива целесообразно выбирать различным в зависимости от глубины обработки почвы: на вспашке на глубину 27-30 см наиболее приемлем  $C_{\Theta} = 70$ ; 25-27 см – 60; 20-22 см – 40. Пересечение зависимостей  $G$  и  $C_{\Theta}$  определяют оптимальные по экономичности скорости агрегата, которые для трактора ХТЗ-200

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

---

на вспашке стерни озимой пшеницы на глубину 27-30 см находятся в пределах 7,5-8 км/ч; на 25-27 см – 8,5-9 км/ч; на 20-22 см – 9,5-10 км/ч.

**Выводы.** На тракторный агрегат – объект оптимизации – воздействуют как управляемые, так и неуправляемые входные переменные, которые могут быть замещены обобщенными входными переменными, характеризующимися скоростью агрегата, пройденным расстоянием и временем работы в загоне.

Критерий оптимальности выбора скорости тракторного агрегата по производительности определяется из условия постоянного отношения приращения производительности к приращению скорости, по экономичности – приращения сопротивления движению агрегата к приращению скорости.

### БИБЛІОГРАФІЯ

1. *Агеев Л.Е.* Основы расчета оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. – Л.: Колос, 1978. – 290 с.
2. *Гельфанд И.М., Фомин С.В.* Вариационное исчисление. – М.: Физматгиз, 1961. – 238 с.
3. Методика экспериментального анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве / А.Н. Никифоров и др. – М.: РИО ВИМ, 1995. – 85 с.
4. *Фортуна В.И.* Эксплуатация машинно-тракторного парка. – М.: Колос, 1979. – 375 с.

УДК 629.114.2.012.57

© 2006

*Матейчик В.П., доктор технічних наук, Колодійчук С.А., аспірант\*,  
Національний транспортний університет*

## ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТЕРТЯ В ШАРНІРАХ ГУСЕНИЦЬ ТРАКТОРІВ

**Постановка проблеми.** Із теорії гусеничного рушія відомо, що момент тертя в шарнірах гусениць за умови контакту вздовж лінії або в точці визначають згідно з [1]:

$$M_T = \mu \cdot P \cdot r_n,$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя;  $P$  – сила, що розтягує шарнір;  $r_n$  – радіус пальця.

Використання цієї залежності для визначення моменту тертя включає лише один геометричний параметр  $r_n$ , який пов'язує момент тертя з узагальненим розтягуючим навантаженням. Тому теоретично врахувати більшість інших параметрів, які впливають на втрати потужності в шарнірах гусениць, неможливо. Виходячи з цього, необхідно встановити взаємозв'язок моменту тертя і сил, що розтягують шарнір, з урахуванням характеру розподілу контактних тисків у парі тертя і коефіцієнта тертя від самих контактних тисків  $q(\alpha)$ .

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Відомо, що сила (або момент) тертя виникає при відносному зміщенні взаємодіючих тіл, залежить від пари тертя, швидкості ковзання та інших факторів, до перелік яких відноситься величина стискуючих навантажень [2-4].

**Мета досліджень та методика їх проведення.** Метою статті є визначення сили і моменту тертя в шарнірах гусениць, що виникають в парі тертя втулка-палець при відносному обертанні (рис. 1). Прийmemo такі припущення:

- у будь-якому поперечному перерізі (вздовж твірної циліндра) пари тертя сила тертя розподілена рівномірно по довжині контакту;
- зовнішні розтягуючі сили прикладені до пари тертя посередині.

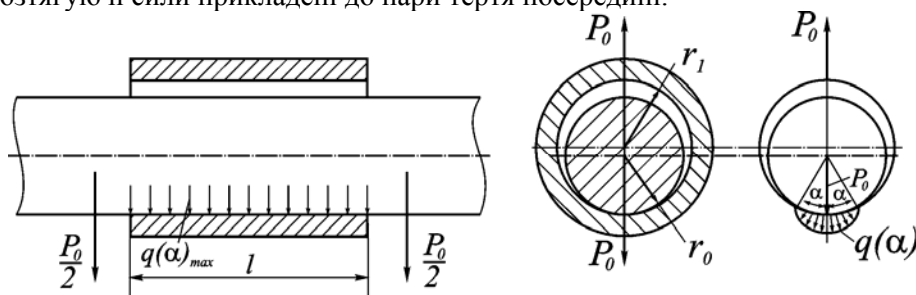


Рис. 1. Схема простого шарніра (втулка-палець) і сил, що діють на нього

Тоді елементарна сила тертя, що виникає на елементарній площадці контакту

$$dF_T = \mu(q(\alpha)) \cdot q(\alpha) \cdot l \cdot r_0 \cdot d\alpha \quad (1),$$

де  $q(\alpha)$  – радіальна сила, що діє на елементарну площадку ( $l \cdot r_0 \cdot d\alpha$ ), Н/мм<sup>2</sup>,  $l$  – довжина площадки, мм;  $r_0$  – радіус пальця шарніра, мм;  $\mu(q(\alpha))$  – коефіцієнт тертя ковзання, що залежить від сили радіального тиску на елементарну площадку;  $d\alpha$  – центральний кут області контакту.

Використовуючи (1), елементарний момент сил тертя

$$dM_T = dF_T \cdot r_0 = \mu(q(\alpha)) \cdot q(\alpha) \cdot l \cdot r_0^2 \cdot d\alpha \quad (2).$$

\* Керівник – доктор технічних наук Матейчик В.П.



На основі залежності (2) та враховуючи симетричність поставленої задачі, сумарний момент сил тертя

$$M_T = 2 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot \int_0^{\alpha_0} \mu(q(\alpha)) \cdot q(\alpha) \cdot d\alpha \quad (3).$$

Згідно з [1], функція  $q(\alpha)$  визначається за формулою:

$$q(\alpha) = P_0 \left[ \frac{\sqrt{a^2 + 1} - 1 \cdot \phi(\alpha) / (a_0^2 + 1) +}{+ 2 \cdot \phi(\alpha) / (\sqrt{a_0^2 + 1} \cdot (1 + \xi^2))} \right] / (\pi r_1) - \quad (4),$$

$$- (F + 2 \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot E / ((1 + \kappa) \cdot (1 + \nu) \cdot r_1)) \cdot \phi(\alpha) / (2 \cdot \pi \cdot \sqrt{a_0^2 + 1})$$

де

$$\phi(\alpha) = \sqrt{a_0^2 - \xi^2};$$

$$a_0 = \operatorname{tg}(\alpha_0 / 2);$$

$$\varepsilon = r_1 - r_0;$$

$$\phi(\alpha) = \ln((\sqrt{a_0^2 + 1} - \phi(\alpha)) / (\sqrt{a_0^2 + 1} + \phi(\alpha))) +$$

$$+ 2 \cdot \phi(\alpha) / (\sqrt{a_0^2 + 1} \cdot (1 + \xi^2));$$

$$F = 2 \cdot P_0 \cdot (a_0^2 + (\sqrt{a_0^2 + 1} - 1) \cdot (2 - \ln(a_0^2 + 1))) /$$

$$((\sqrt{a_0^2 + 1} \cdot (2 - \ln(a_0^2 + 1)) \cdot r_1) + 2 \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot E \cdot (2 \cdot \sqrt{a_0^2 + 1} - 1) +$$

$$+ \ln(a_0^2 + 1)) / ((1 + \kappa) \cdot (1 + \nu) \cdot (2 - \ln(a_0^2 + 1)) \cdot r_1),$$

де  $P_0$  – навантаження, що розтягує шарнір, кН;  $r_1, r_0$  – радіуси втулки і пальця, мм;  $E$  – модуль пружності пальця, Н/мм<sup>2</sup>;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона пальця;  $\kappa = (3 - \nu) / (1 + \nu)$ ;  $\alpha$  – поточне значення кута в області контакту втулки та пальця, рад;  $\alpha_0$  – граничне значення кута половини області контакту, яке визначається із трансцендентного рівняння

$$(2 \cdot a_0^4 + \ln(a_0^2 + 1) - 2) / (a_0^4 + a_0^2) = 4 \cdot \pi \cdot \varepsilon \cdot E / ((1 + \kappa) \cdot (1 + \nu) \cdot P_0) \quad (5).$$

Граничне значення області контакту досягається при  $\varepsilon = 0$ . У цьому випадку  $a_0 = 0,9136$  і воно не залежить від жорсткості елементів пари та розтягуючих сил. Максимальне значення  $q(\alpha)$  досягається при  $\alpha = 0$  і воно дорівнює  $q_{max} = q(0) \approx 0,597 \cdot P_0 / r_0$ .

У даному випадку розподіл  $q(\alpha)$  з великою точністю можна апроксимувати виразом

$$q(\alpha) \approx 0,637 \cdot P_0 \cdot \cos \alpha / r_0 \quad (6),$$

на основі якого коефіцієнт нерівномірності розподілу питомих контактних тисків  $\xi \approx 1,46$ .

Для визначення моменту тертя згідно з (2), необхідно знати  $\mu(q(\alpha))$ . Безпосереднє експериментальне визначення залежності  $\mu(q(\alpha))$  є досить складним процесом, оскільки при цьому на достатньо малих ділянках втулки необхідно одночасно реєструвати дотичні та нормальні напруження. Простіше можна отримати експериментальну залежність моменту тертя від розтягуючого навантаження  $M_T = f(p_0)$ . Ця експериментальна залежність отримана і використовується для встановлення  $\mu(q(\alpha))$ .

У випадку ( $\varepsilon = 0$ ) функцію  $M_T(P_0)$  подамо у вигляді

$$M_T(P_0) = A \cdot P_0^n \quad (7).$$

Припустимо, що  $\mu(q(\alpha))$  можна представити у вигляді:

$$\mu(q(\alpha)) = A_1 \cdot q^m(\alpha) \quad (8).$$

Підставляючи вирази (7) та (8) в рівняння (3), отримаємо

$$A \cdot P_0^n = 2 \cdot l \cdot r_0 \cdot \int_0^{\alpha_0} A_1 \cdot q^{m+1}(\alpha) d\alpha \quad (9).$$

Враховуючи (6) і той факт, що  $P_0$  не залежить від  $\alpha$ , із (9) будемо мати

$$A \cdot P_0^n = 2 \cdot A_1 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot (0,637 / r_0)^{m+1} \cdot P_0^{m+1} \cdot \int_0^{\alpha_0} \cos^{m+1} \alpha \cdot d\alpha \quad (10).$$

Аналіз рівняння (10) показує, що рівність, можлива, якщо рівні показники степені  $P_0$ , а коефіцієнт  $A$  дорівнює решті співмножників правої частини рівняння (10), тобто  $n = m + 1$

$$A_1 = A / (2 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot (0,636 / r_0)^n \cdot \int_0^{\alpha_0} \cos^n \alpha \cdot d\alpha) \quad (11).$$

Підставляючи (11) у (8), отримаємо

$$\mu(q(\alpha)) = (A / (2 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot (0,636 / r_0)^n \cdot \int_0^{\alpha_0} \cos^n \alpha \cdot d\alpha)) \cdot q^{n+1}(\alpha) \quad (12).$$

Аналіз рівняння (12) показує, що тільки при  $n = 1$  (у випадку незмінної області контакту тіл, що труться) коефіцієнт тертя  $\mu$  не залежить від питомих контактних тисків і від сил  $P_0$ , що розтягують шарнір. У випадку  $n \neq 1$  коефіцієнт тертя при сталій області контакту залежить від питомих контактних тисків.

Розглянемо випадок, коли момент тертя представляється таким многочленом

$$M_T(P_0) = \sum_{k=1}^n A_k \cdot P_0^{n-k+1},$$

тоді, аналогічно до попереднього випадку, можна показати, що

$$\mu(q(\alpha)) = \sum_{k=1}^n (A_k / (2 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot (0,637 / r_0)^{n-k+1} \cdot \int_0^{\alpha_0} \cos^{n-k+1} \alpha \cdot d\alpha)) \cdot q^{n-k}(\alpha) \quad (13).$$

Із рівняння (13) видно, що  $\mu(q(\alpha))$  являє собою многочлен, показник степені якого на одиницю менший, ніж у многочлена  $M(P_0)$ . При цьому останній член не залежить від величини  $q(\alpha)$ .

Отримані експериментальні дані  $M(P_0)$  досить добре описуються поліномом другого порядку, тобто

$$M_T(P_0) = A \cdot P_0^2 + B \cdot P_0 \quad (14).$$

Тоді коефіцієнт тертя можна подати у вигляді

$$\mu(q(\alpha)) = K \cdot q(\alpha) + L \quad (15).$$

У рівнянні (15) невідомі сталі коефіцієнти  $K$  і  $L$ , що визначаються на основі експериментальної залежності  $M_T = f(P_0)$ .

Підставивши (15) в рівняння (3), отримаємо

$$M_T(P_0) = 2 \cdot l \cdot r_0^2 \cdot (K \cdot \int_0^{\alpha_0} q^2(\alpha) \cdot d\alpha + L \cdot \int_0^{\alpha_0} q(\alpha) \cdot d\alpha) \quad (16),$$

де  $M(P_0)$  – відома експериментальна залежність.

Оскільки залежність  $q(P_0, \alpha)$  для даного шарніра відома, то для визначення коефіцієнтів  $K$  і  $L$  необхідно мати не менше двох рівнянь такого типу:

$$\begin{cases} M_T(P_0) \cdot Q / (2 \cdot l \cdot r_0^2) = K \cdot Q + L \cdot G \cdot Q; \\ M_T(P_0) \cdot G / (2 \cdot l \cdot r_0^2) = K \cdot Q \cdot G + L \cdot G^2, \end{cases} \quad (17)$$

$$\text{де } j = 1, 2, \dots, n; Q = \int_0^{\alpha_0} q^2(\alpha) \cdot d\alpha; G = \int_0^{\alpha_0} q(\alpha) d\alpha.$$

Отриману систему двох рівнянь (17) розв'яжемо методом найменших квадратів.

Залежність (15) має місце в діапазонах  $0 \leq q(\alpha) \leq q_{\max}(\alpha)$ .

Для шарніра, виготовленого із сталі Г-13Л+Сталь 55,

$$K = 0,000836268; L = 0,137819.$$

Для шарніра із Сталі 40X+Сталь 40X

$$K = 0,002194; L = 0,28612.$$

Отримані результати мають місце для шарніра при  $l = 30 \text{ мм}, \varepsilon = 0, r_0 = 11 \text{ мм}, \nu = 0,3$ .

**Висновок.** Як видно із (15), коефіцієнт тертя  $\mu(q(\alpha))$  має лінійний характер і відрізняється для різних матеріалів сталими коефіцієнтами  $K$  і  $L$ ; а цей факт дає можливість вести розрахунки для шарнірів з іншими геометричними параметрами.

#### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Антонов А.С. Теория гусеничного двигателя. – М.: Машгиз, 1949.
2. Колодійчук С.А. Визначення залежності коефіцієнта тертя від контактної тиску в шарнірах гусениць // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Луцького держ. техн. ун.. – Вип. 10. – Луцьк: Ред.- вид. відділ ЛДТУ. – 2002. – С.135-138.
3. Колодійчук С.А., Колодійчук А.К. Метод визначення моменту тертя в шарнірах гусениць трактора в залежності від контактної тиску // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Луцького державного технічного університету. – Вип. 10. – Луцьк: Ред.- вид. відділ ЛДТУ. – 2002. – С.138-141.
4. Панасюк В.В., Теплий М.И. Определение контактных напряжений при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел. // Прикладная механика. – Т. VII. Вып. 4. – 1971. – С. 3-8.

УДК 62.505  
© 2006

*Осадчий С.І., кандидат технічних наук,  
Віхрова М.С., інженер, Каліч В.М., кандидат технічних наук,  
Кіровоградський національний технічний університет*

## ІДЕНТИФІКАЦІЯ ДИНАМІКИ ГІДРОТРАНСМІСІЇ В УМОВАХ ДІЇ СТАБІЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

**Постановка проблеми.** Одним із найперспективніших напрямів удосконалення сільськогосподарської техніки, зокрема комбайнів, є впровадження систем автоматичного керування режимом руху зернозбирального бункера. Виконавчим елементом такої системи є гідротрансмісія, тому виникає необхідність розробки системи стабілізації швидкості обертання гідродвигуна.

*Наведена передаточна функція гідротрансмісії з постійним навантаженням, визначена в результаті обробки даних експерименту, а також методика ідентифікації такого класу систем.*

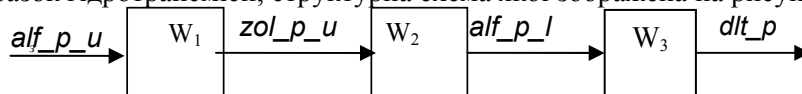
**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Як відомо [1], найкраще рішення такої задачі досягається в оптимальних системах стабілізації, структура та параметри яких повинні бути визначені в результаті виконання етапів динамічного проектування, першим із яких є побудова певного класу математичних моделей об'єкта управління.

При роботі в реальних експлуатаційних умовах гідротрансмісія, як динамічний об'єкт, у відповідності до конструкції та умов роботи обирає деяку траєкторію з множини можливих. Тому структура та параметри її математичної моделі повинні визначатися або уточнюватися в умовах, наближених до реальних, у результаті рішення задачі ідентифікації [2].

**Мета досліджень та методика їх проведення.** Стаття присвячена оцінюванню передаточної функції гідротрансмісії  $W_{гт}$  в умовах постійного значення навантаження, що діє на гідродвигун, та випадкової зміни положення органа управління.

На сьогодні відомо чимало методів ідентифікації динамічних моделей систем [2]. Їх головним недоліком є чутливість результатів до похибок апаратури реєстрації. В даній роботі застосовано модифікацію спектрального методу структурної ідентифікації, обґрунтованого в [1]. Цей метод малочутливий до власних шумів апаратури реєстрації й дозволяє з мінімальною дисперсією похибки в результаті обробки даних спостережень за входом та виходом об'єкта оцінити його передаточну функцію та неконтрольоване збурення, що діяло під час спостереження.

Результати досліджень. Для реалізації ідей даного методу було побудовано експериментальний зразок гідротрансмісії, структурна схема якої зображена на рисунку 1.



**Рис. 1. Структурна схема гідротрансмісії**

Задача досліджень полягає у тому, щоб за записами змін керуючого сигналу – відхилення ричага управління ( $alf_p_u$ ) та вихідних координат: переміщення золотника ( $zol_p_u$ ), кута нахилу регульованої шайби ( $alf_p_l$ ), перепаду тиску між магістралями ( $det_p$ ), визначити передаточні функції елементів  $W_1$   $W_2$   $W_3$  та передаточну функцію трансмісії в цілому.

У відповідності з обраним методом рішення задачі було досягнуто в результаті виконання двох етапів: попередньої обробки даних реєстрації сигналів та визначення структури і параметрів шуканих передаточних функцій.

Попередня обробка експериментальних даних на основі алгоритму Блекмена-Т'юкі [3] дозволила отримати оцінки спектральних щільностей та взаємних спектральних щільностей сигналів у вигляді:

$$S_{uu}(s) = \frac{36.95|s + 0.6|^2}{|s^2 + 0.56s + 0.19|^2} \text{ (град}\cdot\text{с)} \quad (1),$$

$$S_{zz}(s) = \frac{0.85 \cdot 10^{-3} |(s + 0.6)(s^2 + 1.2s + 1.44)|^2}{|(s^2 + 0.8s + 0.25)(s^2 + 0.56s + 0.19)|^2} \text{ (м·с)} \quad (2),$$

$$S_{ll}(s) = \frac{35.22 |(s + 0.2)(s + 0.6)(s^2 + 1.2s + 1.44)|^2}{|(s + 2)(s^2 + 0.8s + 0.25)(s^2 + 0.56s + 0.19)|^2} \text{ (град·с)} \quad (3),$$

$$S_{uz}(s) = \frac{0.57(s^2 - 1.2s + 1.44)|(s + 0.6)|^2}{|(s^2 + 0.8s + 0.25)(s^2 + 0.56s + 0.19)|^2} \text{ (град·м·с)} \quad (4),$$

$$S_{zl}(s) = \frac{-0.56(-s + 0.2)|(s + 0.6)(s^2 - 1.2s + 1.44)|^2}{(s + 2)|(s^2 + 0.8s + 0.25)(s^2 + 0.56s + 0.19)|^2} \text{ (град·с·м)} \quad (5),$$

$$S_{lp}(s) = \frac{7458 |(s + 0.2)(s + 0.6)(s^2 + 1.2s + 1.44)|^2}{|(s + 2)(s^2 + 0.8s + 0.25)(s^2 + 0.56s + 0.19)|^2} \text{ (град·м·с)/км}^2 \quad (6)$$

$$\times \frac{1}{(s + 7)(s^2 + 7.7s + 30.25)},$$

де  $S_{uu}$ ,  $S_{zz}$ ,  $S_{ll}$  – спектральні щільності сигналів ( $alf\_p\_u$ ), ( $zol\_p\_u$ ) та ( $alf\_p\_l$ ) відповідно;  
 $S_{uz}$ ,  $S_{zl}$ ,  $S_{lp}$  – взаємні спектральні щільності між відповідними змінними;  
 $s$  – комплексний аргумент ( $s=j\omega$ ).

Для визначення структури та параметрів передаточних функцій виконано спрощення алгоритму ідентифікації з [1], тому він набув наступного вигляду:

$$W_i = (T_0 + T_+) D_i^{-1} \quad (7),$$

де  $D_i$  – результат факторизації спектральної щільності вхідного сигналу  $i$  – го блоку;  $T_0+T_+$  – результат сепарації наступної функції

$$T_i = S_{ij} \cdot D_i^{*-1} \quad (8)$$

$S_{ij}$  – взаємна спектральна щільність між  $i$ -м та  $j$ - м входами блоків;  
 “\*” – знак комплексного спряження.

В результаті застосування алгоритму (8) – (7) до вихідних даних (1) – (6) знайдені наступні передаточні функції складових частин гідротрансмісії:

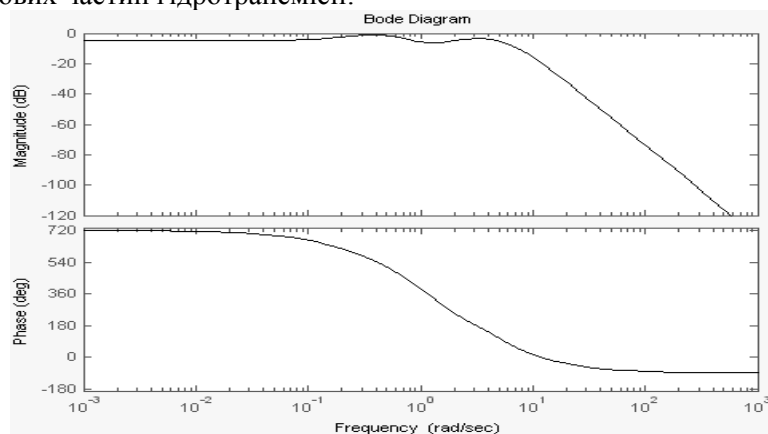


Рис. 2. Логарифмічні частотні характеристики гідротрансмісії

$$W_1 = \frac{-0.01s(s^2 - 1.2s + 1.44)}{(s^2 + 0.8s + 0.25)} \quad (9),$$

$$W_2 = \frac{-63.1(s - 0.2)}{(s + 2)} \quad (10),$$

$$W_3 = \frac{-211.75}{(s+7)(s^2+7.7s+30.25)} \quad (11).$$

У такому разі з урахуванням структурної схеми (рис.1) загальна передаточна функція гідротрансмісії визначається як

$$W = \frac{-206.7(s-0.2)(s^2-1.2s+1.44)}{(s+2)(s+7)(s^2+0.8s+0.25)(s^2+7.7s+30.25)} \quad (12).$$

Її аналіз показує, що гідротрансмісія в розглядуваному режимі роботи (частота обертання гідронасоса – 1500 об/хв, тиск у лінії високого тиску – 225 кг/см<sup>2</sup>, навантаження – постійне) являє собою лінійну не мінімально- фазову систему.

Частотна характеристика наведена на рис.2, показує, що динамічні властивості розглядуваного об'єкта залежать від діапазону частот в якому зосереджена потужність керуючого сигналу. Якщо цей діапазон обмежено величиною 10<sup>-1</sup> рад/с, то гідротрансмісія наближається до пропорційної ланки.

Таким чином, поставлена у статті задача розв'язана.

### **БІБЛІОГРАФІЯ**

1. *Блохін Л.М., Буриченко М.Ю.* Статистична динаміка систем управління. – К.: НАУ, 2003. – 208 с.
2. *Кубрак А.І., Жученко А.І.* Комп'ютерне моделювання та ідентифікація автоматичних систем. – К.: ІВЦ «Політехніка», 2004. – 424 с.
3. *Отнес Р., Этноксон Л.* Прикладной анализ временных рядов. – М.: Мир, 1982. – 428 с.

УДК 620.98 : 633/635

© 2006

*Пастухов В.І., кандидат технічних наук,*

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

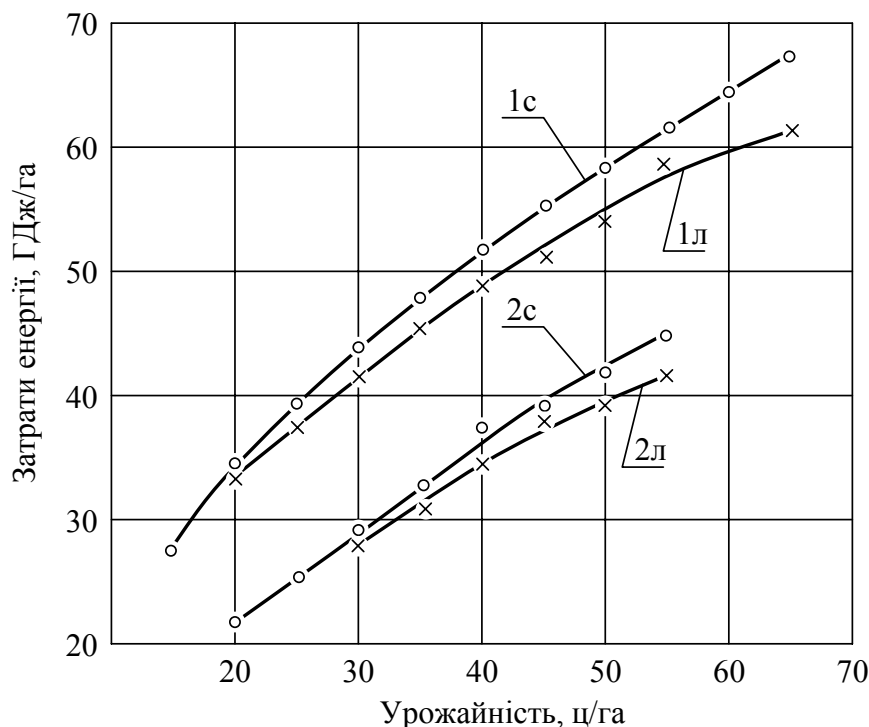
**ПРОБЛЕМА ЕНЕРГОЗАТРАТ У РОСЛИННИЦТВІ:  
ЗАКОНОМІРНІСТЬ І РЕНТАБЕЛЬНІСТЬ**

**Постановка проблеми.** Сутність проблеми полягає в тому, що кожен матеріальний об'єкт, кожна технічну складову і кожна корисну чи шкідливу дію можна оцінити, виразити кількісно через витрати сумарної енергії. При механізованому виробництві рослинної продукції необхідні певні затрати праці, матеріальних та грошових ресурсів. Останнім часом усе більше дослідників схиляється до думки, що витрати ресурсів у рослинництві доцільно оцінювати в енергетичному еквіваленті, як однорідну систему одиниць для вимірювання і затрат й негативного впливу на довкілля. В сільському господарстві, зокрема в галузі рослинництва, є можливість визначення кількості енергії сонця, яке зв'язується рослинами [1-3].

*Витрати ресурсів у механізованому рослинництві, оцінені в енергетичних одиницях, дозволяють розробляти перспективні енергетично екологозберігаючі технології виробництва рослинної продукції за високого рівня енергетичної рентабельності.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** На сьогодні, за даними Інституту механізації та електрифікації сільського господарства УААН, кожен 1% приросту виробництва сільгосппродукції потребує збільшення витрат енергії на 2-3%, а щоб підвищити врожайність основних сільгоспкультур у 2-2,5 рази, необхідно підвищити витрати енергії в 5-6 разів. Останнє особливо наочно видно на графіку (рис. 1), побудованого за даними В.Рижкова і Л.Мінько [7]. За даними Ю.Одума, за останнє століття вклад енергії в сільському господарстві збільшився вдесятеро – з 1 до 10 калорій на кожен калорію отриманої продукції.

Таку тенденцію екологи називають законом зниження енергетичної ефективності природокористування, відповідно до якого з часом при отриманні корисної продукції з природних систем на її одиницю витрачається все більша кількість енергії [6].



**Рис. 1. Залежність затрат енергії від урожайності озимої пшениці (1) та кукурудзи на зерно (2) в Степовій (С) та Лісостеповій (Л) зонах**

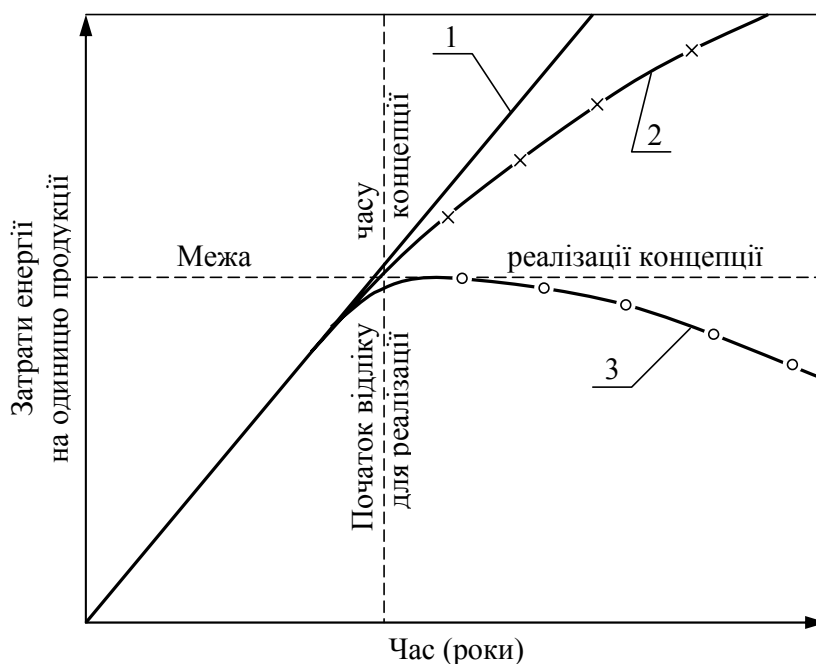
## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Ще в XIX ст. український вчений Подолинський С.А. обґрунтував виключну роль рослин і землеробства в збільшенні енергії на Землі [5]. Таким чином, рослинництво поряд із високими енергозатратами дає (як ні одна інша галузь виробництва) додаткову енергію зеленій поверхні, яку називають додатковою вартістю людської діяльності.

Водночас сучасне сільське господарство, його рослинницька галузь вимагає досить значної кількості енергії, як для створення технологічних засобів (техніки, хімічних речовин), так і при застосуванні їх у виробництві сільгоспкультур. Вважають, що сучасний агропромисловий комплекс потребує 25-40% і більше від загального балансу енергоресурсів, що їх витрачає людство [8]. Тому енергетична оцінка повинна бути обов'язковою при вирішенні проблем оптимізації машинного виробництва рослинної продукції, при вирішенні проблеми енерговитрат у сільгоспвиробництві.

**Метою** досліджень є вибір реальної стратегії зменшення енерговитрат при збільшенні врожайності з урахуванням закону зниження енергетичної ефективності.

**Результати дослідження.** Розглянемо основні концепції цієї стратегії, що пропонуються при розробці машинних технологій виробництва рослинної продукції, проаналізувавши їх графічне зображення (рис. 2).



**Рис. 2. Концепції вирішення проблеми енергозатрат при механізованому рослинництві:**  
1 – світова концепція (закономірність); 2 – реальна концепція стримування (збереження);  
3 – нереальна концепція зниження енергозатрат

Як бачимо, світова тенденція, закономірність знаходиться в прямій залежності витрат енергії від часу, тобто з кожним роком, із кожним сезоном сільгоспвиробництва затрати енергії на одиницю рослинної продукції збільшуються (рис. 2, п. 1). Тому нереально створювати і впроваджувати у виробництво технології, якими ніби-то передбачається зниження енерговитрат у порівнянні з сучасним станом по більшості сільгоспкультур (рис. 2, п. 3). У зв'язку з тим, що енерговитрати напрямку пов'язані з собівартістю продукції у грошовому еквіваленті, тому нереальна концепція розробки і впровадження у виробництво технологій в рослинництві, які ніби-то дадуть можливість знизити собівартість продукції. Ціна будь-якої продукції, що добувається з природних систем, із часом збільшується, і сільгосппродукція не може бути виключенням у цій світовій тенденції, в цій закономірності.

Тому реальною концепцією у вирішенні проблеми енергозатрат у рослинництві буде тенденція, направлена на стримування негативного впливу закону зниження енергетичної ефективності шляхом збереження енергії, що забезпечить зниження темпів активності в зростанні затрат енергії, яка з часом все ж збільшується у відповідності до закону (рис. 2, п. 2). Тому розробка енергозберігаючих технологій виробництва рослинної продукції – це і отримання конкурентоздатної продукції, і її здешевлення, в порівнянні з конкурентами, і зменшення активності впливу на довкілля.

Надії на те, що досягши певної межі, з часом ми зможемо знижувати енерговитрати на одиницю



## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

продукції, зменшувати її собівартість і знижувати ступінь впливу на довкілля – безперспективні, не-реальні. І тому за сучасних ринкових відносин виграє той, хто, знаючи закон зниження енергетичної ефективності, досягне найменшої активності у збільшенні енерговитрат на одиницю сільгосппродукції, а це значить – досягне і меншої її собівартості (не в порівнянні з минулим часом, а в порівнянні з іншими товаровиробниками, які на сьогодні не змогли затримати стрімкий ріст енерговитрат).

Отже, стратегічним завданням науки і практики в індустріальному, високомеханізованому рослинництві повинна стати розробка і впровадження в сільгоспвиробництво таких технологій, технологічних матеріалів і технічних засобів, які дадуть змогу, незважаючи на стрімкий ріст енерговитрат на одиницю продукції, стримувати в певних межах активність енергозатратного механізму. І чим більше, дієвіше буде це стримування, тим більш конкурентоздатною буде продукція, тим меншою буде активність щодо негативного впливу на довкілля.

Відповідно до другого закону термодинаміки, всі види енергії в кінці-кінців переходять у форму, яка малопридатна для використання й легко розсіюється. І хоча це розсіювання (ентропія) у вузькому значенні цього слова пов'язана з енергією, цей термін використовується і в більш широкому розумінні для позначення деградації матеріалів. Так, наприклад, виплавлена сталь – це низькоентропійний стан заліза, а ржавіюча техніка – високоентропійний. Відповідно для «високоентропійного» людства характерною є деградація енергії, в тому числі за рахунок ржавіючої техніки, а також за рахунок ґрунту, який руйнується, втрачає родючість у результаті ерозії, дії сільгоспмашин.

Класифікуючи екосистеми за показником енергетичності, можна сказати, що енергія – це загальний знаменник усіх систем, як природних, так і створених людиною. І це передусім стосується землеробства, рослинництва, галузей, в яких поєднані природні і штучні системи, де крім енерговитрат, іде накопичення сонячної енергії, що дозволяє стверджувати: енергетична рентабельність рослинництва, навіть, мінімальної врожайності, завжди висока (таблиця) на відміну від грошової, пов'язаної з диспаритетом цін між технікою, технологічними матеріалами і рослинною продукцією [4].

### 1. Енергетична рентабельність основних сільгоспкультур за мінімальної врожайності

Назва культури	Врожайність, ц/га	Енергія, ГДж		Рівень рентабельності, %
		витрачена	отримана	
Озима пшениця	30	3819	1878	490
Кукурудза / зерно	37	5547	18646	340
Цукровий буряк	220	3387	9084	270
Гречка	18	803	2850	350

**Висновки:** 1) витрати ресурсів у механізованому рослинництві доцільно оцінювати в енергетичному еквіваленті як для вимірювання затрат, так і для визначення негативного впливу на довкілля;

2) згідно із законом зниження енергетичної ефективності природокористування, в рослинництві з часом енергозатрат на одиницю продукції завжди збільшуються;

3) серед концепцій вирішення проблеми енергозатрат найбільш реальна і перспективна концепція стримування (збереження);

4) розробка енергозберігаючих технологій і технічних засобів виробництва сільгоспкультур дозволяють не тільки виробляти конкурентоздатну продукцію, а й загальмувати темпи негативного впливу на довкілля;

5) енергія – це загальний знаменник, що дозволяє оцінювати системи живої і неживої природи, які поєднані у рослинництві, де енергетична рентабельність, завдяки накопиченню сільгоспкультурами додаткової сонячної енергії на земній поверхні, завжди висока.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Жученко А.А. Адаптивное растениеводство (Эколого-генетические основы) – Кишинев: Штинца, 1990. – 432 с.
2. Медведовський О.К., Іваненко П.І. Енергетичний аналіз інтенсивних технологій в сільськогосподарському виробництві. – К.: Урожай, 1988. – 206 с.
3. Одум Ю. Экология: В 2-х томах. Т. 1 Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 328 с.
4. Пастухов В.І. Енергетична оцінка механізованих технологій рослинництва. Харків: Ранок-НТ, 2003. – 100 с.
5. Подолінський С.А. Вибр. тв. – Монреаль: Укр. історичне тов-во, 1990. – 208 с.

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

---

6. Реймерс Н.Ф. Азбука природы. – М.: Знание, 1980. – 206 с.
7. Рыжков В.Г., Минько Л.В. Энергоемкость производства кормов. – Харьков: Бизнес-информ, 2000. – 111 с.
8. Созинов А.А., Новиков Ю.Ф. Энергетическая цена индустриализации агросферы. // Природа, 1985. – № 5-6. – С. 11-19.

УДК 631.171.075.3  
© 2006

*Роговський І.Л., кандидат технічних наук,*  
Національний науковий центр  
„Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”

## РЕГЛАМЕНТУВАННЯ ПРОФІЛАКТИЧНИХ ЗАХОДІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

**Постановка проблеми.** При проектуванні сільськогосподарських машин, як технічних систем, нерационально обмежуватися вибором конструктивних рішень окремих механізмів вузлів і агрегатів [2, 5]. Ці рішення необхідно узгоджувати із запропонованими умовами технічного обслуговування [15]. Системне вивчення даних питань, поряд із питаннями конструктивного характеру, умов експлуатації, контроль несправностей і становить проблему раціонального проектування сучасних сільськогосподарських машин.

*Розглянуто результати аналітичних досліджень щодо формування регламентування профілактичних заходів технічного обслуговування сільськогосподарських машин.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв’язання проблеми.** Якщо машина експлуатується тривалий час або багатократно періодично – циклами, а її складові одиниці перебувають під впливом фізичного старіння або спрацювання (тобто вплив призводить до збільшення ймовірності виникнення непрацездатного стану в часі [10]), тоді в якості одного із способів підвищення ефективності її експлуатації застосовують профілактичні заходи технічного обслуговування [12]. Останні передбачають контроль, регулювання і заміну – час від часу – ще працездатних складових одиниць [14], у яких, однак, виявлено ознаки досягнення регламентованого наробітку чи граничного зносу або зазору та інших ознак старіння і спрацювання [13].

При обґрунтуванні регламенту профілактичних заходів технічного обслуговування важливим фактором є: проміжки сезонного і позмінного часу експлуатації машини; час виникнення непрацездатного стану [6]; профілактичні заходи з підтримання або відновлення робочого стану можливі під час її технічного обслуговування.

Як і при проектуванні машини, регламентування технічного обслуговування ґрунтується на показниках надійності окремих складових одиниць машини [9] і характеристики самого технологічного процесу технічного обслуговування.

**Мета** досліджень – аналітичним шляхом сформулювати регламентування профілактичних заходів технічного обслуговування сільськогосподарських машин.

**Методика дослідження.** За методи дослідження використано класичні підходи теорії ймовірності згідно з [3, 7-8] та практичних рекомендацій відповідно до [1, 4, 11].

**Результати досліджень.** Розглянемо сільськогосподарську машину як технічну систему тривалого робочого стану і функціонування. Для такої системи критерієм ефективного використання слугує відрізок часу працездатного стану протягом заданого обмеженого часового інтервалу (або при установленому режимі, коли тривалість цього інтервалу необмежено зростає). Зручність такого критерію полягає в тому, що наявна можливість відтворити еквівалент експлуатаційних втрат за одиницю часу з урахуванням усунення відмов і профілактичних заходів, включаючи втрату врожаю або невиконання технологічного призначення.

За наявності повної вихідної інформації задача регламентування профілактичних заходів технічного обслуговування формулюється як: для нерезервованої технічної системи із заданими законами розподілу наробітку на відмову  $F(t) = P\{\xi \leq t\}$ , так вибрати  $t_0$  (регламент профілактичних заходів в визначеному типі стратегій), щоб при заданих значеннях математичного очікування наробітку до відмови  $T_e$  і регламенту профілактичних заходів  $T_p$  забезпечувався максимум частки часу працездатного стану в установленому режимі експлуатації:

$$\max_{0 < t_0 < \infty} E(\infty) \text{ або } \min_{0 < t_0 < \infty} \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{B_{\text{експл}}(t)}{t} = \min_{0 < t_0 < \infty} B_{\text{експл}}(\infty) \quad (1),$$

де  $B_{експл}(\infty)$  – експлуатаційні втрати за одиницю часу в усталеному режимі експлуатації.

За тип стратегії візьмемо регламентування профілактичних заходів технічного обслуговування через певний час  $t_{01}$  безвідмовної експлуатації. Якщо у машини настає непрацездатний стан до моменту  $t_{01}$ , то наявна при цьому відмова усувається за допомогою заходів з усунення несправностей.

Позначимо через  $\xi_i (i = 1, 2, \dots)$  момент виникнення  $i$ -го в послідовності усунення несправностей, а через  $\eta_i$  – час необхідний для проведення  $i$ -го усунення несправностей.

Нехай  $\xi_i$  і  $\eta_i$  – незалежні й однакові розподілені для всієї множини випадків  $i$  випадкові величини, а  $R$  – випадкова тривалість проведення регламентованого профілактичного заходу. Для визначеної стратегії тривалість  $i$ -го інтервалу працездатного стану визначається умовою:

$$\begin{cases} U_i = \min(\xi_i, t_{01}) \\ i = 1, 2, \dots \end{cases} \quad (2),$$

а  $i$ -й інтервал часу вимушеного простою визначається як:

$$P_i = \begin{cases} \eta_i, \text{ якщо } U_i = \xi_i \\ R, \text{ якщо } U_i = t_{01} \end{cases} \quad (3).$$

Нехай у визначеному інтервалі  $[0, t]$  машина вимушено простоє  $n$  разів ( $n$  – випадково). Тоді для ефективності  $E_t$  запишемо наступну очевидну нерівність:

$$\frac{U_1 + \dots + U_n}{U_1 + \dots + U_{n+1} + V_1 + \dots + V_n} \leq E_t \leq \frac{U_1 + \dots + U_{n+1}}{U_1 + \dots + U_n + V_1 + \dots + V_{n-1}} \quad (4).$$

При необмеженому зростанні  $t$  кількість простоїв необмежено зростає ( $n \rightarrow \infty$ ) з ймовірністю до одиниці. Поділивши чисельник і знаменник відношень лівої і правої частин нерівності (4) на  $n$ , за допомогою посиленого закону великих чисел [] переконаємося в тому, що  $E_t$  знаходиться з ймовір-

ністю одиниця до значення  $\frac{M[U]}{M[U] + M[V]}$ ,

$$\lim_{t \rightarrow \infty} M[E_t] = \frac{M[U]}{M[U] + M[V]} \quad (5),$$

де  $M[U]$  – математичне очікування часу безвідмовної роботи машини між двома профілактичними заходами, ще визначається для обраної стратегії як:

$$M[U] = \int_0^{t_{01}} t dF(t) + t_{01} \cdot (1 - F(t_{01})) = \int_0^{t_{01}} (1 - F(t)) dt \quad (6),$$

$M[V]$  – математичне очікування часу простою між двома профілактичними заходами, спричинене необхідністю проведення заходів з усунення несправностей або профілактичними заходами:

$$M[V] = T_e \cdot F(t_{01}) + M[R] \cdot (1 - F(t_{01})) = T_e \cdot F(t_{01}) + T_p \cdot (1 - F(t_{01})) \quad (7).$$

Обґрунтування регламентування профілактичних заходів технічного обслуговування машини означає максимізацію за  $t_{01}$  виразу (1), яке на основі (6) і (7) подано в наступному вигляді:

$$\max_{0 < t_{01} < \infty} \frac{\int_0^{t_{01}} (1 - F(t)) dt}{\int_0^{t_{01}} (1 - F(t)) dt + T_e \cdot F(t_{01}) + T_p \cdot (1 - F(t_{01}))} \quad (8).$$

Виконавши диференціювання за  $t_{01}$  вираз (8) і прирівнявши похідну нулеві, отримаємо наступний

вираз відносно  $t_{01}$ :

$$\lambda(t_{01}) \int_0^{t_{01}} (1-F(t))dt - F(t_{01}) = \frac{T_p}{T_e - T_p}, \text{ при } (T_e > T_p) \quad (9),$$

$$\text{де } \lambda(t_{01}) = \frac{dF(t)}{dt(1-F(t))} \Big|_{t=t_{01}}.$$

Використовуючи (9), вираз (8) подамо як:

$$\frac{1}{1 + (T_e - T_p) \cdot \lambda(t_{01})}, \text{ при } (T_e > T_p) \quad (10).$$

Якщо усунення несправностей проводиться швидше ніж профілактичні заходи, тобто  $T_e \leq T_p$ , тоді раціональне рішення в тому, щоб не проводити профілактичні заходи взагалі ( $t_{01} = \infty$ ). Ефективність експлуатації машини для устанавленого режиму експлуатації при цій умові дорівнює виразу

$$\frac{\int_0^{\infty} (1-F(t))dt}{\int_0^{\infty} (1-F(t))dt + T_e}.$$

Отже, мінімізація втрат за одиницю часу устанавленого режиму експлуатації машини одзначає мінімізацію зворотної величини до виразу (8) мінус одиниця, але тоді  $T_e$  і  $T_p$  необхідно вважати як передбачувані витрати з проведення заходів усунення несправностей і профілактичних заходів технічного обслуговування; при цьому дані витрати включають втрати, обумовлені простоем машини. Вирішувати вираз (9) необхідно за допомогою чисельного методу або графічно.

За умови, що відносно розподілу часу безвідмовної роботи машини  $F(t)$  нічого не відомо, крім того, що вона має постійно зростаючу функцію виникнення відмови, тобто гарантує існування єдиного екстремуму критерію ефективності (8). В цьому випадку необхідно мінімізувати максимум можливих втрат за одиницю часу для устанавленого режиму експлуатації, вибираючи відповідний період між профілактичними заходами технічного обслуговування:

$$\min_{0 < t_{01} < \infty} \max_{F(t)} \frac{T_e \cdot F(t_{01}) + T_p \cdot (1 - F(t_{01}))}{\int_0^{t_{01}} (1 - F(t))dt} \quad (11).$$

З виразу (11) безпосередньо наслідуює, що

$$\lim_{t_{01} \rightarrow 0} \frac{T_e \cdot F(t_{01}) + T_p \cdot (1 - F(t_{01}))}{\int_0^{t_{01}} (1 - F(t))dt} = +\infty$$

та

$$\lim_{t_{01} \rightarrow \infty} \frac{T_e \cdot F(t_{01}) + T_p \cdot (1 - F(t_{01}))}{\int_0^{t_{01}} (1 - F(t))dt} = \frac{T_p}{\int_0^{\infty} (1 - F(t))dt},$$

але оскільки вид розподілу  $F(t)$  невідомий, то необхідно у відповідності з мінімаксною постановкою – вибрати найменший з можливих максимумів виразу (11). Цей найменший максимум спостерігається при  $t_{01} = +\infty$ .

Таким чином, при повній відсутності даних про вид розподілу часу безвідмовної роботи машини раціональним рішенням буде не проводити профілактичні заходи технічного обслуговування взагалі

( $t_{01} = +\infty$ ). Варто зауважити, що раціональне рішення має мінімаксну структуру і в тому випадку, коли сам розподіл  $F(t)$  не відомий, але відомий його перший момент.

При неповній інформації про надійність машини, яка задана апіорними розподілами оцінок безпеки відмов, вираз (8) необхідно усереднити за всіма можливими значеннями  $\lambda$ , а при отриманні додаткових даних – обчислити за формулою Байеса апостеріальний розподіл і усереднити (8) за апостеріальним розподілом.

**Висновки.** 1. При повній інформації про надійність машини, раціональним рішенням буде регламентування профілактичних заходів технічного обслуговування сільськогосподарських машин за виразом (8).

2. При повній відсутності даних про надійність машини, раціональним рішенням буде взагалі не проводити профілактичні заходи технічного обслуговування сільськогосподарських машин.

3. При неповній інформації про надійність машини, раціональним рішенням буде регламентування профілактичних заходів технічного обслуговування сільськогосподарських машин за виразом (8) і апостеріальним розподілом.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Анилович В.Я., Погорельий Л.В., Полянський А.В.* Формирование моделей обеспечения надёжности машинно-тракторного парка по технико-экономическим критериям // *Техніка АПК.* – 2001. – № 5-6. – С. 13-17.
2. *Баранов А.А., Козубов В.П., Свердлов В.П.* Обеспечение надёжности машин на стадии проектирования // *Тракторы и сельскохозяйственные машины.* – 2003. – № 11. – С. 5-6.
3. *Барлоу Р., Прошан Р.* Математическая теория надёжности. – М.: Советск. радио, 1969. – 302 с.
4. *Бобчук М., Коваль С., Погорілий В. та ін.* Науково-методичні принципи забезпечення надійності вітчизняних зернозбиральних комбайнів // *Техніка АПК.* – 2004. – №4-5. – С. 8-10.
5. *Бойко А.І.* Тенденції розвитку вітчизняного сільгоспмашинобудування і проблем забезпечення надійності машин // *Науковий вісник Національного аграрного університету: Зб. наук. праць.* – К., 2004. – Вип. 73. – Ч.2. – С. 181-183.
6. *Борисов Ю.С.* Показатели надёжности технологических линий в животноводстве // *Техника в сельском хозяйстве.* – 2004. – №2. – С. 10-13.
7. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
8. *Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д.* Математические методы в теории надёжности. – М.: Наука, 1965. – 524 с.
9. *Гринченко А.С.* Построение стохастических моделей надёжности при деградационных отказах // *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: Зб. наук. праць / ХДТУСГ.* – Харків, 2003. – Вип.14
10. *Гринченко О.* Методичні особливості аналізу результатів випробувань на надійність дослідних зразків техніки // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. праць / УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого.* – Дослідницьке, 2004. – Вип.7 (21). – С. 396-401.
11. *Рибак Т.І.* Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільгоспмашин. – Тернопіль: Збруч, 2002. – 330 с.
12. *Роговський І.Л.* Аналітичне визначення факторів впливу на коефіцієнт готовності сільськогосподарських машин у системі їх технічного обслуговування // *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. / КНТУ.* – Кіровоград, 2005. – Вип. 36. – С. 224-228.
13. *Роговський І.Л.* Ймовірність співпадання прогнозованих і фактичних технічних обслуговувань сільськогосподарських машин // *Матеріали міжнар. наук.-практ. конф. “Агромех-2004” / ЛДАУ.* – Львів-Дубляни, 2004. – С. 205-212.
14. *Роговський І.Л.* Оцінка безвідмовності сільськогосподарських машин через характеристику потоку відмов // *Вісник Степ: Наук. зб. / КДСГС УААН.* – Сосонівка, 2005. – С. 108-110.
15. *Черновол М.І., Аулін В.В., Солових Є.К.* Проблеми та задачі теорії надійності машин // *Праці 1-ї Міжнар. наук.-техн. конф. (4-7 жовтня) / ТДТУ.* – Тернопіль, 2004. – С. 567-569.

УДК 630.33.30.

© 2006

*Романишин О.Ю., кандидат технічних наук,  
Заєць М.Л., аспірант\*,*  
Державний агроекологічний університет, м. Житомир

## СОШНИК ДЛЯ РОЗКИДНОГО СПОСОБУ СІВБИ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР

**Постановка проблеми.** Проблема покращання конструктивно-технологічних параметрів робочих органів посівних машин є однією з актуальніших народногосподарських задач. Боротьба з надлишковим тяговим опором, зменшення металоємності, поліпшення властивостей поверхонь деталей робочих органів та рівномірності посіву насіння, заробка його на однакову глибину в ґрунт має суттєве значення для отримання високих результатів у багатьох галузях сільського господарства і в агропромисловому комплексі взагалі.

*Сошник відноситься до трубчасто-лапчастого типу. Він рівномірно розподіляє насіння по площі смугою 10 см на задану глибину заробки, що дає змогу при міжрядді 15 см одержувати суцільний посів зернових культур, що позитивно впливає на збільшення урожайності (до 10%) та окупність мінеральних добрив, паливо-мастильних матеріалів тощо.*

Після основного та передпосівного обробітку ґрунту основною операцією є посів насіння культур, від якості виконання якого залежить чимало факторів, зокрема дружня схожість насіння, добре формування стебла рослини і, що найважливіше, – підвищення урожайності. Сівба є одним із енергоємних технологічних процесів у вирощуванні сільськогосподарських культур, тому будь-яке зниження енергетичних затрат на виконання даного технологічного процесу має значну цінність. Зниження енергозатрат за суцільної сівби проходить за рахунок встановлення на сівалку сошників нової конструкції, що дозволяє суттєво зменшити тяговий опір посівної машини і дозволяє не встановлювати додаткові знаряддя для загортання насіння, тому що насіння засипається за рахунок самоосипання ґрунту, який сходить з поверхні сошника, що теж суттєво зменшує енергозатрати та тяговий опір посівної машини. При зменшенні енергетичних затрат значно покращується якість посіву завдяки використанню сошників для суцільного посіву і має важливе значення в умовах застосування інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур. Інші типи зароблюючих органів на базі зернових сівалок (глибина заробки, рівномірність розподілення по дні борідки) не завжди забезпечують оптимальні параметри посіву зернових культур; до того вони відрізняються високою металоємністю та енергоємністю при обробітку ґрунту. В зв'язку з вищевикладеним розробка сошника розкидного посіву, що забезпечує високу якість рівномірного розподілу та заробки насіння на задану глибину обробітку, при зниженні металоємності та енергетичних затрат при обробітку ґрунту, є важливою й актуальною народногосподарською задачею.

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Сучасні тенденції інтенсифікації виробничих процесів, збільшення продуктивності праці, робочих швидкостей зменшення енергозатрат призводять до розробки принципово нових машин, робочих органів, знарядь, пристосувань, роблячи проблему ще більш гострою.

За результатами досліджень конструктивно-технологічних параметрів, зокрема робочих органів, у технічній літературі є чимало публікацій. У більшості з них містяться уривчасті зведення про конкретні матеріали, для конкретних деталей у конкретних умовах експлуатації. Такі знання мають обмежене наукове і практичне значення, оскільки ті самі методи формоутворення, що виявляють високу ефективність в одних умовах, часто недієздатні в інших. Тому скористатися результатами відомих досліджень загального характеру для аналізу даного випадку, обґрунтування конструктивно – технологічних параметрів робочих органів зернових сівалок, є досить важким завданням.

Виходячи з цього, існує нагальна потреба в розробці нових конструкцій і формоутворення робочих органів посівних машин.

**Мета досліджень та методики їх проведення.** Метою нашої роботи було доведення переваг суцільного посіву перед окремими способами, зокрема рядковим, вузькорядним та іншими; опис нової конструкції сошника трубчасто-лапчастого типу для розкидного (суцільного) типу посіву зернових культур, таких як пшениця, ячмінь, ріпак, жито тощо.

\* Керівник – кандидат технічних наук Романишин О.Ю.

**Результати дослідження.** Відомо, що зернові культури можна висівати різними способами: рядковим, вузькорядним, перехресним, стрічковим, розкидним. Вони відрізняються один від одного рівномірністю розподілу насіння по площі. Крім того, важливою вимогою для зернових сівалок є однакова глибина заробки насіння, а також ущільнення ґрунту в шарі знаходження насіння (5).

Зернова сівалка вітчизняного виробництва СЗ-3,6, СТН-16 не відповідає ні одній із вказаних вимог. Так, при міжрядді 15 см насіння висівається рядками з інтервалом між сусідніми зернами 1,5-2 см, за рахунок чого 40 % площі не бере участі в живленні рослин.

З агротехнічних вимог (АТВ) відомо, що відстань між суміжними рослинами повинна становити 3-4 см, що дає змогу брати участь у живленні рослин на всій площі поля. Цю вимогу може задовольнити розкидний, а краще – суцільний тип сівби зернових. Різниця між ними полягає в рівномірності розподілу насіння по площі поля при його заробці (4).

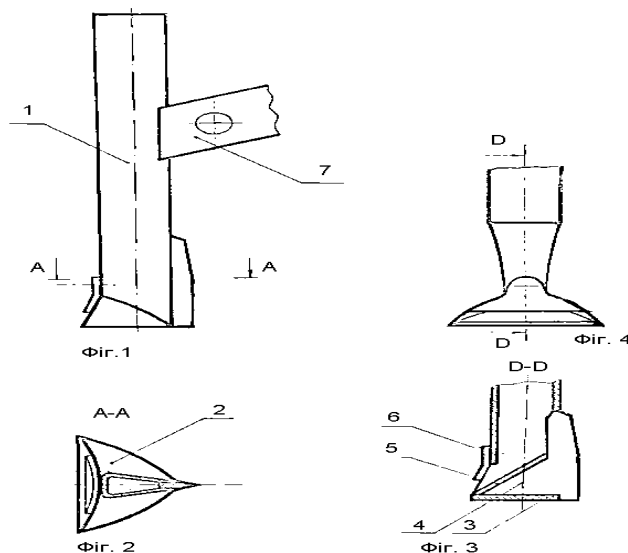
Використовуючи розкидний спосіб, наприклад, у розкидачах мінеральних добрив, і подальшій заробці насіння на глибину розподілу по площі, більш-менш задовольняє вищевказані вимоги, хоча глибина заробки нерівномірна.

За розкидного (суцільного) способу сівби насіння розподіляється рівномірно по всій площі і на однакову глибину, що є основною агротехнічною вимогою до сівби.

Оцінка якості сівби різними способами наведена в таблиці 1.

**1. Оцінка якості сівби двома способами**

Спосіб сівби	Норма висіву, млн. шт/га	Густота сходів, шт/м	Ширина міжрядь, м	Інтервал між насінням, см	Коефіцієнт $\mu$	Середня глибина заробки насіння, см	Коефіцієнт варіації інтервалів $V_{Г}$ , %	Середнє квадратичне відхилення інтервалів $\sigma$ , см
Рядковий	10,0	570	0,15	1,7	0,42	4,5	48,0	1,27
Розкидний	10,0	640	-	3,5	0,61	3,8	14,2	0,73



**Рис. 1. Сошник для розкидного способу сівби зернових культур**

(1 – стійка, 2 – крило, 3 – ущільнююча пластина, 4 – ніж, 5 – розподільник, 6 – пластина, 7 – кронштейн)

Із даних таблиці 1 видно, що коефіцієнт розподілу насіння по площі ( $\mu$ ) в 1,5 рази кращий за суцільного способу сівби, ніж за рядкового. Глибина заробки насіння за суцільного способу також значно краща (коефіцієнт варіації  $V = 14,2$  % проти 48 %) (1).

Для суцільної сівби кафедра “Механізації землеробства” Державного агроєкологічного університету (м. Житомира) розробила конструкцію трубчасто-лапчастого сошника, принцип роботи якого полягає в наступному (рис. 1). Під дією механізму заглиблення зернової сівалки сошник переміщується



## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

в розпушеному шарі ґрунту на задану глибину (глибину передпосівного обробітку) і “підриває” ґрунт, створюючи порожнину з ущільненим ложем і куди по трубчатій стійці (7) через розподільвач (5) і вихідне вікно спрямовується насіння, що рівномірно розподіляється по дну борозни у вигляді смуги шириною 100 мм і накривається шаром ґрунту.

Виходячи з того, що відстань між сошниками сівалки СЗ-3,6 чи СТН-16 становить 15 см, тому відстань між насінням суміжних смуг становитиме 5 см, що практично дорівнює відстані між насінням на площині смуги, тобто буде суцільний посів по ширині захвату сівалки.

**Висновки.** Результатами досліджень ефективності суцільної сівби в НДГ “Україна” університету показали, що суцільна сівба забезпечує швидку появу сходів (на 2-3 дні), зниження довжини рослин, підвищення продуктивного кушення рослин, зменшення забур’яненості поля, а також покращанню показників структури врожаю, що позитивно позначається на урожайності. Більш ефективне використання рослинами повітряно-світлового та ґрунтового живлення при суцільній сівбі сприяє не лише збільшенню урожайності (на 10-12%), а й покращанню окупності мінеральних добрив та паливо-мастильних матеріалів.

### 2. Ефективність експериментального посівного агрегату для розкидного способу сівби

Назва показника	Експериментальний агрегат (суцільний посів)	Базовий агрегат (рядковий посів)	±
Дата появи сходів	18.10	20.10	
Густота стеблостою, шт/м <sup>2</sup>	492	481	+ 11
Маса 1000 насіннин, г	39,95	40,85	- 0,9
Натура насіння, г/дм <sup>3</sup>	754,2	748,2	+ 6
Число зернин у колосі, шт.	31,2	24,95	+ 6,25
Урожайність, т/га	4,28	3,75	+ 0,53

Із даних таблиці 2 видно, що суцільний посів експериментальним сошником, у порівнянні з рядковим посівом дисковими сошниками, покращує технологічні показники. Крім того, експериментальний сошник легший від дискового на 6 кг, простіший за конструкцією та виготовленням, має високу технічну надійність.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Горбань С.Ф., Снижка Н.В. Теория вероятности и математическая статистика. – К.: Наука, 1999. – 160 с.
2. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных процессов и режимов работы. – М.: Колос, 1980. – 671 с.
3. Науково обґрунтована система ведення сільського господарства в Лісостепу УРСР. П.Л. Погрібняк, В.Ф. Губенко, В.А. Ільченко та ін. – К.: Урожай. – 1974. – 488 с.
4. Практикум по сельскохозяйственным машинам / А.И. Любимов, З.И. Вогкий, В.В. Бледных и др. – М.: Колос. – 1999. – 191 с.
5. Хоменко М.С. Механизация посева зерновых культур и трав. Справочник / М.С. Хоменко, В.А. Зырянов, В.А. Насонов. – К.: Урожай, 1989. – 168 с.

УДК 621.824.32.004.15

© 2006

*Скобло Т.С., доктор технических наук,  
Сидашенко А.И., кандидат технических наук,  
Харьяков А.В., доктор технических наук,  
Науменко А.А., кандидат технических наук,*

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

## ВОССТАНОВЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН НАНЕСЕНИЕМ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ ПЛАЗМЕННО-ПОРОШКОВЫМ МЕТОДОМ

**Постановка проблемы.** Условия эксплуатации машин и оборудования предъявляют высокие требования к качеству, надежности и долговечности их деталей, особенно при техническом обслуживании и ремонте. По мере износа деталей уровень их свойств, как правило, снижается. Это связано с тем, что при упрочнении рабочей поверхности имеет место некоторый спад твердости и снижение физико-механических свойств в процессе эксплуатации деталей, а также накопление и развитие повреждений.

*Висвітлено плазово-порошковий метод нанесення покриття для відновлення деталей. Розроблені параметри відновлення і порошкова композиція на основі заліза. Отриманий економічний ефект від впровадження технологічного процесу.*

**Анализ основных исследований по данной проблеме.** Статистический анализ эксплуатационной стойкости двигателей в различные временные периоды показал, что более поздний период (2002-2003 гг.), по сравнению с предыдущим (2001 г.), характеризуется выходом из строя по интенсивному износу деталей. Так, если до наработки 400 мото-ч в более раннем периоде выходило из строя ~ 23% (по отношению ко всем наблюдаемым в эксплуатации двигателям), а во втором доходило до 70% при гарантии наработки до капитального ремонта 6000 мото-ч.

Для обеспечения необходимых потребительских свойств деталей и стабильной работы машин и оборудования необходимо обеспечить в процессе их ремонта получение высокого качества рабочего слоя. Этого возможно достичь путем выбора эффективных материалов, параметров и технологии восстановления, которые бы не оказывали влияния на изменение линейных размеров при обработке, не требовали бы последующей правки, не изменяли бы структуры и свойств материала детали и обеспечивали необходимые условия эксплуатации сопряжения.

К числу наиболее эффективных технологических процессов восстановления деталей в первую очередь относятся способы с использованием высококонцентрированных источников энергии [1-7] – лазерная, плазменная, электроннолучевая и электроискровая обработки, которые не приводят к структурным и физико-механическим изменениям в подслое. Кроме того, применение этих методов, благодаря локальному нагреву поверхностного слоя, не снижает усталостной прочности восстанавливаемых деталей и обеспечивает получение необходимого по толщине слоя покрытия. У 90% деталей, особенно работающих в сопряжении, величина износа не превышает 1,5 мм.

Анализ выявленных публикаций показал преимущество исследования плазменного метода, для восстановления наиболее ответственных деталей работающих в условиях знакопеременных нагрузок – коленчатых валов и крестовин карданных валов. Данный метод обеспечивает скоростной и локальный нагрев поверхностных слоев восстанавливаемой детали, он позволяет сохранить свойства ее сердцевины и одновременно полностью компенсировать износ.

При восстановлении коленчатых валов нанесением покрытий плазменно-порошковым методом возможно снижение их усталостной прочности из-за уменьшения эффективного сечения шеек (шлифовка и наличие зоны термического влияния).

**Цель исследования.** Целью исследований являлось изучение влияния параметров обработки на структуру и свойства покрытий, наносимых плазменно-порошковым методом.

Для определения оптимального ремонтного размера для восстановления был выполнен расчет величины запаса прочности восстановленного коленчатого вала V-образного шестицилиндрового двигателя СМД-60.

Расчеты показали, что на уменьшение усталостной прочности в сопряжении щека – шейка оказывает влияние снижение запаса прочности шатунной шейки. Установлена максимальная величина ее шлифовки перед нанесением покрытия (до 0,15 мм) и зоны термического влияния (не более 2 мм). При достижении таких значений рекомендуется восстановление с нанесением покрытия после 2-го ремонтного размера, так как в этом случае запас прочности шатунной шейки значительно выше минимально допустимого.

Стендовые испытания коленчатых валов, восстановленных нанесением предложенного покрытия плазменно-порошковым методом, показали, что максимальный износ для шатунных шеек (1-4) составляет 0,002 мм, а для коренных (4) – 0,003 мм. Минимальный износ шатунных шеек (2-5 и 3-6) и коренных (3) не превышает 0,001 мм.

При этом твердость рабочего слоя после испытаний не изменялась.

При восстановлении использовали порошковую композицию на базе системы Ni – Cr – Si – B [8], которая обеспечивает долговечность таких деталей в 3-5 раз выше, по сравнению с новыми, и определяется не только покрытием, но и свойством переходной зоны и зоны термического влияния (ЗТВ), которые регулируются набором технологических операций и параметрами процесса.

На основе разработанной методологии и комплексных методов исследований, планирования эксперимента, статистических методов анализа выявлено влияние состава порошковых композиций на основе железа на структуру, свойства, износостойкость покрытий, нанесенных плазменно-порошковым методом. Определено, что при восстановлении шеек коленчатых валов наибольшая эффективность достигается при использовании композиции, которая содержит Cr – 4,172%, Ni – 2,17%, B – 1,15%, C – 0,37%, Si – 1,08%, Mn – 1,86%, Mo – 0,3%, Cu – 1,01%, а для шипов крестовин карданных валов Cr – 5,22%, Ni – 1,81%, B – 1,44%, C – 0,41%, Si – 1,34%, Mn – 2,29%, Mo – 0,25%, Cu – 0,84%.

Покрытие предложенного состава, нанесенное плазменно-порошковым методом, имеет следующие зоны: наплавки, переходная (сплавления), термического влияния (ЗТВ), первая из которых определяет износостойкость детали, вторая – прочность покрытия, третья усталостную прочность детали. Выявлена зависимость влияния протяженности каждой из этих зон на износостойкость, прочность сцепления покрытия с основой и стабильную работу детали (отсутствие коробления и усталостных повреждений) в эксплуатации. Регулировать протяженность приведенных зон возможно выбором химического состава покрытия, его однородностью и параметрами обработки, определяющими температурное поле, формируемое при нанесении покрытий.

Обнаружено, что наиболее высокая износостойкость деталей обеспечивается при формировании в структуре специальных карбидов  $Me_7C_3$  и  $Me_{23}C_6$ , а также легированного цементита. Доля упрочняющей фазы составляет 6-8%. Методом микрорентгеноспектрального анализа установлено, что  $(Cr, Fe)_{23}C_6$  содержит 43,9% Cr,  $(Fe, Cr)_3C$  – 13% Cr. Матрица покрытия представляет собой феррито-перлитную структуру.

Качество покрытия, наносимого на шейки коленчатых валов, оценивали по однородности распределения компонентов по сечению покрытия и переходной зоны. Выявлена однородность их распределения. Так, пределы изменения концентрации элементов в покрытии превышают для Cr – 3,66%, Ni – 1,798%, Mn – 1,208%, Si – 0,714%, Mo – 0,106%, переходном слое (на глубине 90 мкм от зоны сплавления) Cr – 4,0%, Ni – 1,97%, Mn – 1,32%, Si – 0,88%, Mo – 0,11%.

Прочность сцепления покрытия с основой составляет 950 МПа, что соответствует требованиям эксплуатации.

Методом планирования эксперимента определены параметры обработки, которая существенно влияют на структурообразование. Наибольшее влияние на величину изменения микротвердости – при использовании предложенного состава покрытия оказывает сила тока. Так, при изменении ее величины от 200 до 260 А твердость падает на 11,33%. При изменении скорости обработки детали в приемлемом интервале  $V=2,8-3,8$  об./мин особого влияния на структурообразование не выявлено.

В случае обработки с предварительным подогревом, в переходной зоне, по сравнению с основным металлом, отмечалось повышение концентрации всех химических элементов за счет интенсификации диффузионных процессов. Исследования показали, что предварительный подогрев детали выравнивает концентрацию компонентов в зоне покрытие – переходной слой, что положительно сказывается на повышении прочности сцепления.

Получена зависимость изменения температурного режима обработки на изменение структуры по-

крытия и переходной зоны. Обработка по режиму с параметрами  $I = 260$  А и  $V = 3,8$  об/мин приводит к перегреву и формированию видманштетовой структуры в переходной зоне.

При исследовании структурообразования в слое покрытия, нанесенного на шипы крестовин карданных валов выявлено, что при обработке током в интервале значений 120-150 А падение концентрации всех элементов было существенным: для Ni составило 29,47%, а Cr – 26,53%.

Это приводит к неоднородности структуры и свойств покрытия, способствуя неравномерному износу восстановленной поверхности детали.

При нанесении покрытий с использованием тока в диапазоне 150 – 180 А концентрация химических элементов снижалась незначительно, по сравнению с первым интервалом, и не превышала 0,58% и 5,55% для Ni и Cr, соответственно.

Для выбора параметров обработки разработан метод и выполнен расчет температурных полей при обработке плазменно-порошковым методом. Использован новый подход, учитывающий существенные конвективные тепловые потоки в жидкой фазе. Построение такой модели позволяет прогнозировать структуру (и, как следствие, свойства) восстановленного слоя и детали, гибко изменяя режимы обработки для получения необходимых свойств изделия (твердость, микротвердость структурных составляющих, протяженность переходной зоны).

Оптимальными параметрами обработки для нанесения покрытий на шейки коленчатого вала СМД – 60 (Сталь 45, Ø 86мм) являются: ток  $I = 230$  А, скорость вращения детали  $V = 2,8$  об/мин, температура предварительного подогрева  $T = 200^\circ\text{C}$ .

**Выводы.** Разработанная технология нанесения восстановительных покрытий плазменно-порошковым методом может быть успешно использована не только при ремонте сельскохозяйственной техники, но и в различных отраслях народного хозяйства. Выявлена эффективность этого метода и при восстановлении деталей турбин паровых и атомных электростанций.

Экономический эффект от внедрения технологии восстановления коленчатых валов нанесением разработанного покрытия плазменно-порошковым методом при восстановлении 10000 шт составил 279093 грн.

Разработки внедрены на Шевченковском РТП, а потребителями восстановленных коленчатых валов являются Сумская, Полтавская, Харьковская и Черниговская области Украины.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. Горбань В.Ф., Бритун В.Ф., Косско И.А. Изменение состава и структуры газотермических хромовых покрытий при трении в результате контактного взаимодействия. // Порошковая металлургия. – 1995. – №5-6. – С. 80-85.
2. Донской А.В., Клубникин В.С. Электроплазменные процессы и установки в машиностроении. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд. 1979.–221 с.
3. Лецинский Л. К., Самотугин С.С., Пирч И.И. и др. Плазменное поверхностное упрочнение. – К.: Техника, 1990. – 109 с.
4. Малаховский В.А. Плазменные процессы в сварочном производстве. – М.: Высш. шк., 1988. – 72 с.
5. Новые методы поверхностного упрочнения / Ю.Е. Кузнецов, Н.М. Воронцов, Т.С. Скобло и др.; Черметинформация. – М., 1984. – 33с.
6. Тополянский П.А. Плазменные технологии нанесения покрытий // Сварщик. 2002 – № 3. – С. 10-13.
7. Тополянский П.А. Новые плазменные технологии восстановления деталей машин и инструмента // Балтийские металлы. – 2002. – №5-6. – С.6-7.
8. Харьяков А.В., Скобло Т.С., Сидашенко А.И. и др. Анализ микроструктуры слоя наплавленного методом плазменно-порошковой наплавки после эксплуатационных испытаний. //Повышение надежности восстанавливаемых деталей машин. – Харьков. – 1999. – С. 59-62.

УДК 631.371:621.311

© 2006

*Улексін В.О., кандидат технічних наук,  
Кухаренко П.М., кандидат технічних наук,  
Дніпропетровський державний аграрний університет*

## ДОЦІЛЬНІСТЬ ЕЛЕКТРИФІКАЦІЇ РОСЛИННИЦТВА

**Постановка проблеми.** Розвал вітчизняного тракторобудування і неспроможність конкурувати з передовими виробниками на ринку тракторів та сільськогосподарських машин вимушує шукати шляхи виходу з кризового стану та відновлення власного виробництва конкурентоспроможної сільськогосподарської продукції. Це можливо лише за умови створення більш ефективних засобів механізації, які повинні мати свою нішу на ринку й вироблятися поза конкуренцією. Зважаючи на виснаження нафтових родовищ, привабливим є застосування електрифікованих енергетичних засобів, які мають суттєві переваги й можуть створити реальну альтернативу існуючим засобам механізації на базі дизельних тракторів.

*Виснаження запасів нафти та збільшення вартості нафтопродуктів визначає проблематичність подальшого широкого застосування двигунів внутрішнього згорання та розвитку галузей, заснованих на їх використанні. Відомі альтернативні палива не вирішують проблеми. Досліджується перспективність застосування електроенергії в рослинництві, що забезпечить сталий розвиток сільськогосподарського виробництва.*

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Усі сучасні енергетичні засоби механізації рослинництва обладнані двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ), які виникли, розвивались і забезпечували високу ефективність лише завдяки дешевизні нафти та її похідних. Аналіз можливостей використання різних горючих продуктів у якості моторного палива вказує на відсутність ефективних замінників бензину та дизельного пального. Так, газові силові установки програють традиційним ДВЗ за масово-габаритними показниками; метанол, ефіри та рослинні олії [4] виявляються дорогими, до того ж повністю не вирішують проблеми заміни нафтового палива. Слід згадати, що ще при створенні сільськогосподарського трактора вагомим аргументом на користь застосування його замість гужової тяги була економія земельних угідь, які не треба було засівати кормовими культурами для годування робочої худоби [2]. Застосування електроенергії для приводу мобільних сільськогосподарських машин не знайшло широкого практичного застосування [1], але досвід цієї роботи заслуговує на увагу, оскільки в нових умовах може виявитися вирішенням проблеми енергозабезпечення рослинництва.

Результати виробничих випробувань електротракторів, створених на основі шасі серійних машин [5], дозволяють порівняти їх показники з параметрами сучасних МТА на базі дизельних тракторів (табл. 1). При обчисленні відношення енерговитрат та вартості енергії на виконання одиниці роботи трактором із ДВЗ та електротрактором бралось до уваги, що 1 кг дизпалива дає 42,5 МДж і станом на літо 2006 року коштує 4 грн., а 1 кВтгод електроенергії становить 3,6 МДж і коштує 0,34 грн., тобто, кількість електричної енергії, еквівалентна 1 кг дизпалива, становить 11,8 кВтгод і коштує, як і дизельне пальне, 4,01 грн. У 1974 році відпускна ціна електроенергії становила 0,04 крб/кВтгод, а дизельного пального – 0,10 крб/кг, отже, вартість електроенергії, еквівалентної 1 кг дизельного пального, становила 0,472 крб, тобто була у 4,72 рази більшою.

### 1. Порівняння енергоємності та вартості енергоносіїв для обробітку ґрунту з використанням дизельних та електротракторів

Операція	Витрати енергоносія		Відношення (1) до (2)		
	трактором із дизелем (1), кг/га *	електротрактором (2), кВтгод/га	енерговитрат, МДж/МДж	вартості витраченої енергії	
				грн./грн.**	крб./крб.***
Оранка	16...25	44...57	3,3...6,7	3,3...6,7	0,70...1,42
Культивация	8...9	20...23	4,1...5,3	4,1...5,3	0,87...1,13
Посів зернових	4...6	12...13	3,6...5,9	3,6...5,9	0,76...1,25

\* – станом на 2002-2005 рр., \*\* – за цінами літа 2006 року, \*\*\* – за цінами 1974 року.

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Величина відношення вартості енергії в останній колонці таблиці менша одиниці означає, що на виконання однієї й тієї ж роботи витрачена електротрактором електроенергія коштує більше, ніж витрачене звичайним трактором дизельне паливо. Отже, у 1974 році економічна доцільність застосування електротракторів була сумнівною – нині їх використання повинно бути вигідним.

**Мета досліджень:** шляхом теоретичного аналізу дати відповідь на запитання про доцільність застосування електроприводу засобів механізації рослинництва.

**Результати досліджень.** Якщо відношення вартості палива та електроенергії, наведені в таблиці 1, досить легко пояснюється співвідношенням їх цін і особливої зацікавленості не викликає, то співвідношення витрат первинної енергії у МДж/МДж, поміщені у третю колонку таблиці 1, привертають увагу: на виконання однієї й тієї ж роботи застосування електротрактора потребує у 3-5 разів менших витрат енергії, ніж застосування дизельного трактора. Ця обставина потребує окремого аналізу.

Дослідні електротрактори (рис. 1) обладнувалися трьохфазними асинхронними двигунами, які з урахуванням втрат у кабелях електропередач мали ККД у межах 0,88-0,92 [3, 5]. Для узгодження роботи асинхронного двигуна з ведучими органами застосовувалася трансмісія базового трактора, включаючи зчеплення та коробку передач. Тракторний дизель в умовах експлуатаційного завантаження має ККД 0,25-0,3. Отже, електричний двигун, маючи у порівнянні з дизелем у 3-3,5 рази вищий експлуатаційний ККД, забезпечував у стільки ж разів менші витрати первинної енергії.

Застосування асинхронного двигуна для тягово-транспортної машини не є оптимальним – значно вищу ефективність мають спеціальні тягові двигуни, які широко застосовуються на міському електротранспорті, шахтних потягах, на промисловому цеховому електротранспорті. Використання тягових електродвигунів із сучасними засобами регулювання потужності дозволяє суттєво спростити механічну трансмісію, покращити тягову характеристику, зменшити вартість порівнянно з приводом від ДВЗ та підвищити надійність машини.

Основною невирішеною проблемою електричного приводу мобільних машин залишається передача енергії. Як відзначалося у [1]: „...Трактор з довгим кабелем, що волочиться по землі, немислимий як маневрена машина, яка забезпечує роботи на значних, спеціально не підготовлених площах. Навпаки, у якості мобільного агрегату для об'єктів із постійною траєкторією руху такий трактор був би дуже до речі...” Такий висновок, зроблений понад 20 років тому, може стати програмним напрямком подальшого удосконалення засобів механізації рослинництва в Україні. Постійність траєкторій руху мобільних енергетичних засобів у поєднанні з достатньою шириною захвату технологічних машин приводять до створення нових форм механізації рослинництва, які, відрізняючись високою ефективністю, поки що відсутні на ринку, і їх впровадження не пов'язане з конкурентною боротьбою. Ці засоби мають назву – мостові машини. Основною відмінністю механізації рослинництва на основі мостових машин є поділ поля на агротехнічну та інженерну зони, що служать як для вирощування культурних рослин, так і для руху засобів механізації.

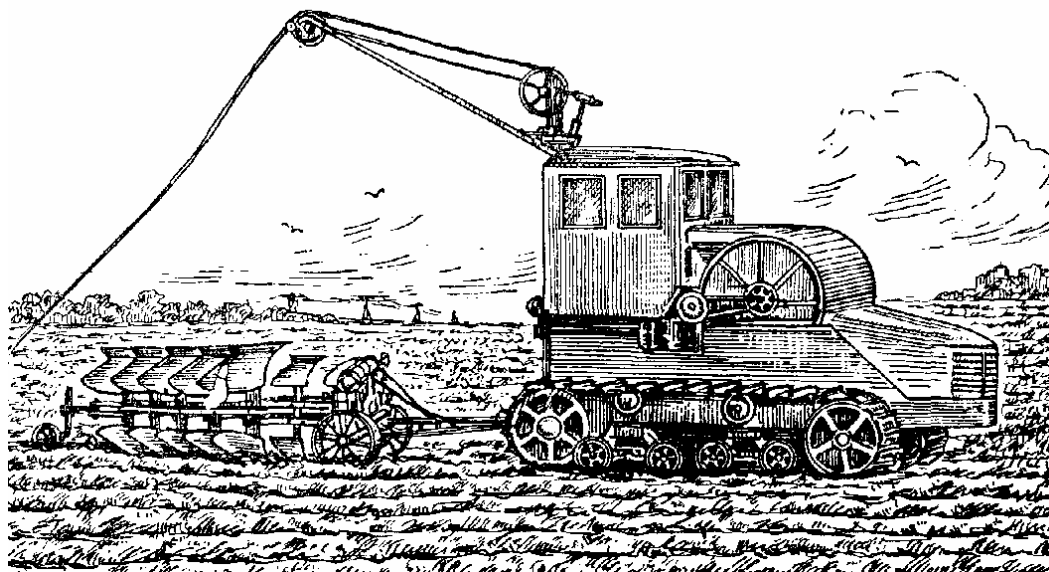


Рис. 1. Електротрактор XT3-12 з кабельним живленням [3]

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

---

Суттєвою перевагою мостових машин є відсутність руху машини по площі, зайнятою культурними рослинами. З одного боку, це зменшує травмування та збереження родючості ґрунту, з іншого, дозволяє покращити параметри економічності. Так, за даними ВІМ, урожайність культурних рослин гарантовано підвищується на 10-20%. Тяговий ККД колісного трактора при роботі на полі (оранка, культивация, боронування) знаходиться у межах 0,6-0,7, а при роботі на ґрунтових дорогах – 0,8-0,9, тобто, збільшується у 1,3 рази.

### Висновки

1. У зв'язку з суттєвим подорожчанням моторних палив нафтового походження застосування електротракторів із кабельним живленням виявляється економічно доцільним.

2. Розробка та впровадження мостових засобів механізації рослинництва з електроприводом для машинобудування України є своєчасним, оскільки не потребує конкурентної боротьби.

2. Впровадження мостових машин з електроприводом дає підстави очікувати ефекту, який виражається у зменшенні витрат на енергоносії за рахунок підвищеного ККД електродвигуна (у 3 рази) та за рахунок зменшення витрат на самопересування (у 1,3 рази); спрощенні будови та вартості засобів механізації; збільшенні урожайності культурних рослин. Усе це зменшує собівартість рослинницької продукції та підвищує її конкурентоспроможність.

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Афиногенов М.П., Новиков Г.В.* Перспективы применения тягового электрического привода в тракторостроении // Механизация и электрификация с.-х. – 1984. – №2. – С.16-19.
2. *Бухарин Н.А.* Современные тракторы: устройство и эксплуатация. – М.-Л.: Госсельхозиздат, 1931. – 344 с.
3. *Иофинов С.А., Турбин Б.Г., Цырин А.А.* Механизация и электрификация сельского хозяйства:

Учебник для с.-х. техникумов. – М.-Л.: Сельхоз-ГИЗ, 1956. – 544 с.

4. *Карпенко О.* Перспективи біодизеля // Сільські вісті. – №1. – 4 січня 2006 р.

5. Применение электрической энергии в сельскохозяйственном производстве: Справочник / Под ред. акад. ВАСХНИЛ П.Н. Листова. – М.: Колос, 1974. – 623 с.

УДК 539.3:534.1  
© 2006

*Яковенко О.О., аспірант\**,  
Чернігівський державний технологічний університет

## АНАЛІЗ ОКРЕМИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

**Постановка проблеми.** Сучасний розвиток науки і техніки обумовлює необхідність розробки та створення нових конструкційних матеріалів із можливістю регулювання вихідних характеристик. Більшість сучасних матеріалів є композицією декількох складових, що дозволяє на етапі проектування закласти необхідні властивості у відповідності з призначенням конструкції та умовами її експлуатації. Варіювання складу, форми і вмісту компонентів композиційного матеріалу у різних комбінаціях дозволяє створювати матеріали з істотно вищою міцністю, жорсткістю, твердістю і демпфуючою властивістю, порівнянно з однорідними матеріалами.

*Досліджено окремі методи визначення ефективних характеристик композиційних матеріалів і проведено їх порівняльний аналіз.*

Для опису поведінки композиційних матеріалів, як правило, використовуються ефективні характеристики, що визначаються через відповідні характеристики компонентів і дозволяють перейти від неоднорідного середовища до однорідного одним із методів осереднення структури. Якщо композиційний матеріал характеризується лінійною пружною поведінкою, то йому відповідатимуть пружні модулі фази, які є константами. У випадку, коли композиційний матеріал є в'язкопружним, для визначення його ефективних характеристик необхідно врахувати залежність властивостей компонентів від часу, тобто використати залежності теорії спадкового середовища. У багатьох випадках можна скористатися залежностями в'язкопружності, записаними у просторі інтегральних перетворень Фур'є, що дозволяє безпосередньо використати експериментальні дані щодо комплексних модулів матеріалу.

**Аналіз основних досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання проблеми.** Визначенню пружних ефективних характеристик композиційних матеріалів присвячено чимало робіт, значно менше тих, в яких розглядаються питання визначення ефективних характеристик неідеально-пружних композитів.

Вибір тієї чи іншої моделі розрахунку пов'язаний з проблемою точності кінцевого результату та його відповідності експериментальним даним [5].

Наближену модель двофазного композиційного матеріалу, армованого шарами і волокнами, розглянуто в роботі [2]. Для опису в'язкопружних властивостей композиту використано концепцію комплексного модуля. Матриця модулів у такому випадку матиме вигляд

$$K = K' + iK'' \quad (1),$$

де  $K'$ ,  $K''$  – відповідно дійсна й уявна складові матриці модулів.

Більш широкі можливості відкриваються при використанні скінченно-елементних моделей армованих матеріалів, зокрема, значення ефективних характеристик можна отримати, застосувавши для визначення ефективних характеристик енергетичний підхід на основі скінченно-елементної моделі, побудованої у просторі перетворень Фур'є [3].

Точні аналітичні рішення для ефективних характеристик композиційного матеріалу отримано в небагатьох випадках [1, 3-4, 6-8]. У роботі [7] представлено точні вирази для ефективних комплексних модулів двофазного композиційного матеріалу.

**Мета досліджень і методика їх проведення.** У зв'язку з наявністю значної кількості методів визначення ефективних характеристик композиційних матеріалів постає питання про доцільність використання того чи іншого методу розрахунку, зважаючи на їх відповідність методів щодо перевірконого експеримента і оптимального проектування конструкцій з цих матеріалів. Таким чином, мета даної роботи полягає у порівняльному аналізі окремих деяких методів визначення ефективних характеристик композиційних матеріалів з наданням рекомендацій щодо їх використання при розрахунку композитів.

\* Керівник – доктор технічних наук, професор Дубенець В.Г.



Для аналізу було використано наближений метод розрахунку [2] та енергетичний підхід на основі скінченно-елементної моделі (СЕМ) [3]. Цей підхід полягає у прирівнюванні енергій деформації представницького елемента (рисунок 1) та умовного однорідного матеріалу при характерних деформаціях розтягу і зсуву (рисунок 2).

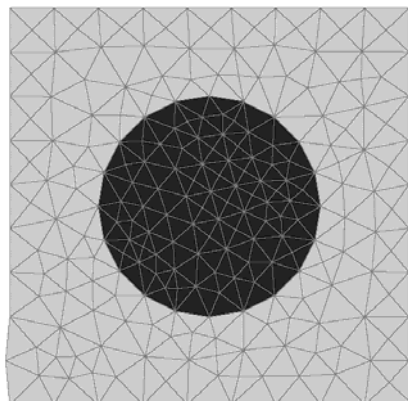


Рис. 1. Представницький елемент об'єму з розбиттям на скінченні елементи

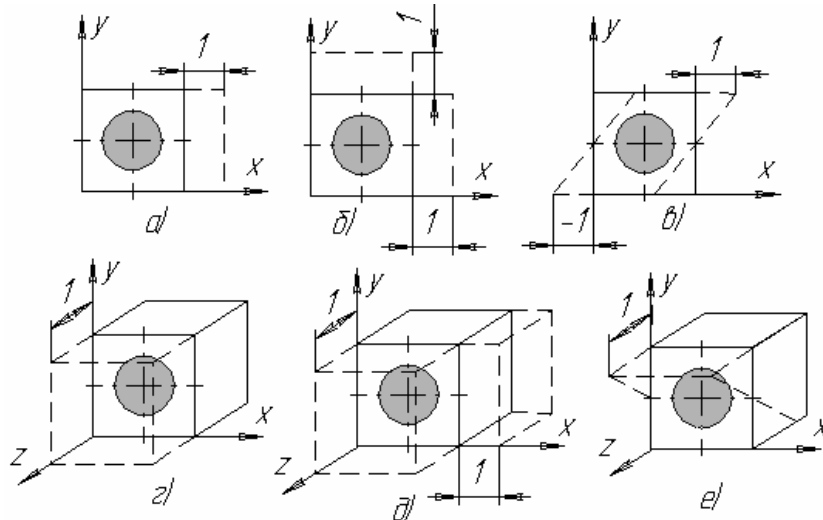


Рис. 2. Характерні деформації розтягу (а, б, з, д) і зсуву (в, е):

а – розтяг по осі  $X$  (плоска деформація); б – розтяг по осях  $X$  і  $Z$  (плоска деформація);  
в – поперечний зсув (плоска деформація); з – розтяг по осі  $Z$  (узагальнена плоска деформація);  
д – розтяг по осях  $X$  і  $Z$  (тривимірний розрахунок); е – поздовжній зсув (тривимірний розрахунок)

Характеристики складових композиційного матеріалу (однонаправленого волокнистого склопластика) наведено в таблиці 1.

1. Характеристики складових композиційного матеріалу

Матеріал	Модуль пружності, ГПа	Коефіцієнт Пуассона	Декремент коливань
Матриця – епоксидна смола	3,3	0,35	0,566
Армуюче волокно – скло	93	0,267	0,126

Скінченно-елементна модель, побудована у просторі перетворень Фур'є, описується рівнянням  $Z(i\omega)q = F(i\omega)$  (2),

де  $Z(i\omega)$  – матриця динамічної жорсткості,  $(Z(i\omega) = K'(i\omega) + iK''(i\omega) - \lambda M)$ ;

$K'(i\omega)$ ,  $K''(i\omega)$  – відповідно дійсна й уявна частини матриці комплексних модулів,  $\lambda = \omega^2$ ,  $M$  – матриця мас;  $\omega$  – частота;  $i = \sqrt{-1}$ .

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Коефіцієнт демпфірування  $\eta$  (loss factor) та декремент коливань  $\Delta$  визначається за формулами

$$\eta = \frac{q^T K'' q}{q^T K' q}, \quad \Delta = \pi \frac{q^T K'' q}{q^T K' q} \quad (3),$$

де  $q$  – вузлові переміщення.

Для однонаправленого волокнистого композиційного матеріалу матриця модулів  $K$  має вигляд  $K = K' + iK''$ ,

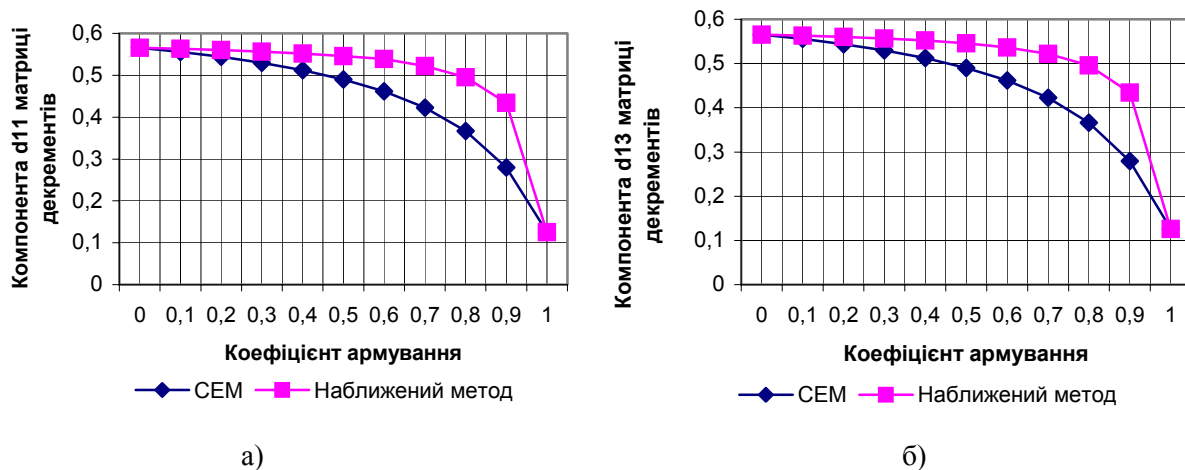
$$\text{де } K' = \begin{bmatrix} c11 & c12 & c13 & 0 & 0 & 0 \\ c12 & c11 & c13 & 0 & 0 & 0 \\ c13 & c13 & c33 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c44 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c44 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c66 \end{bmatrix}; \quad K'' = \begin{bmatrix} s11 & s12 & s13 & 0 & 0 & 0 \\ s12 & s11 & s13 & 0 & 0 & 0 \\ s13 & s13 & s33 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s44 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s44 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s66 \end{bmatrix} \quad (4),$$

а матриця декрементів коливань  $\Delta$ , відповідно,

$$\Delta = \begin{bmatrix} d11 & d12 & d13 & 0 & 0 & 0 \\ d12 & d11 & d13 & 0 & 0 & 0 \\ d13 & d13 & d33 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d44 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & d44 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d66 \end{bmatrix} \quad (5),$$

**Результати досліджень.** Порівняння результатів розрахунків за наближеним методом і за допомогою скінченно-елементної моделі показує відсутність істотних відмінностей між значеннями компонент матриці модулів  $c11$ ,  $c33$ ,  $c12$ ,  $c44$ ,  $c66$ .

Майже повний збіг значень компонент матриці декрементів виявлено для складових  $d11$ ,  $d13$ ,  $d44$  та  $d66$ . Істотні розбіжності спостерігаються для компонент  $d33$  та  $d12$  (рисунк 3) в діапазоні зміни коефіцієнта армування  $\xi$  від 0,1 до 0,9.



**Рис. 3. Залежності компонент  $d11$ (а) і  $d13$  (б) матриці декрементів коливань від коефіцієнта армування**

Із метою аналізу точності скінченно-елементного методу результати розрахунку порівнювалися з точним розв’язком [7]. У таблиці 2 наведено результати порівняння для дійсної частини поздовжнього модуля  $E1$  при різних коефіцієнтах армування.

**2. Розрахункові значення дійсної частини поєздовжнього модуля  $EI$  в залежності від коефіцієнта армування**

Коефіцієнт армування	Значення модуля $EI$ за СЕМ, ГПа	Значення модуля $EI$ за точним розв'язком [8], ГПа	Похибка, %
0	3,3	3,3	0
0,1	12,776	12,331	3,48
0,2	22,054	21,329	3,28
0,3	31,231	30,31	2,95
0,4	40,332	39,279	2,61
0,5	49,398	48,242	2,34
0,6	58,33	57,199	1,94
0,7	67,553	66,153	2,07
0,8	76,586	75,104	1,94
0,9	86,937	84,053	3,32
1	93	93	0

**Висновки.** Порівняння результатів розрахунку поєздовжнього модуля пружності  $EI$  за допомогою скінченно-елементної моделі і точним розв'язком [8] показує майже повне співпадання значень для обох методик. Максимальна похибка розрахунку дорівнює 3,32% при значенні коефіцієнта армування  $\zeta=0,9$  і може бути викликана недостатньо малим розміром скінченних елементів. Точність чисельного аналізу можна підвищити шляхом збільшення кількості скінченних елементів СЕМ.

Проведений аналіз показує, що використання енергетичного методу скінченних елементів дозволяє з необхідною точністю отримати ефективні характеристики композиційного матеріалу. Це дозволяє використати результати розрахунку в сучасних методиках проектування конструкцій з композиційних матеріалів.

Порівняння ефективних характеристик, одержаних за допомогою скінченно-елементного підходу і гіпотез Фойгта-Рейсса [2], свідчить про можливість використання наближених формул у випадках недостатньо точної інформації про структуру армування, коли трудомісткість використання СЕМ не виправдовується точністю результатів.

**БІБЛІОГРАФІЯ**

1. *Ванин Г.А.* Микромеханика композиционных материалов. – К.: Наукова думка, 1985. – 304 с.
2. *Дубенец В.Г., Хильчевский В.В.* Колебания демпфированных композитных конструкций. В 2-х т. – Т.1. – К.: Вища школа, 1995.– 226 с.
3. *Дубенец В.Г., Яковенко О.О.* Розсіяння енергії у композиційних матеріалах, армованих волокнами. – Вісн. Черніг. держ. технолог. ун-ту. – 2005. – № 27. – С. 5-11.
4. *Победра Б.Е.* Механика композиционных материалов. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1984. – 336 с.
5. *Победра Б.Е.* О точности эффективных характеристик в механике композитов. – Механика композитных материалов. – №3. – 1990. – С. 408-413.
6. *Победра Б.Е., Мольков В.А.* Точные значения упругих модулей волокнистых и слоисто-волокнистых композитов. – Механика конструкций из композиционных материалов. – 1991. – №1. – С. 259-277.
7. *Hashin Z.* Complex moduli of viscoelastic composites. – II. Fiber Reinforced materials. – Int. J. Solids Structures. Vol.6. – 1970. – P. 797-807.
8. *Hashin Z.* Analysis of Composite Materials. A survey. – J. Appl. Mech.– Vol.50. – 1979. – P.543-550.

УДК 539.3  
© 2006

Янютин Е.Г., доктор технических наук, НТУ «ХПИ»,  
Мединец Н.А., аспирант НТУ «ХПИ»

### ЗАДАЧА ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ МНОГОСЛОЙНЫХ ПЛАСТИН. ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД

**Постановка проблемы.** Элементы конструкций, представляющие собой многослойные пластины, находят широкое применение в машиностроении и строительстве.

**Анализ основных исследований и публикация.** В работах, посвященных решению задач теплопроводности для таких объектов, чаще всего используются различные гипотезы о характере распределения температуры по толщине пакета слоев [2-3, 5].

В настоящей работе на основе метода разложения искомого решения в ряды Фурье, а также метода конечных разностей, предлагается подход к решению трехмерной стационарной задачи теплопроводности для многослойных пластин, содержащих межслойные источники тепла.

**Цель исследования.** Рассматривается прямоугольная пластина с длинами сторон  $A$  и  $B$  из  $i$  однородных изотропных слоев постоянной толщины. Пластина отнесена к прямоугольной системе координат  $XYZ$ . Наружная поверхность первого слоя связана с координатной плоскостью  $XOY$  (рис. 1).

Запропоновано метод визначення теплового стану багатошарових елементів конструкцій. Розподіл температури по товщині кожного шару отримано за допомогою методу скінченних різниць. Як приклад, розв'язана задача стаціонарної теплопровідності для прямокутної багатошарової пластини.

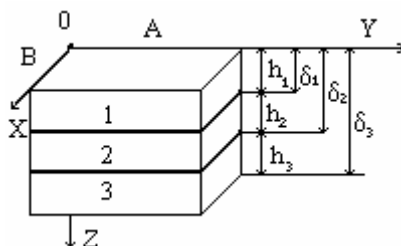


Рис. 1. Прямоугольная пластина с длинами сторон  $A$  и  $B$  из  $i$  однородных изотропных слоев постоянной толщины

**Результаты исследований.** Между слоями пластины расположены пленочные источники тепла. На верхней и нижней наружных поверхностях пластины осуществляется конвективный теплообмен.

Распределение температур в  $i$ -том слое описывается уравнением теплопроводности

$$\Delta T^i = 0, \quad i = \overline{1, I} \quad (1)$$

Кроме того, выполняются граничные условия на границе контакта соседних слоев

$$T^i = T^{i+1} \quad (2)$$

$$k_i \frac{\partial T^i}{\partial z} = k_{i+1} \frac{\partial T^{i+1}}{\partial z} + q_i, \quad z = \delta_i, \quad i = \overline{1, I-1} \quad (3)$$

а также условия на наружных поверхностях пластины

$$-k_1 \frac{\partial T^1}{\partial z} + H_1(T^1 - T_1^\infty) = 0, \quad z = 0 \quad (4)$$

$$k_I \frac{\partial T^I}{\partial z} + H_2(T^I - T_2^\infty) = 0, \quad z = \delta_I \quad (5)$$

$$T^i = 0, \quad x = 0, y = 0, x = A, y = B, \quad i = \overline{1, I} \quad (6)$$

Здесь  $T^i = T^i(x, y, z)$  – температура,  $k_i$  – коэффициент теплопроводности в  $i$ -том слое пластины,  $q_i$  – удельная мощность пленочного источника тепла, расположенного между  $i$ -м и  $i+1$ -м слоем,  $H_1, H_2$

– коэффициенты конвективного теплообмена на наружных поверхностях пластины,  $T_1^\infty, T_2^\infty$  – температура окружающей среды на верхней и нижней поверхностях пластины,  $\delta_i = \sum_{j=1}^i h_j$ .

В соответствии с предлагаемым подходом, температура в слоях, температура среды на верхней и нижней поверхностях, а также удельные мощности пленочных источников тепла представляются в виде рядов Фурье по функциям, удовлетворяющим граничным условиям (6) на боковой поверхности пластин

$$\begin{aligned} T^i &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} T^i_{mn}(z) \sin \frac{m\pi x}{A} \sin \frac{n\pi y}{B}; \\ T^\infty_\alpha &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} T^\infty_{\alpha mn}(z) \sin \frac{m\pi x}{A} \sin \frac{n\pi y}{B}, \alpha = 1, 2; \\ q_i &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} q_{imn} \sin \frac{m\pi x}{A} \sin \frac{n\pi y}{B}. \end{aligned} \quad (7).$$

В результате этого уравнения и граничные условия (1)-(5) приобретают вид

$$L_{mn} T^i_{mn} - \frac{\partial^2 T^i_{mn}}{\partial z^2} = 0, \quad i = \overline{1, I} \quad (8),$$

$$T^i_{mn} = T^{i+1}_{mn} \quad (9),$$

$$k_i \frac{\partial T^i_{mn}}{\partial z} = k_{i+1} \frac{\partial T^{i+1}_{mn}}{\partial z} + q_{imn}, \quad z = \delta_i, \quad i = \overline{1, I-1} \quad (10),$$

$$-k_1 \frac{\partial T^1_{mn}}{\partial z} + H_1 (T^1_{mn} - T^\infty_{1mn}) = 0, \quad z = 0 \quad (11),$$

$$-k_I \frac{\partial T^I_{mn}}{\partial z} + H_2 (T^I_{mn} - T^\infty_{2mn}) = 0, \quad z = \delta_I. \quad (12).$$

Здесь  $L_{mn} = \frac{m^2 \pi^2}{A^2} + \frac{n^2 \pi^2}{B^2}$ .

Кроме того, производные по поперечной координате, входящие в уравнение (8), а также условия (9)-(12) заменяются их конечно-разностным представлением [4]. Для этого используются симметричные разности [1]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T^i_{mn}}{\partial z} &\approx \frac{T^i_{mn}(z_r + \Delta_i) - T^i_{mn}(z_r - \Delta_i)}{2\Delta_i}; \\ \frac{\partial^2 T^i_{mn}}{\partial z^2} &\approx \frac{T^i_{mn}(z_r + \Delta_i) - 2T^i_{mn}(z_r) + T^i_{mn}(z_r - \Delta_i)}{\Delta_i^2}; \end{aligned}$$

$$\Delta_i = h_i / r_i; \quad z_r = \delta_{i-1} + r\Delta_i; \quad T^i_{mn}(z_r) = T^i_{mnr}, \quad r = \overline{1, r_i},$$

где  $r_i + 1$  – количество узлов сетки в  $i$ -ом слое.

После этих преобразований соотношения (8)-(12) можно представить в форме

$$\frac{1}{\Delta_i^2} T^i_{mnr-1} - (L_{mn} + \frac{2}{\Delta_i^2}) T^i_{mnr} + \frac{1}{\Delta_i^2} T^i_{mnr+1} = 0, \quad i = \overline{1, I} \quad (13),$$

$$T^i_{mnr_i} = T^i_{mn0} \quad (14),$$

$$\frac{k_i}{2\Delta_i} (T^i_{mnr_i+1} - T^i_{mnr_i-1}) = \frac{k_{i+1}}{2\Delta_{i+1}} (T^{i+1}_{mn-1} - T^{i+1}_{mn1}) + q^i_{mnr_i}, \quad i = \overline{1, I-1} \quad (15),$$

$$\frac{k_1}{2\Delta_1}(T^1_{mn-1} - T^1_{mn1}) + H_1(T^1_{mn0} - T^\infty_{1mn}) = 0 \quad (16),$$

$$\frac{k_I}{2\Delta_I}(T^I_{mnr_i+1} - T^I_{mnr_i-1}) + H_2(T^I_{mnr_i} - T^\infty_{2mn}) = 0 \quad (17).$$

Условия (12)-(14) позволяют исключить из системы (13) значения искоемых функций в законтурных точках  $T^i_{mn-1}$ ,  $T^i_{mnr_i+1}$ .

Решая полученную систему, определяются значения  $T^i_{mnr}$  в слоях, а с помощью разложений (6) находятся значения температуры в узлах сетки.

Предложен метод решения трехмерной стационарной задачи теплопроводности для многослойных пластин, содержащих межслойные пленочные источники тепла, находящихся в условиях конвективного теплообмена с окружающей средой.

**Выводы.** В основу метода положено разложение искоемых функций в ряды Фурье по функциям, удовлетворяющим граничным условиям на боковой поверхности пластины, а также замена частных производных по поперечной координате их конечно-разностным представлением.

### БИБЛИОГРАФИЯ

1. Бахвалов Н. С. Численные методы. – М.: Наука, 1975. – 632 с.
2. Пискунов В. Г. Об одном подходе к решению задач термоупругости слоистых пластин, / В. Г. Пискунов, В. С. Сипетов // Строит. механика и расчет сооружений. – 1986. – №1. – С. 28-31.
3. Barut A. Non-linear analysis of composite panels under non-uniform temperature distribution. / A. Barut, E. Madenci, A. Tessler // Int. J. Solids and Structures. – 2000. – v. 37. – № 27. – p. 3681-3713.
4. Shupikov A. N. Vibrations of multilayer plates under the effect of impulse loads. Three-dimensional theory. / A. N. Shupikov, S. V. Ugri-mov // Int. J. Solids and Structures. – 1999. – v. 36. – № 22. – p. 3391-3402.
5. Verijenko V. E. Refined theory of laminated anisotropic shells for the solution of thermal stress problems / V. E. Verijenko, T. R. Tauchert, P. V. Tabakov // J. Thermal Stress. – 1999. – v. 22. – № 1. – P. 75-100.

УДК 624.012  
© 2006

Ярёмко А.Ф. доктор технических наук, профессор,  
Эль Дхайби М.М., аспирант\*,

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

**ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА РАВНОВЕСНЫХ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ  
ДЛЯ РАСЧЕТА КРУГЛЫХ ОРТОТРОПНЫХ ПЛИТ**

**Постановка проблемы.** Достижения метода конечных элементов общеизвестны. Обычно в качестве основных неизвестных метода принимают перемещения. Для конструкций простой топологии целесообразно применение метода сил, – по терминологии А.А. Чираса – метода равновесных конечных элементов. Такая постановка позволяет улучшить точность решения задачи.

Ниже рассматривается задача определения напряженно-деформированного состояния тонких круглых пластинок при действии только осесимметричной нагрузки. Это превращает рассматриваемую задачу в одномерную.

**Анализ основных исследований и публикаций по данной проблеме.** Стремление к созданию эффективных конструкций обуславливает применение новых конструкционных материалов: слоистых армированных стеклопластиков, фиброгласса и т.п.

Изотропные и криволинейно ортотропные круглые тонкие пластинки широко применяются в авиации и судостроении, строительстве. Аналитическое решение для анизотропных пластинок при различных симметричных видах нагрузки представлено в классической работе С.Г. Лехницкого [3]. Обобщенное решение для ортотропных круглых тонких пластинок с однородными упругими свойствами при равномерной нагрузке получено в работе С.П. Тимошенко и С. Войновского-Кригера [4].

**Цель исследования.** В нашей работе рассматривается задача расчета криволинейно ортотропных круглых тонких пластинок при радиально меняющихся упругих характеристиках для различных видов осесимметричной нагрузки. Для решения этой задачи мы применили один из вариантов метода конечных элементов – метод равновесных конечных элементов (МРКЭ), в котором в качестве основных неизвестных выбираются усилия. Математическая модель МРКЭ для изотропных пластин подробно описана в работах А.А. Чираса и его учеников [2, 5].

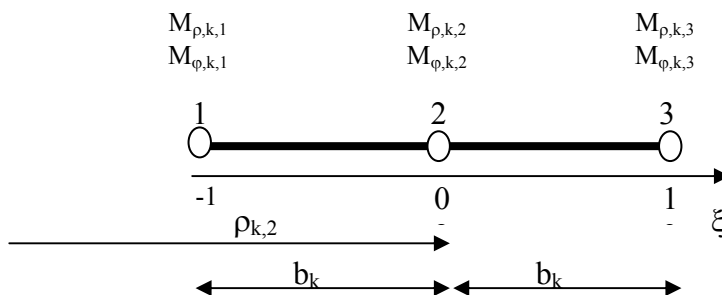
**Результаты исследования.** Уравнения равновесия напряженно-деформированного состояния  $k$ -го конечного элемента:

$$[A_k] \{S_k\} = \{F_k\} \tag{1}$$

где  $[A_k]$  – матрица равновесия  $k$ -го конечного элемента;

$\{F_k\}$  – вектор внешних сил (определяемых давлением  $p_k$ , прилагаемым к  $k$ -му конечному элементу и узловыми нагрузками);

$\{S_k\}$  – вектор значений усилий в узловых точках этого конечного элемента.



**Рис. 1. Привязка узловых точек конечного элемента к глобальным и локальным координатам**

\* Руководитель – доктор технических наук Ярёмко А.Ф.

## МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ЕЛЕКТРИФІКАЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Для конечного элемента тонкой пластинки, задаваемого тремя узлами, достаточно получить моментные усилия, то есть  $\{S_k\} = \{M_{\rho,k,1}, M_{\phi,k,1}, M_{\rho,k,2}, M_{\phi,k,2}, M_{\rho,k,3}, M_{\phi,k,3}\}$  (рис. 1).

Матрица равновесия  $[A_k]$  строится из подматрицы статического равновесия и матриц неразрывности усилий между соседними элементами.

Физико-геометрические уравнения позволяют определить  $\{S\}$  при известном векторе перемещений  $\{u\}$ :

$$[D]\{S\} = [A]^T\{u\} \quad (2),$$

где  $[D]$  – матрица податливости всей пластины;

$\{S\}$  – вектор внутренних усилий;

$[A]$  – матрица статического равновесия всей пластины.

Вектор  $\{u\}$  определяется из разрешающего уравнения данной математической модели:

$$[K]\{u\} = \{F\},$$

где  $[K] = [A][D]^{-1}[A]^T$  – матрица жесткости системы.

Матрица податливости  $[D]$  в методе конечных элементов имеет блочный квазидиагональный вид. Ее диагональными блоками являются матрицы податливости элементов  $[D_k]$ , которые для круглых пластинок в локальных координатах определяются так:

$$[D_k] = 2\pi b_k \int_{-1}^1 [H_k(\xi_k)]^T [d_k] [H_k(\xi_k)] (\rho_{k,2} + \xi_k b_k) d\xi_k,$$

где:  $[H_k(x)]$  – матрица аппроксимации усилий;

$[d_k]$  – матрица обобщенного закона Гука  $k$ -го конечного элемента.

Для 3-х узлового конечного элемента матрица  $[H_k(x)]$ , соответственно, состоит из трех подматриц второго порядка:

$$[H_k(x)] \equiv \begin{array}{c|c|c|c} (\xi_k^2 - \xi_k)/2 & & 1 - \xi_k^2 & (\xi_k^2 + \xi_k)/2 \\ \hline & (\xi_k^2 - \xi_k)/2 & & \\ \hline & & 1 - \xi_k^2 & \\ \hline & & & (\xi_k^2 + \xi_k)/2 \end{array}$$

В работе А.А. Чираса матрица обобщенного закона Гука  $[d_k]$  и, соответственно, матрица  $[D_k]$  рассматривались лишь для изотропных материалов. Введя коэффициент ортотропии  $k_A = E_\theta/E_\rho = \nu_\theta/\nu_\rho$  ( $E_\theta$ ,  $E_\rho$  и  $\nu_\theta$ ,  $\nu_\rho$  – кольцевой и радиальный модули упругости и коэффициенты Пуассона), мы получили следующее выражение матрицы обобщенного закона Гука для ортотропных материалов:

$$[d_k] = \frac{1}{K_\rho(1-\nu_\rho^2)} \begin{bmatrix} 1 & -\nu_\rho \\ -\nu_\rho & 1/k_A \end{bmatrix} \quad (3),$$

где  $K_\rho$  – цилиндрическая жесткость в радиальном направлении конечного элемента пластинки толщиной  $h$ .

Выполнив интегрирование, мы получили обобщенный вид матрицы  $[D_k]$  для любого коэффициента ортотропии  $k_A$ :

$$[D_k] = \frac{2\pi b_k}{15K_\rho(1-\nu_\rho^2)} \begin{bmatrix} d_{1,1} & -\nu_\rho d_{1,1} & d_{1,3} & -\nu_\rho d_{1,3} & -d_{1,5} & \nu_\rho d_{1,5} \\ -\nu_\rho d_{1,1} & \frac{d_{1,1}}{k_A} & -\nu_\rho d_{1,3} & \frac{d_{1,3}}{k_A} & \nu_\rho d_{1,5} & \frac{-d_{1,5}}{k_A} \\ d_{1,3} & -\nu_\rho d_{1,3} & d_{3,3} & -\nu_\rho d_{3,3} & d_{4,5} & -\nu_\rho d_{4,5} \\ -\nu_\rho d_{1,3} & \frac{d_{1,3}}{k_A} & -\nu_\rho d_{3,3} & \frac{d_{3,3}}{k_A} & -\nu_\rho d_{4,5} & \frac{d_{4,5}}{k_A} \\ -d_{1,5} & \nu_\rho d_{1,5} & d_{4,5} & -\nu_\rho d_{4,5} & d_{5,5} & -\nu_\rho d_{5,5} \\ \nu_\rho d_{1,5} & \frac{-d_{1,5}}{k_A} & -\nu_\rho d_{4,5} & \frac{d_{4,5}}{k_A} & -\nu_\rho d_{5,5} & \frac{d_{5,5}}{k_A} \end{bmatrix} \quad (4),$$

где  $d_{1,1} = 4\rho_{k,2} - 3b_k$ ,  $d_{1,3} = 2(\rho_{k,2} - b_k)$ ,  $d_{3,3} = 16\rho_{k,2}$ ,  $d_{1,5} = \rho_{k,2}$ ,

$d_{4,5} = 2(\rho_{k,2} + b_k)$ ,  $d_{5,5} = 4\rho_{k,2} + 3b_k$ .

В таком виде математическая модель задачи пригодна для расчета тонких криволинейно ортотро-



пных пластинок. Данная модель используется в разработанном нами программном комплексе. Адекватность модели проверялась для известных аналитических решений, представленных в работах С.Г. Лехницкого и С.П. Тимошенко.

На рисунках 2-5 представлены примеры результатов расчета для круглой пластинки (радиус – 1,27 м, толщина – 2,54 см). Пластика выполнена из слоистого армированного стеклопластика со следующими механическими характеристиками [1]: модуль упругости в радиальном направлении  $E_\rho = 5,7 \cdot 10^{10}$  Па, коэффициент поперечных деформаций  $\nu_\rho = 0,277$ . Соотношение между модулем упругости и коэффициентами поперечных деформаций в окружном и радиальном направлениях  $k_A = E_\theta/E_\rho = \nu_\theta/\nu_\rho$  различно 1; 0,75; 1,5. Нагружение равномерно распределенной нагрузкой  $q = 100,0$  Н/м<sup>2</sup>. Выполнены сравнения с упомянутыми аналитическими решениями.

На представленных рисунках сплошные линии – результаты численных решений МРКЭ, кружочки и квадратики – значения аналитических решений в краевых узлах конечных элементов.

В верхней части рисунков показаны форма срединной поверхности, в нижней – представлены радиальные и кольцевые моментные усилия, возникающие в пластинке под нагрузкой. Прогибы пластинки представлены в мм, моменты  $M_\rho$  и  $M_\theta$  – в Н · м/м.

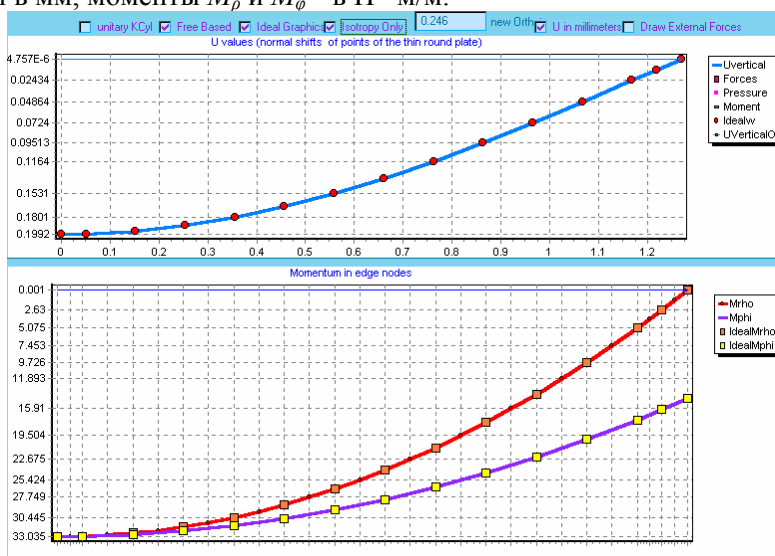


Рис. 2. Свободно опертая изотропная пластинка ( $k_A = 1$ )

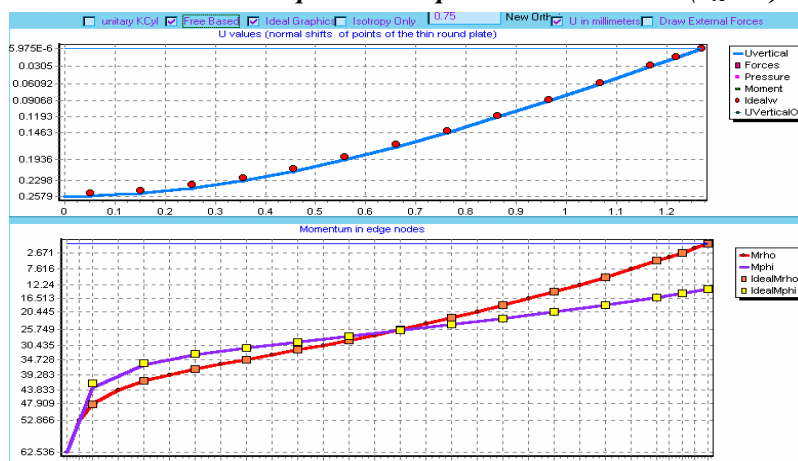


Рис. 3. Свободно опертая ортотропная пластинка ( $k_A = 0,75$ )

**Выводы.** 1. Предлагаемый вариант МРКЭ является более общим, поскольку позволяет рассчитывать ортотропные пластины. Он обеспечивает высокую точность расчетов. Например, точность решения задачи в перемещениях для аналогичной пластинки в работе [5] оценивалась в пределах 10%. Точность нашей реализации, по меньшей мере, на порядок выше.

2. Решение С. Лехницкого [3] для ортотропной круглой пластины имеет особенности в центре пластины: при  $k_A < 1$  изгибающие моменты  $M_\rho \rightarrow \infty$  и  $M_\theta \rightarrow \infty$ . При  $k_A > 1$  изгибающие моменты  $M_\rho \rightarrow 0$  и

$M_\phi \rightarrow 0$ . Подібна тенденція має місце в розв'язанні МРКЕ, однак в цьому розв'язанні вигинаючі моменти приймають кінцеві значення для всіх точок пластинки.

3. В серединній зоні пластинки при  $k_A < 1$   $M_p > M_\phi$  і прогиби ортотропної пластинки більше, ніж ізотропної. При  $k_A > 1$  в серединній зоні пластинки  $M_p < M_\phi$  і прогиби ортотропної пластинки менше, ніж ізотропної.

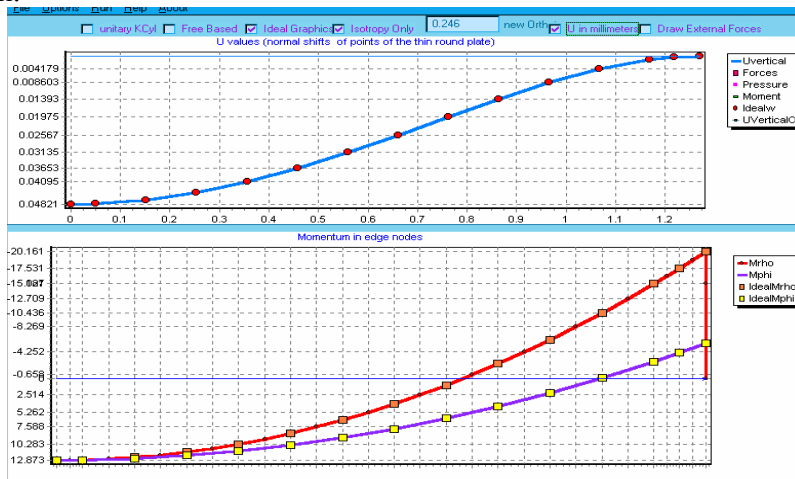


Рис. 4. Защемлена по контуру ізотропна пластинка ( $k_A = 1$ )

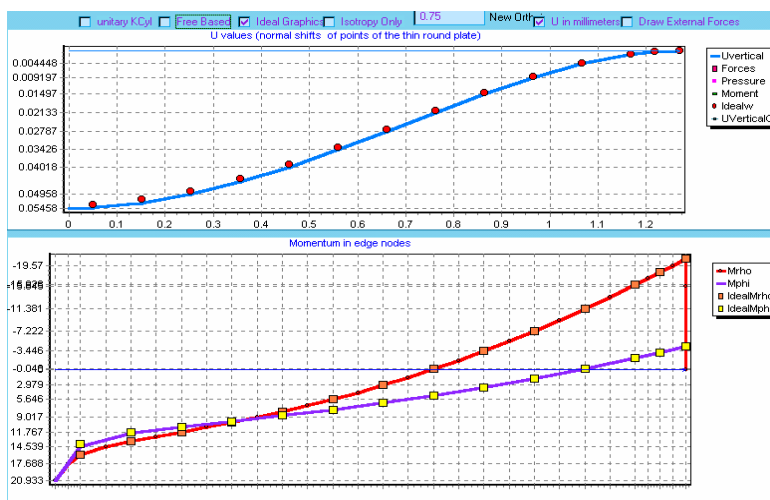


Рис. 5. Защемлена по контуру ортотропна пластинка ( $k_A = 0,75$ )

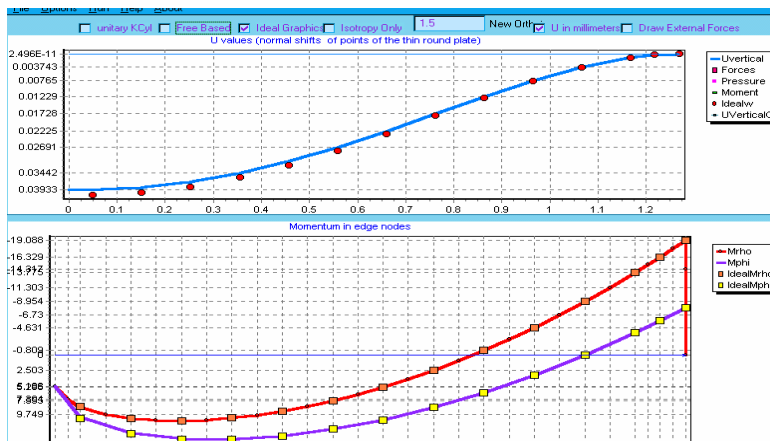


Рис. 6. Защемлена по контуру ортотропна пластинка ( $k_A = 1,5$ )

### БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Джонс, Струм.* Расчет оболочек вращения прямым методом жесткостей с помощью криволинейных элементов / Ракетная техника и космонавтика. – 1960 – №9. – С. 20.
2. *Каркоускас Р.П., Крутинис А.А., Аткочюнас Ю.Ю. и др.* Строительная механика и решения задач на ЭВМ: М.: Стройздат. – 1996 – 360 с.
3. *Лехницкий С.Г.* Анизотропные пластинки: М.: Стройиздат, 1957 – 464 с.
4. *Тимошенко С.П., Войновский Кригер С.* Пластинки и оболочки: М.: “Наука”. – 1966 – 636 с.
5. *Чирас А.А.* Строительная механика. Теория и алгоритмы: М.: Стройздат, 1989 – 255 с.