

5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: [учебник для машиностроительных вузов] / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.]. – [2-е изд., перераб.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.
6. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
7. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса: збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. – Кіровоград, КНТУ. – 2008. – № 20. – С. 253–262.
8. Кулешков Ю.В. Математическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса. Матеріали XVII Міжнародної науково - технічної конференції «Гідромеханіка в інженерній практиці» 17 – 20 квітня 2012 р. Черкаси, Україна - 2012. – С. 158-161.
9. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет/ Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

**Yuriy Kuleshkov, Tymofiy Rudenko, Mykhailo Krasota, Ruslan Osin, Ksenia Kuleshkova**

*Kirovohrad National Technical University*

### **The Analysis of Current Conception of Mechanism of Occurrence of Pulsations of Immediate Flow of Gear Pump**

The objective of the research is the elaboration of a mathematical physical model of immediate flow of a gear pump which allows explaining the mechanism of occurrence of pulsations of immediate flow and pressure in the process of work cycle of a gear pump.

We suggested a new physical model and a corresponding mathematical model of the process of immediate flow of a gear pump which show that the process of flow consists of two simultaneously occurring processes: the process of volume reduction which stimulates flow and the process of volume increase which blocks flow.

The suggested mathematical model allows explaining the pulsating character of immediate flow of a gear pump due to the peculiarities of changes of conditional radiuses which connect the centres of gears with the contact point and while rotation they block the flow.

**gear pump, instantaneous flow, instantaneous flow pulsation, pressure pulsation**

Одержано 17.01.14

**621.664**

**М.М. Підгаєцький, доц., канд.тех.наук, А.Г. Шевчук, магістр**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Аналіз гідро-кінематичної схеми кульково-гвинтового гідропідсилювача**

Розроблений аналіз гідро-кінематичної схеми кульково-гвинтового гідропідсилювача. Даний аналіз вміщує: опис об'єкта випробувань, устрій кульково-гвинтового гідропідсилювача, принцип дії кульково-гвинтового гідропідсилювача, конструктивне виконання кульково-гвинтового гідропідсилювача, аналіз гідро-кінематичної схеми гідро підсилювача по забезпеченню стійкості при роботі в перехідному режимі.

**гідро-кінематична схема, кульково-гвинтовий гідропідсилювач, устрій**

**М.М. Подгаецкий, доц., канд. техн. наук, А.Г. Шевчук, магистр**

*Кіровоградский национальный технический университет*

**Анализ гидро-кинематической схемы шарико-винтового гидроусилителя**

© М.М. Підгаєцький, А.Г. Шевчук, 2014

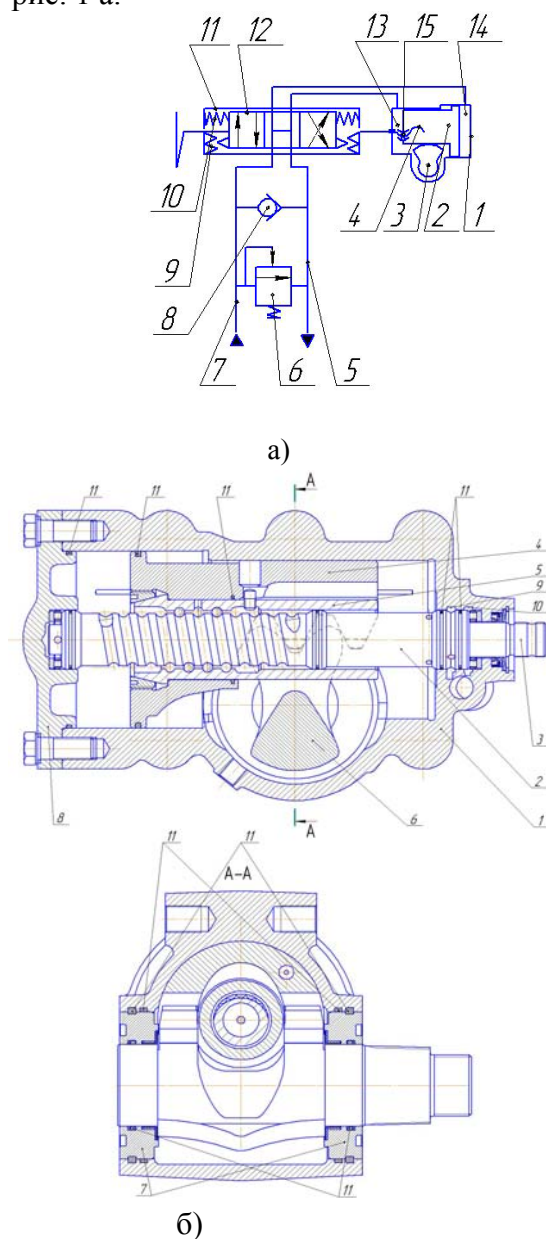
Разработанный анализ гидро-кинематической схемы шарико-винтового гидроусилителя. Данный анализ содержит: описание объекта испытаний, устройство шарико-винтового гидроусилителя, принцип действия шарико-винтового гидроусилителя, конструктивное исполнение шарико-винтового гидроусилителя, анализ гидро кинематической схемы гидроусилителя по обеспечению устойчивости при работе в переходном режиме

**гидро-кинематическая схема, шарико-винтовой гидроусилитель, устройство**

**Опис об'єкта випробувань.** Кульково-гвинтові гідропідсилювачі (далі КГП) призначені для рульового управління транспортними засобами зі швидкостями руху 60 км/год і більше.

Керування здійснюється за рахунок механічних передач з гідропідсиленням.

**Устрій КГП.** Для пояснення устрою і принципу дії розглянемо гідрокінематичну схему рис. 1 а.



а) гідрокінематична схема; б) конструктивне виконання  
 Рисунок 1 – Кульково-гвинтовий гідропідсилювач (КГП)

КГГП складається із декількох елементів розміщених в єдиному катері 1. Тобто:

- гідравлічного розподільника утвореного зовнішнім 11 і внутрішнім 12 золотниками, пружних елементів 10, муфти передачі крутного моменту 9;
- напірної 7 і зливної 5 магістралей;
- запобіжного 6 і зворотнього 8 клапанів;
- рейкової передачі утвореної рейкою – поршнем 2 і валом сектором 3;
- кульково-гвинтової передачі, утвореної гвинтом 4 і гвинтовим отвором рейки поршня 2;
- опозитних порожнин 13, 14 утворених поділкою картера 1 рейкою поршнем 2 на дві герметично ізольовані частини.

**Принцип дії КГГП.** КГГП відноситься до механізмів подвійної дії. Це обумовлено тим, що переміщення вихідної ланки, якою є вал сектор 3 здійснюється двома паралельними потоками:

- механічними передачами, кульково-гвинтовою і рейковою;
- гідравлічною передачею, переміщенням рейки поршня 2 в картері 1 за рахунок гідравлічного тиску в порожнинах 13 і 14.

При роботі в штатному режимі навантаження вала сектора 3 долається гідравлічним тиском, а механічні передачі здійснюють лише відслідкуючу дію.

При роботі в нештатному режимі, в разі відмови гідравліки, працюють механічні передачі для подолання навантаження на валу – секторі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11 на кут обмеженим муфтою 9, в будь яку із сторін, робоча рідина із магістралі напору 7 проходить через відповідні канали обумовлених золотників і заповнює одну із порожнин 13 або 14.

При цьому за рахунок гідравлічного тиску здійснюється прямолінійне переміщення рейки поршень 2 в картері 1, і поворот вал – сектора 3 внаслідок взаємодії його зуб'їв із зуб'ями рейки поршня. Робоча рідина із опозитної порожнини буде витісняється в зливну магістраль 5.

Переміщення рейки поршня 2 супроводжується синхронним обертанням гвинта 4 кульково – гвинтової передачі 4, 15 внаслідок того, що зовнішній золотник 11 з гвинтом 4 утворює єдину ланку.

Обумовлене переміщення буде здійснюватись до моменту припинення повертання внутрішнього золотника 12. При цьому зовнішній золотник 11 під дією пружних елементів 10 повернеться в нейтральне положення, в якому відповідні канали розподільника з'єднують магістралі зливу і напору, і тиск в порожнинах 13 і 14 вирівнюється до значень тиску холостого ходу.

Запобіжний клапан 6 спрацьовує при перевищенні тиску в напірній магістралі 7 внаслідок дії несанкціонованих навантажень на вал – сектора 3.

Точність управління КГГП обумовлена величиною часу між керуючим рухом внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11, який є вхідною ланкою і виконавчим коловим рухом вала – сектора 3, який є вихідною ланкою.

Величина часу повернення золотників 11 та 12 у вихідне положення залежить від швидкості переміщення внутрішнього золотника 12 відносно зовнішнього 11.

Ця швидкість залежить від двох факторів:

- з одного боку це величина вільного руху золотника 12 відносно золотника 11 в межах, які дозволяє муфта 9;
- з іншого боку це жорсткість пружного елемента 10 від якої залежить швидкість зворотнього руху в нейтральне положення.

Чим більша величина обумовленого часу тим довше буде відбуватись дія попередньої команди, що зменшує точність керування, бо вихідна ланка буде продовжувати рух, який був переданий їй попередньою командою

Підвищення точності керування можливо за рахунок підвищення жорсткості пружного елемента 10 і зменшення кута муфти 9.

При відмові гідравліки робота КГГП відбувається в нештатному режимі.

При повертанні внутрішнього золотника 12 на кут обмежений муфтою 9 починає обертатись зовнішній золотник 11 з гвинтом 4, внаслідок чого рейка – поршень 2 переміщується обертаючи вал – сектор 3.

При переміщенні рейки поршень 2 в одній із порожнин 13 або 14, яка збільшується в своєму об'ємі, виникає від'ємний тиск.

Обумовлений від'ємний тиск провокує спрацьовування зворотнього клапана 8 при цьому рідина із опозитної порожнини, яка зменшується, витісняється в збільшуючу порожнину.

Наявність клапана 8 дає змогу функціювати КГГП в нештатному режимі.

**Конструктивне виконання КГГП.** На рис. 1 б представлено конструктивне виконання КГГП.

В картері 1, який має форму двох перетинаючихся під прямим кутом циліндрів розміщені складальні одиниці.

Гвинт 2 в складі з ротором 3 і поршнем 4, який з гайкою 5 утворює кульково – гвинтову передачу.

Рейка поршень 4 в складі з гайкою взаємодіє з вал – сектором 6, утворюючи з останнім рейкову передачу.

Вал – сектор 6 розміщений в спеціальних обоймах 7.

Таким чином внутрішня циліндрична поверхня гвинта 2 є зовнішнім золотником, а зовнішня циліндрична поверхня ротора 3 є внутрішнім золотником.

До картера 1 приєднується кришка 8. В картері розташований розподільник в якому знаходяться канали напору 9, зливу 10, а також порожнини в яких вмонтовані запобіжники та зворотній клапани.

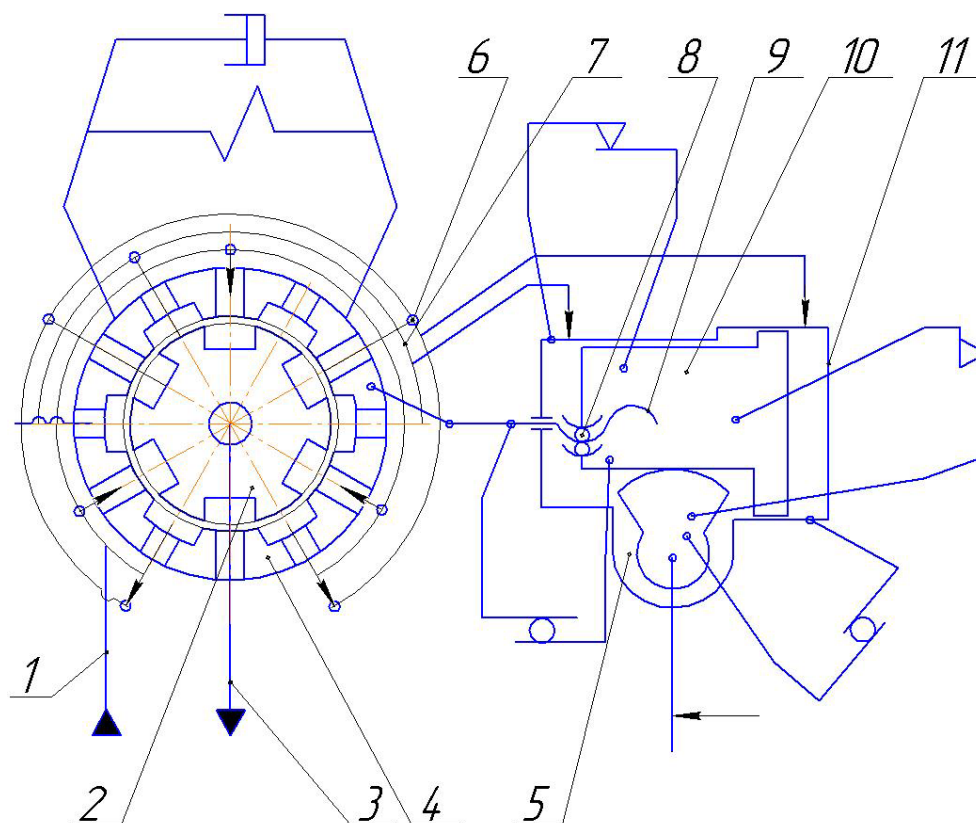
Для забезпечення зовнішньої та внутрішньої герметичності в КГГП передбачені ущільнюючі елементи 11.

Кульково-гвинтовий гідро підсилювач як правило працює в перехідному режимі це обумовлено тим що водій постійно здійснює підрулення при якому змінюється напрямлення потоків робочої рідини. Зміна потоків робочої рідини в гідро розподільнику супроводжується явищами характерними для перехідного процесу, тобто, розгалуженнями між вхідними і вихідними сигналами. Тому необхідно провести динамічний аналіз кульково-гвинтового гідро підсилювача.

**Аналіз гідрокінематичної схеми гідропідсилювача по забезпеченню стійкості при роботі в перехідному режимі**

Як видно із схеми рис.2. гідро підсилювач типу КГГП укомплектований з'єднаннями, які мають нестійкі динамічні характеристики, особливо при роботі в перехідному режимі, тобто:

- пружність в роботі розподільника;
- тертя ковзання статичне і кінематичне;
- схилить до кавітації робочої рідини при проході контурів робочих кромок розподільника.



1 – магістраль напору; 2 – внутрішній золотник; 3 – магістраль зливу; 4 – зовнішній золотник; 5 – вал сошки; 6,7 – магістралі; 8 – кульково-гвинтова передача; 9 – гвинт; 10 – рейка; 11 – картер

Рисунок 2 – Гідрокінематична схема КГГП

Значну частину часу – приблизно 90% гідропідсилювач працює в умовах перехідного режиму. Будь яке підрулювання при прямолінійному русі або повні повороти при паркуванні супроводжуються перемінними значеннями кута розкриття розподільника. При цьому змінюються розміри і форма поперечного перерізу потоку рідини, який переміщується крізь контури кромки розподільника. Необхідно мати на увазі те, що загальний потік рідини в напірній магістралі поділяється між декількома кромками, які працюють паралельно. При такій схемі роботи розподільника може виникати кавітація (руйнування потоку), яке супроводжується автоколиваннями гідравлічної системи. Відомий ряд конструктивних прийомів запобігання явищу кавітації полягають в створенні геометричного контуру робочих кромки, який би забезпечив плавність при зменшенні або збільшенні розмірів поперечного перерізу потоку рідини.

Наведені підстави вимагають здійснення теоретичного і експериментального дослідження роботи гідророзподільника в перехідному режимі.

Для проведення дослідження побудуємо функціональну схему на основі гідрокінематичної схеми КГГП рис.2.

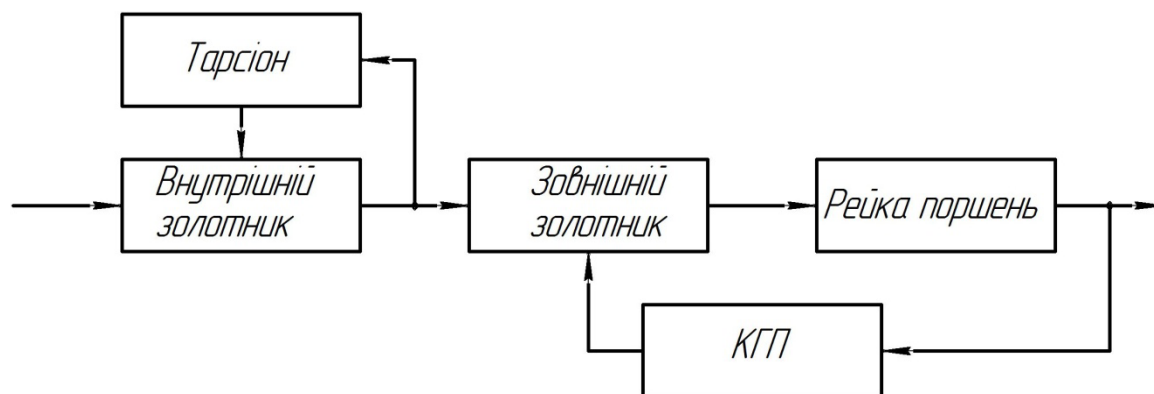


Рисунок 3 – Функціональна схема КГП

Виходячи з функціональної схеми КГП рис.3. необхідно визначити рівняння руху рейки поршня і кулько-гвинтової передачі та визначити рівняння витрат рідини в гідророзподільнику.

Визначимо рівняння роботи КГП в динаміці для подальшого його дослідження [1].

$$\frac{V_2}{EF_2} \frac{dp_2}{dt} + \frac{F_2}{m} p_2 + \frac{\mu f_2}{F_2} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} p_2 = \frac{F_2}{m} p_1 - \frac{1}{m} p_c \quad (1)$$

де  $p_1, p_2$  – тиск у порожнинах гідроциліндру;

$p_c$  – тиск опору;

$F_2$  – площа поршня у без штоковій камері гідроциліндру;

$F_1$  – площа поршня у штоковій порожнині гідроциліндру;

$m$  – маса поршня гідроциліндру;

$V_2$  – об'єм рідини в без штоковій камері;

$\mu$  – коефіцієнт

$E$  – модуль

Отримане рівняння перетворимо з використанням оператора Лапласу для визначення передавальної функції рейки поршня в динаміці.

$$W = \frac{k}{T_p | 1}, \quad (2)$$

$$\text{де } k = \frac{S_p}{c};$$

$$T = \sqrt{\frac{m_p}{c}}.$$

Рівняння вказує, на те що передавальна функція рейки поршня відповідає характеристичному рівнянню коливальної ланки.

Визначимо рівняння передавальної функції КГП.

$$W = k \quad (3)$$

де  $k$  – передавальна функція КГП

Отримане рівняння відповідає характеристичному рівнянню без інерційної ланки.

На основі отриманих рівнянь та функціональної схеми рис.3 побудуємо структурну схему роботи КГП.

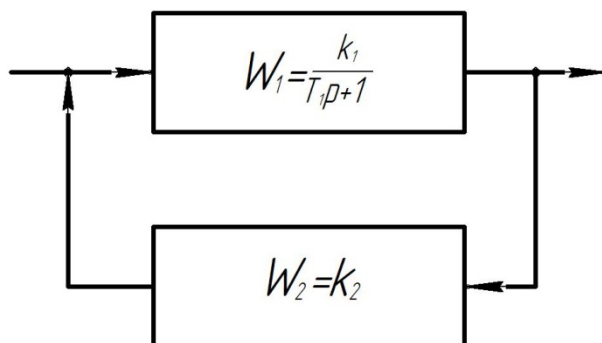


Рисунок 4 – Структурна схема КГП

На основі структурної схеми КГП визначимо загальну передавальну функцію.

$$W = \frac{k_1 k_2}{(T_1 p + 1)} \quad (6)$$

Перетворимо отримане рівняння передавальної функції для подальшого аналізу в динаміці.

$$W = \frac{k}{a_1 p + 1} \quad (7)$$

де

$$k = k_1 k_2;$$

$$a_1 = T_1.$$

Отримане рівняння відповідає характеристичному рівнянню третього порядку. На основі характеристичного рівняння 7 та програмного продукту побудуємо амплітудно-фазову частотну характеристику (рис.5) та логарифмічні частотні характеристики (рис.6).

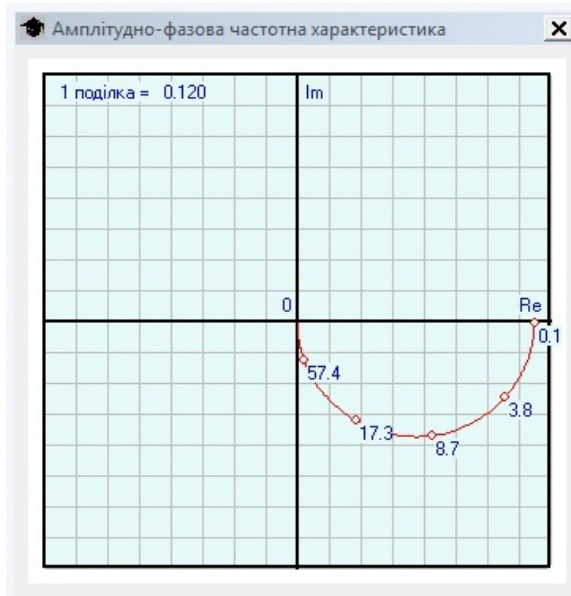


Рисунок 5 – Амплітудно-фазова частотна характеристика

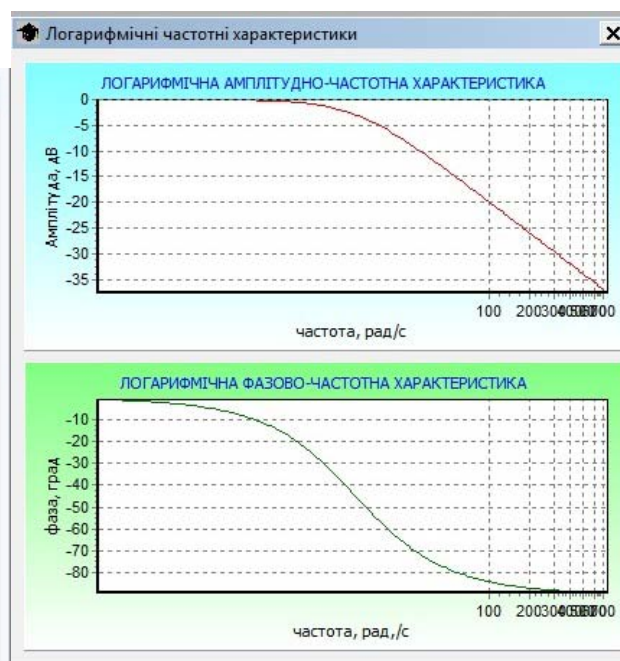


Рисунок 6 – Логарифмічно-частотна характеристика

На основі критерію стійкості Михайлова та амплітудно-фазової частотної характеристики можливо прийти до висновку, що КГПП є стійкою.

### Список літератури

1. ГОСТ Р 52453 – 2005 «Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем и рулевые гидроусилители. Технические требования и методы испытаний». М.: Стандартинформ, 2008. – 30с.
2. ОСТ 37.001.471-88 «Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Методы испытаний». М.: Министерство автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР, 1989. – 48с.
3. ОСТ 37.001.471-88 «Механизмы рулевые с гидравлическим усилителем грузовых автомобилей и автобусов. Общие технические требования и методы стендовых испытаний» М.: Министерство автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения СССР, 1989. – 36с.
4. Гинцбург Л.Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 121 с.
5. Чайковский И.П., Саломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176с.

**Mikhail Podgaetsky, Andrei Shevchuk**

*Kirovograd technical national university*

#### **Analysis of hydro-kinematic scheme Ballpoint-helical hydraulic booster**

Designed analysis of hydro - kinematic scheme ball- screw -steering . This analysis includes : a description of the test object , the device ball- screw -steering , the principle of operation of ball screw steering , type of ball screw steering , analysis of hydro -steering kinematic scheme to ensure stability when operating in transition mode . Considerable time ball- screw -steering works in the transition regime. When rudder work on rectilinear motion distributor ball- screw -steering accompanied variable values of the opening angle . This changes the size and shape of the cross section of the flow of fluid that moves through the contours of the edges of the distributor. The overall flow of the liquid in the pressure line is divided between several edges distributor operating in parallel , so if such a scheme work distributor cavitation may occur ( the destruction of the flow) , which is accompanied by self-oscillations of the hydraulic system.

It was a detailed analysis ball- screw -steering dynamics. On the basis of calculations and equations of structural schemes defined a common transfer function for subsequent analysis in the dynamics . The resulting equations have helped build the amplitude - frequency response and phase logarithmic frequency response.

#### **hydro-kinematic scheme, Ballpoint-helical hydraulic booster, construction**

Одержано 17.01.14