

Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики  
Сумський державний університет  
АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»  
ПАТ «ВНДІАЕН»  
ПАТ «Сумське машинобудівне НВО»  
ТОВ «Сумський машинобудівний завод»  
ТОВ «Центр автоматизації нових технологій»  
ТОВ «ТРІЗ» Лтд  
ТОВ «КБ УКРСПЕЦМАШ»  
ТОВ «Сумська насосна техніка»  
ТОВ «НВП «Насостехкомплект»  
Національний авіаційний університет

# Промислова ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

## *Матеріали конференції*

Присвячується 50-річчю кафедри прикладної  
гідраеромеханіки Сумського державного університету



м. Суми  
15 - 17 жовтня 2015 року

**Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики**  
**Сумський державний університет**  
**АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»**  
**ПАТ «ВНДІАЕН»**  
**ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе»**  
**ТОВ «Сумський машинобудівний завод»**  
**ТОВ «Центр автоматизації нових технологій»**  
**ТОВ «ТРІЗ» Лтд**  
**ТОВ «КБ УКРСПЕЦМАШ»**  
**ТОВ «Сумська насосна техніка»**  
**ТОВ «НВП «Насостехкомплект»**  
**Національний авіаційний університет**

**ПРОМИСЛОВА  
ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА**

**Матеріали конференції**

**м. Суми**  
**14 - 16 жовтня 2015 року**

Дем'яненко А.С., Яхно А.С., Плахотнюк В.В.

Система поточного контролю просторових переміщень вузлів механізмів та машин на основі даних з цифрового акселерометра-гіроскопа . . . . . 126

Струтинський В.Б., Гуржій А.А.

Особливості обробки і контролю складних криволінійних поверхонь на верстатах з паралельними кінематичними структурами . . . . . 126

Юрчишин О.Я.

Эксплуатационная устойчивость регуляторов давления гидросистем воздушных судов . . . . . 127

Верба І.І.

Системний аналіз як методологія вибору потрібної кількості верстатів . . . . . 128

Литвин О.В., Ящук І.Р.

Структурний синтез затискних патронів з комбінованими передавально-підсилюючими механізмами . . . . . 130

Кузнецов Ю.М., Недобой В.А.

Аналіз працездатності гідромеханічного затискного патрона з використанням багатофакторного планування експерименту . . . . . 134

Кузнецов Ю.М., Литвин О.В., Олійник К.О.

Експериментальні дослідження статичної жорсткості самодіючого мотор-шпинделя . . . . . 135

Кузнецов Ю.М., Олійник К.О.

Динамічний аналіз самодіючого мотор-шпинделя . . . . . 136

#### Секція 4

Загальні питання промислової гідравліки і пневматики,  
енергозбереження та екологія

Кононенко А.П., Панов В.А.

Применение пульсирующих струйных аппаратов . . . . . 138  
Геммерлинг О.А.

Энергозатраты на гидроимпульсное разрушение угля . . . 139

Іванов М.І., Переясловський О.М., Моторна О.О., Козак Ю.М.

Вплив параметрів насоса-дозатора на якість роботи

системи гідрооб'ємного рульового керування самохідних сільськогосподарських машин .....	140
Іванов М.І., Переясловський О.М., Шаргородський С.А.	
Вплив параметричних процесів на роботу гідравлічних приводів мобільних машин .....	141
Глушко О.С., Кононенко А.П.	
Математичні моделі робочого процесу ерліфта .....	143
Параняк Н.М.	
Необхідність застосування удосконаленого пилоочисного обладнання .....	144
Рябков В.І., Іскренко А.В.	
Основні фактори, що впливають на роботу амортизатора стояка шасі літака, та способи впливу на них .....	146
Корольов С.К., Шевченко П.О.	
Ефективність виробництва і використання турбодетандер-електрогенераторних агрегатів на основі струминно-реактивної турбіни .....	147
Сотник М.І., Шатрюк О.В.	
Аналіз показників енергоефективності насосного обладнання .....	148
Сотник М.І., Чайка К.А.	
Енергетична ефективність насосного обладнання в системах водозабезпечення і водовідведення .....	149
Семененко Е.В., Кириченко С.Н., Татарко Л.Г.	
Новая методика расчета режимов работы современных систем трубопроводного транспорта .....	150
Butko V., Prints V., Semenchenko K.	
Research of pressure regulators characteristic in a system with a long pipe .....	151
Ящук О.П.	
Вплив стану сопла на продуктивність гідроструменевої обробки поверхонь .....	152
Сивашенко Т.І., Лапенко Р.І., Линник О.П.	
Умови обводнення палива та кінематика вологи в паливних баках .....	153
Тарасенко Т.В.	
Очищення поверхонь гідравлічних пристроїв за допомогою гідродинамічної кавітації .....	155
Антоненко С.С.	
Щодо питання визначення базового рівня при енергообстеженні будівель .....	157
Липовий В.М., Папченко А.А.	

М.І. Іванов, канд. техн. наук,  
О.М. Переясловський, канд. техн. наук,  
О.О. Моторна, канд. техн. наук,  
Ю.М. Козак

Вінницький національний аграрний університет

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ НАСОСА-ДОЗАТОРА НА ЯКІСТЬ РОБОТИ СИСТЕМИ ГІДРООБ'ЄМНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ САМОХІДНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

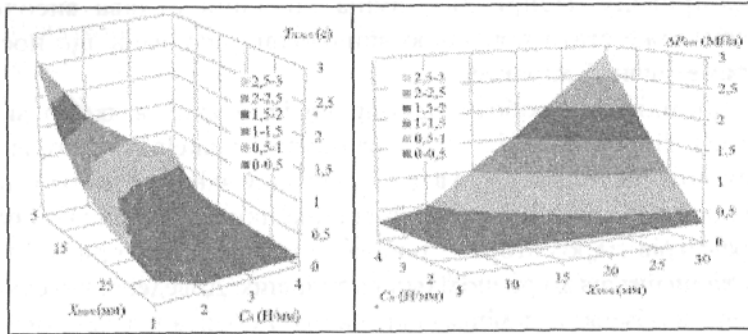
На сьогоднішній день гідрооб'ємні системи рульового керування широко застосовуються на мобільних машинах різного призначення, основним елементом яких є насос-дозатор. Для підвищення рівня технічних характеристик систем рульового керування запропоновано модернізований насос-дозатор [1].

Для аналізу роботи запропонованого насоса-дозатора та вибору його параметрів з урахуванням забезпечення необхідних динамічних характеристик та показників якості всієї системи рульового керування машини розроблено математичну модель гідрооб'ємної системи рульового керування з насосом-дозатором нової конструкції [2].

Дослідження проводилися шляхом проведення чисельного експерименту, результатом яких були перехідні процеси в системі, по яких і визначались параметри якості функціонування системи [3]. Досліджено вплив конструктивних параметрів системи рульового керування та режимів її роботи на визначені показники якості.

Встановлено, що при певних діапазонах зміни параметрів система є нестійкою. Досліджено вплив параметрів модернізованого насоса-дозатора на показники якості. На рис. 1 показано приклади залежності тривалості перехідного процесу  $T_{п.з}$  під час дії зустрічного навантаження та перепаду тиску на дросельних кромках золотникової пари  $\square$  рвт від попередньої деформації пружини хпоп під торцем зливного золотника та жорсткості сп цієї пружини. Залежності мають суперечливий

характер по впливу на різні показники якості системи рульового керування. Так, збільшення сили, що діє на зливний золотник з боку пружини за рахунок збільшення її жорсткості або попередньої деформації, призводить до збільшення швидкості системи (рис. 1, а), але при цьому збільшуються втрати тиску на кромках розподільного вузла (рис. 1, б).



а б

Рисунок 1 — Вплив попередньої деформації пружини  $x_{поп}$  під торцем зливного золотника та жорсткості  $c_n$  цієї пружини на: (а) тривалість перехідного процесу  $T_{п.п.з'}$ ; (б) перепад тиску  $D_{рат}$  на дросельних кромках золотникової пари

УДК 631.3: 62-514.5: 531.36

М.І. Іванов, канд. техн. наук,  
 О.М. Переясловський, канд. техн. наук,  
 С.А. Шаргородський, канд. техн. наук,  
 Вінницький національний аграрний університет

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРИЧНИХ ПРОЦЕСІВ НА РОБОТУ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Останнім часом спостерігається досить значний розвиток сільськогосподарської техніки. Підвищується функціональність даної техніки, збільшуються габаритні розміри, що у свою чергу призводить до необхідності збільшення потужності приводів робочих органів. Гідравлічний привод на сьогодні є фактично



безальтернативним для машин даного типу завдяки своїй потужності, точності, простоті конструювання і компактності. Але разом з тим при проектуванні і застосуванні даного виду приводів, виникають певні проблеми, пов'язані із залежністю працездатності та якості роботи гідروприводу від геометричних характеристик гідроагрегатів та арматури, що входять до складу гідроприводу. Наприклад, зміна довжини рукава високого тиску може стати причиною виникнення коливань, що носять параметричний характер.

Дослідження роботи гідроприводів, у яких в якості виконавчих гідроциліндрів використовується аксіально-поршневі гідромотори, свідчать, що в цьому випадку виникають коливання швидкості блока циліндрів, причиною яких є періодична зміна параметрів гідромотора – робочого об'єму, сили притискання блока циліндрів до розподільника та інших. Доведено, що саме ці процеси обмежують мінімальну частоту обертання гідромотора та ряду інших характеристик гідроприводу.

Розроблені математичні моделі які враховують зміну робочого об'єму насоса в залежності від кута нахилу люльки та кута повороту блока плунжерів. Як виявилось, в процесі обертання змінюється робочий об'єм насоса, що призводить до коливань тиску в напірній магістралі і, відповідно, до пульсації сили тертя на торці розподільника, пульсації сил притискання люльки. При чому слід зазначити що приведена сила притискання люльки змінюється як по величині, так і по точці прикладання, що в свою чергу призводить до виникнення складного режиму навантаження опор люльки, значних сил тертя в опорах, що негативно впливає на процес регулювання витрати робочої рідини і у деяких випадках взагалі виключає можливість регулювати витрату робочої рідини, яку насос подає у гідравлічну систему.