

УДК 621.225.001.4

## НАЧАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Волошина А. А., д.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 42-04-42

**Аннотация** – работа посвящена обоснованию начальных условий моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа для определения влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа.

**Ключевые слова**– гидравлический вращатель планетарного типа, вытеснительная система, распределительная система, моделирование, начальные условия, зазор, рабочая камера.

*Постановка проблемы.* Повышение эффективности эксплуатации мобильной техники в настоящее время определяется степенью гидрофикации ее активных рабочих органов, а также рациональным выбором режимов работы элементов гидравлической системы и номенклатурой гидроагрегатов. Поэтому большого внимания заслуживают вопросы исследования рабочих процессов, возникающих в гидравлических агрегатах и их элементах – гидровращателях планетарного типа).

Основным недостатком гидровращателя планетарного типа [1-8] является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе, обусловленных геометрией проточных частей.

На сегодняшний день практически отсутствуют исследования взаимосвязи геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем и выходных характеристик гидровращателя планетарного типа. Поэтому остро встает вопрос исследования влияния геометрических параметров вытеснительных и распределительных систем гидровращателей планетарного типа на их выходные характеристики.

*Анализ последних исследований.* Анализ выполненных исследований показывает, что математические модели, применяемые в пре-

дыдущих исследованиях [9-11], недостаточно корректно отражали рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа, не в полной мере описывали работу и взаимосвязи всех элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателей. Принятый ряд допущений хоть и упрощал производимые вычисления, но и ухудшал точность показателей, полученных при использовании известных математических моделей применительно к гидравлическим вращателям планетарного типа. Выполненные исследования проводились без учета ряда важных факторов, определяющих работу системы непосредственного распределения рабочей жидкости, что не позволяет разработать математическую модель, соответствующую реальному планетарному гидравлическому вращателю, и как следствие, эффективно использовать современные математические методы проектирования и расчета.

К числу таких факторов можно отнести: заполнение рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы рабочей жидкостью, при формировании вращающегося гидравлического поля; математическое описание потерь при течении рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы планетарного гидровращателя, при определении его геометрических параметров и выходных характеристик; повышение точности расчета гидравлических, механических и объемных потерь в планетарном гидровращателе; определение геометрических параметров элементов распределительной системы непосредственного типа для планетарных гидравлических вращателей; расчёт геометрических параметров элементов вытеснительной системы, определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гидравлических вращателей планетарного типа.

В этой связи, проведение параметрических исследований гидравлического вращателя планетарного типа, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем на изменение его выходных характеристик, является актуальной задачей, для выполнения которой необходимо разработать начальные условия моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа.

*Формулирование целей статьи (постановка задания).* Обоснование начальных условий моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа для проведения параметрических исследований гидравлического вращателя планетарного типа, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснительной и распределительной системы на его выходные характеристики.

*Основная часть.* В гидравлических вращателях планетарного

типа с использованием непосредственной системы распределения рабочей жидкости, большое значение уделяется геометрическим параметрам элементов вытеснительной системы, так как часть рабочей жидкости распределяется к рабочим камерам гидровращателя через зазоры, образовавшиеся между элементами вытеснительной системы в результате аппроксимации циклоидального зубчатого профиля самих вытеснителей.

Для исследования изменения зазора между вытеснительными элементами, соединяющего рабочие камеры, разработана математическая модель [12], описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной системы гидравлических вращателей планетарного типа, которую можно реализовать с помощью пакета имитационного моделирования VisSIM, позволяющего моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить его влияние на выходные характеристики планетарного гидровращателя.

Для моделирования работы вытеснительной системы принимаем следующие исходные данные и начальные условия, которые заданы блоком 1 (рис. 1):

- рабочий объем серийного и модернизированного гидровращателей  $V_{зв} = 6300 \text{ см}^3$ ;
- количество зубьев направляющей  $Z_{напр(с)} = 26$  серийного и  $Z_{напр(м)} = 14$  модернизированного гидровращателей;
- количество зубьев шестерни  $Z_{ш(с)} = 25$  серийного и  $Z_{ш(м)} = 13$  модернизированного гидровращателей;
- радиус окружности расположения центров зубьев  $R_{ш(с)} = 80,0766 \text{ мм}$  шестерни серийного и  $R_{ш(м)} = 73,6473 \text{ мм}$  модернизированного гидровращателей;
- радиус зубьев шестерни  $r_{ш(с)} = 6 \text{ мм}$  серийного и  $r_{ш(м)} = 9 \text{ мм}$  модернизированного гидровращателей;
- радиус зубьев направляющей  $r_{н(с)} = 6 \text{ мм}$  серийного и  $r_{н(м)} = 11,8 \text{ мм}$  модернизированного гидровращателей;
- эксцентриситет  $e_c = 3,0266 \text{ мм}$  серийного и  $e_m = 5,9473 \text{ мм}$  модернизированного гидровращателей.

Для исследования влияния изменения геометрических параметров распределительной системы гидровращателя планетарного типа на его выходные характеристики разработана математическая модель [12], описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров распределительной системы, которую можно реализовать

с помощью пакета имитационного моделирования VisSIM, позволяющего моделировать изменение геометрических параметров распределительной системы в любой момент времени в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить их влияние на выходные характеристики планетарного гидровращателя.

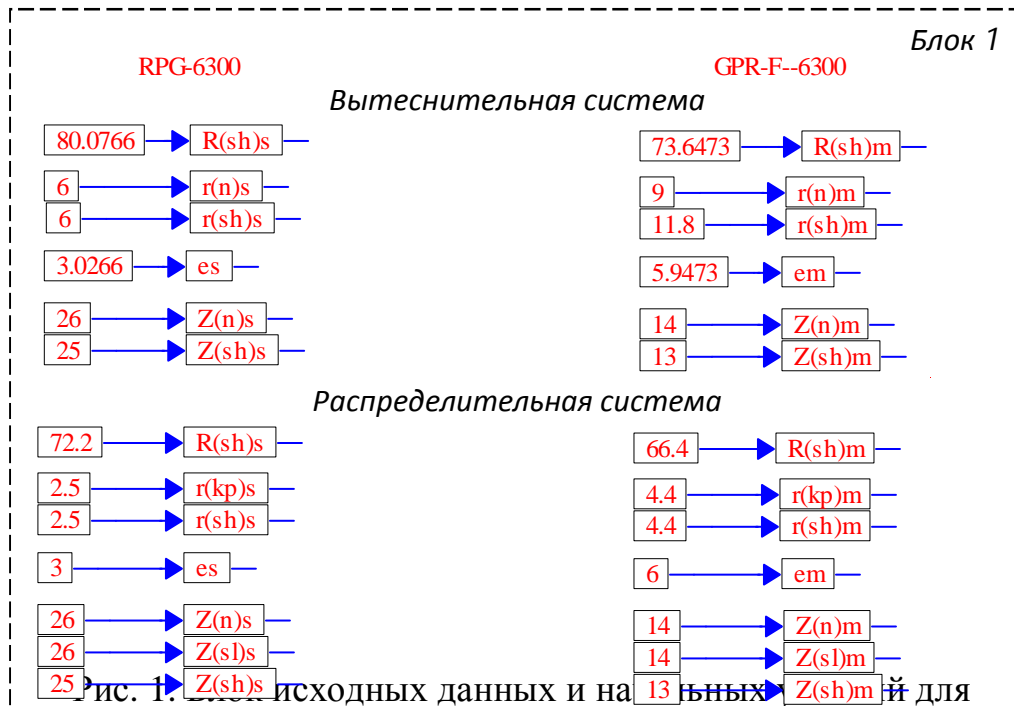


рис. 1. Исходных данных и начальных условий для моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа

Для моделирования работы распределительной системы принимаем следующие исходные данные и начальные условия, которые заданы блоком 1 (рис. 1):

- количество окон нагнетания крышки  $Z_{n(c)} = 26$  серийного и  $Z_{n(m)} = 14$  модернизированного гидровращателей;
- количество окон слива крышки  $Z_{n(c)} = 26$  серийного и  $Z_{n(m)} = 14$  модернизированного гидровращателей;
- количество распределительных окон шестерни  $Z_{ш(c)} = 25$  серийного и  $Z_{ш(m)} = 13$  модернизированного гидровращателей;
- радиус окружности расположения распределительных окон шестерни  $R_{ш(c)}^0 = 72,2 \text{ мм}$  серийного и  $R_{ш(m)}^0 = 66,4 \text{ мм}$  модернизированного гидровращателей;
- радиус распределительных окон шестерни  $r_{ш(c)} = 2,5 \text{ мм}$  серийного и  $r_{ш(m)} = 4,4 \text{ мм}$  модернизированного гидровращателей;
- радиус окон нагнетания и слива крышки  $r_{кр(c)} = 2,5 \text{ мм}$  се-

рийного и  $r_{кр(м)} = 4,4$  мм модернизированного гидровращателей;

– эксцентриситет  $e_c = 3$  мм серийного и  $e_m = 6$  мм модернизированного гидровращателей.

Блок 2 (рис. 2) позволяет определить угловое расположение зубьев шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12]:

$$\gamma_{u_i} = \gamma_{1u} + \frac{2\pi}{Z_u}(i-1); \quad (1)$$

$$\gamma_{n_j} = \frac{2\pi}{Z_{напр}}(j-1);$$

где  $Z_u$  – количество зубьев шестерни;

$i$  – номер текущего зуба шестерни;

$Z_{напр}$  – количество зубьев направляющей;

$j$  – номер текущего зуба направляющей.

Блок 3 (рис. 3) позволяет определить радиусы расположения центров зубьев направляющей серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражению [12]:

$$R_n = \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} + R_u \cdot \cos \frac{\pi}{Z_u} + e, \quad (2)$$

где  $r_u$  – радиус зубьев шестерни;

$r_n$  – радиус зубьев направляющей;

$R_u$  – радиус окружности расположения центров зубьев шестерни;

$e$  – эксцентриситет.

Блок 4 (рис. 4) позволяет определить зазоры между зубьями шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей, согласно выражениям [14]:

$$\delta_i = M_i - (r_n + r_u), \quad (3)$$

где  $M_i$  – межцентровое расстояние между центром зуба направляющей и центром зуба шестерни, зависящее от четверти, в которой расположены зубья направляющей и шестерни [12,13], которое в зависимости от четверти расположения зубьев определяется выражением:

$$M_i = \sqrt{\left( R_H \cdot \cos \gamma_{H_i} \mp R_u \cdot \cos \gamma_{u_i} \mp e \right)^2 \pm \left( R_H \cdot \sin \gamma_{H_i} \mp R_u \cdot \sin \gamma_{u_i} \right)^2} \quad (4)$$



Рис. 2. Блок определения углов расположения центров зубьев шестерни и направляющей серийного и модернизированного

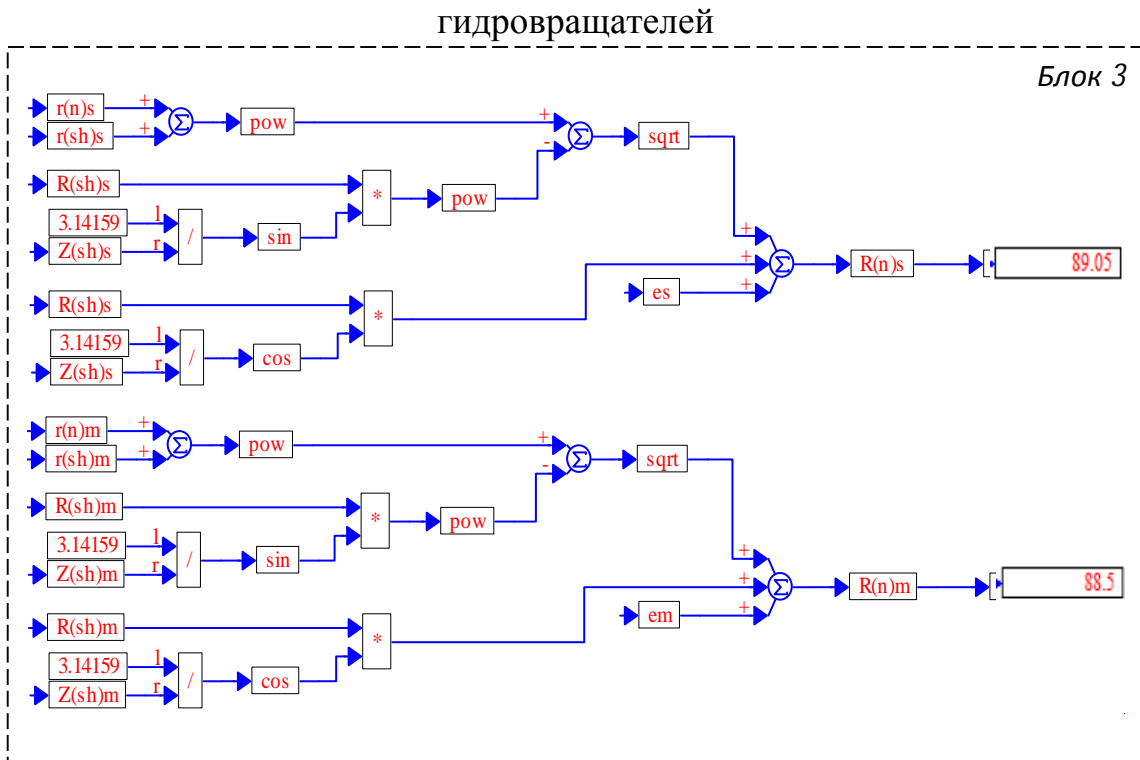


Рис. 3. Блок определения радиусов расположения центров зубьев направляющей серийного и модернизированного гидровращателей

Причем зазоры  $\delta_{1c}, \delta_{3c}, \delta_{5c}, \delta_{7c}, \delta_{9c}, \delta_{11c}, \delta_{13c}, \delta_{15c}, \delta_{17c}, \delta_{19c}, \delta_{21c}, \delta_{23c}, \delta_{25c}$  между зубьями шестерни и направляющей серийного гидровращателя являются проверочными, а зазоры  $\delta_{2c}, \delta_{4c}, \delta_{6c}, \delta_{8c}, \delta_{10c}, \delta_{12c}, \delta_{14c}, \delta_{16c}, \delta_{18c}, \delta_{20c}, \delta_{22c}, \delta_{24c}, \delta_{26c}$  – рабочими зазорами; зазоры  $\delta_{1m}, \delta_{3m}, \delta_{5m}, \delta_{7m}, \delta_{9m}, \delta_{11m}, \delta_{13m}$  между зубьями шестерни и направляющей модернизированного гидровращателя являются проверочными, а  $\delta_{2m}, \delta_{4m}, \delta_{6m}, \delta_{8m}, \delta_{10m}, \delta_{12m}, \delta_{14m}$  – рабочими зазорами.

Блок 5 (рис. 5) позволяет определить радиусы расположения центров окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражению [12]:

$$R_{кр} = \sqrt{R_{ш}^{02} - 2R_{ш}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}, \quad (5)$$

где  $R_{ш}^0$  – радиус расположения окон распределительной системы;

$\alpha_i$  – текущий угол расположения окон распределительной системы;

$e$  – эксцентриситет.

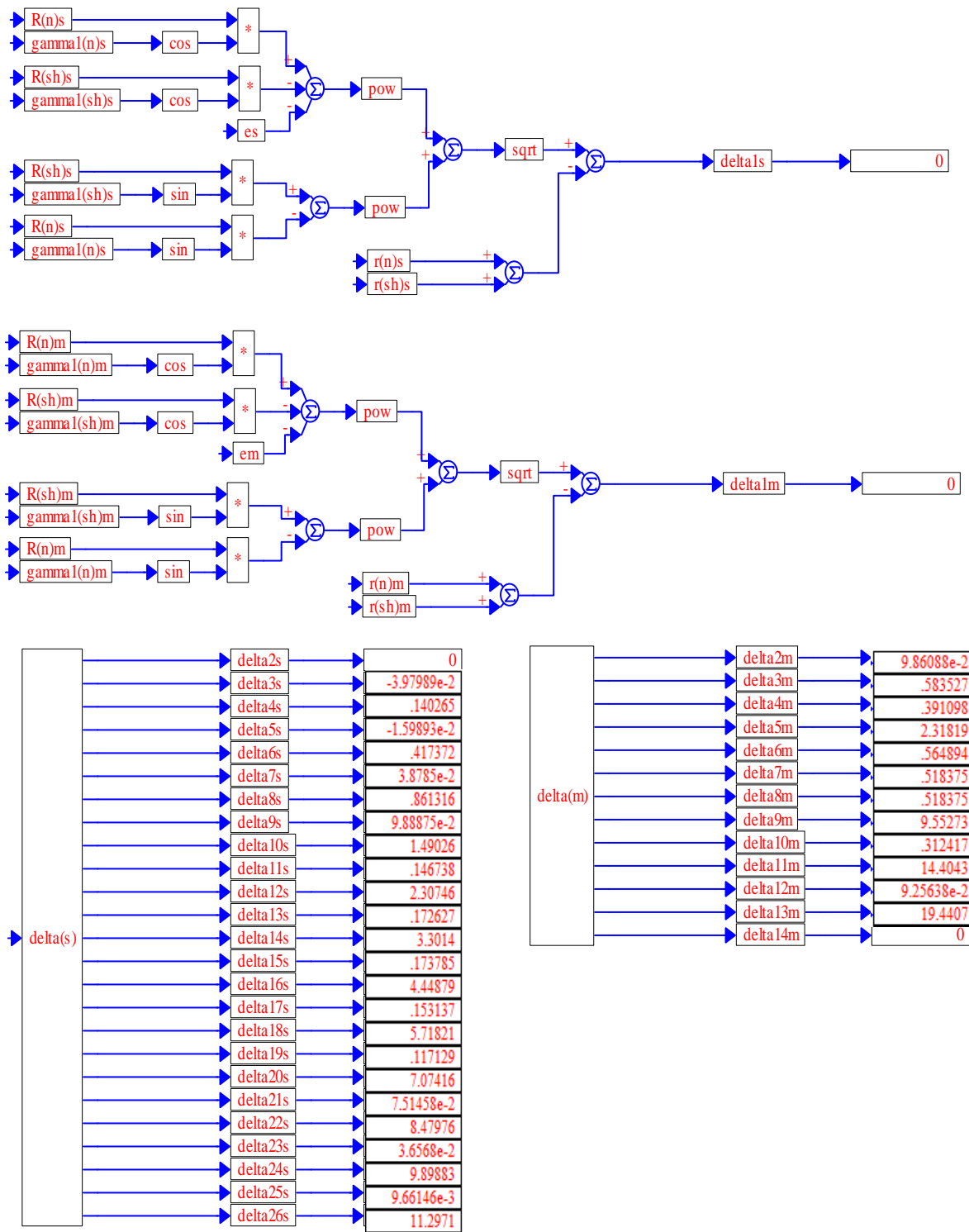


Рис. 4. Блок определения зазоров между зубьями шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей



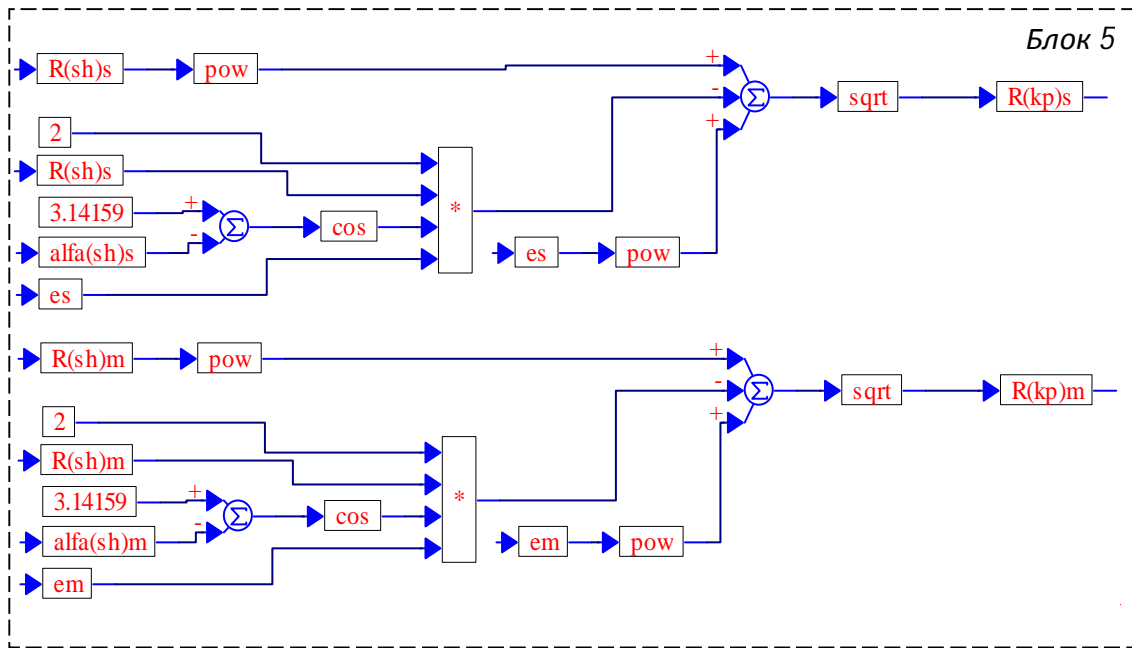


Рис. 5. Блок определения радиусов расположения центров окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидровращателей

Блок 6 (рис. 6) позволяет определить угловое расположение распределительных окон шестерни, а также окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12]:

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p}(i-1);$$

$$\beta_{n_i} = \beta_1 + \frac{2\pi}{Z_n} \cdot (i-1); \quad (6)$$

$$\beta_{cl_i} = \frac{2\pi}{Z_{cl}} \cdot (i-1) - \beta_1;$$

где  $i$  – номер текущего окна распределительного устройства (шестерни).

Блок 8 (рис. 8) позволяет определить площадь проходного сечения непосредственной распределительной системы серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12]:

$$S_i = \frac{r_p^2}{2}(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_{kp}^2}{2}(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}), \quad (7)$$

а площадь проходного сечения равна  $S_{n.c_i} = \sum S_i$ .

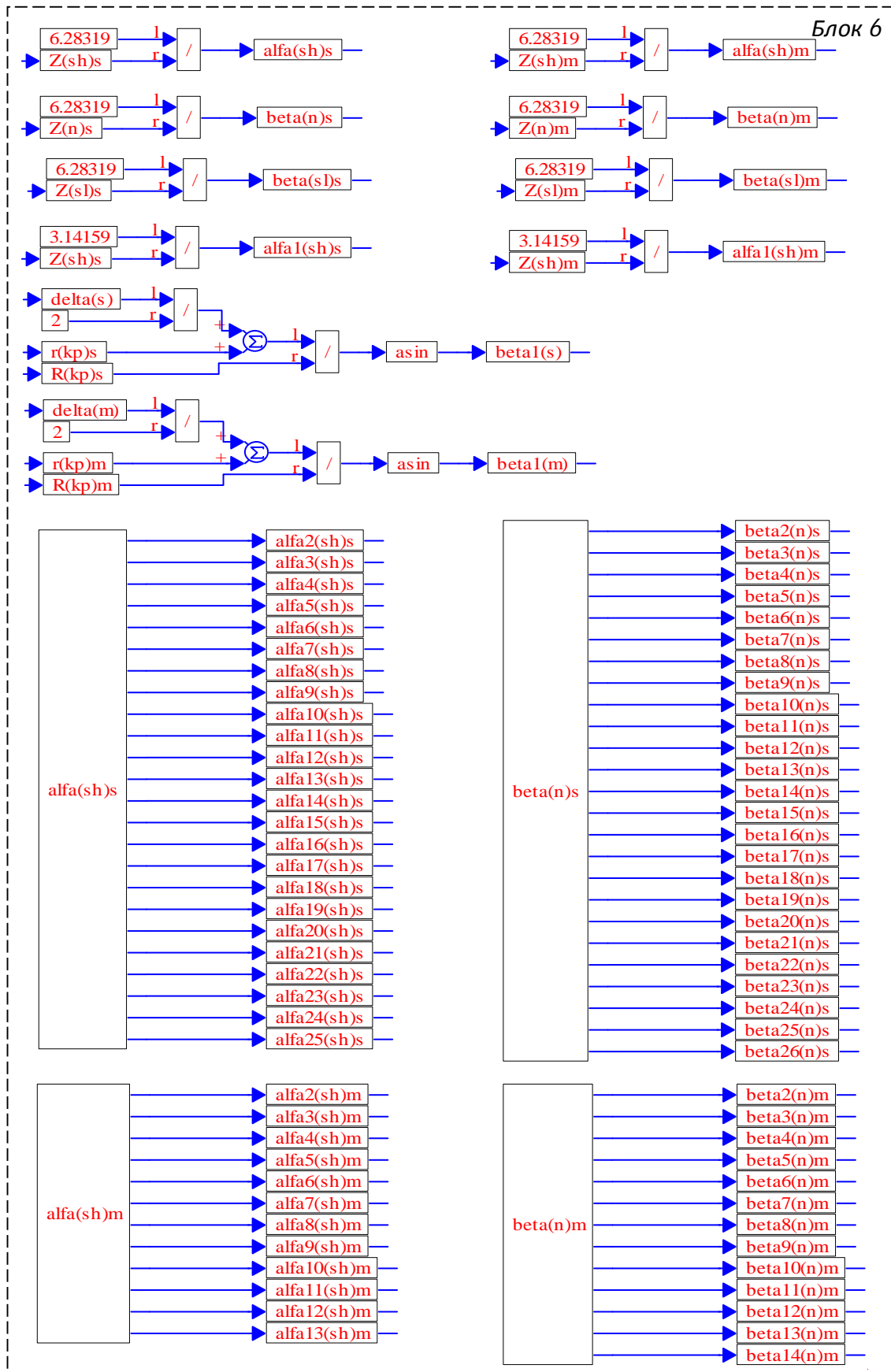


Рис. 6. Блок определения углов расположения распределительных окон шестерни и крышки серийного и модернизированного гидровращателей

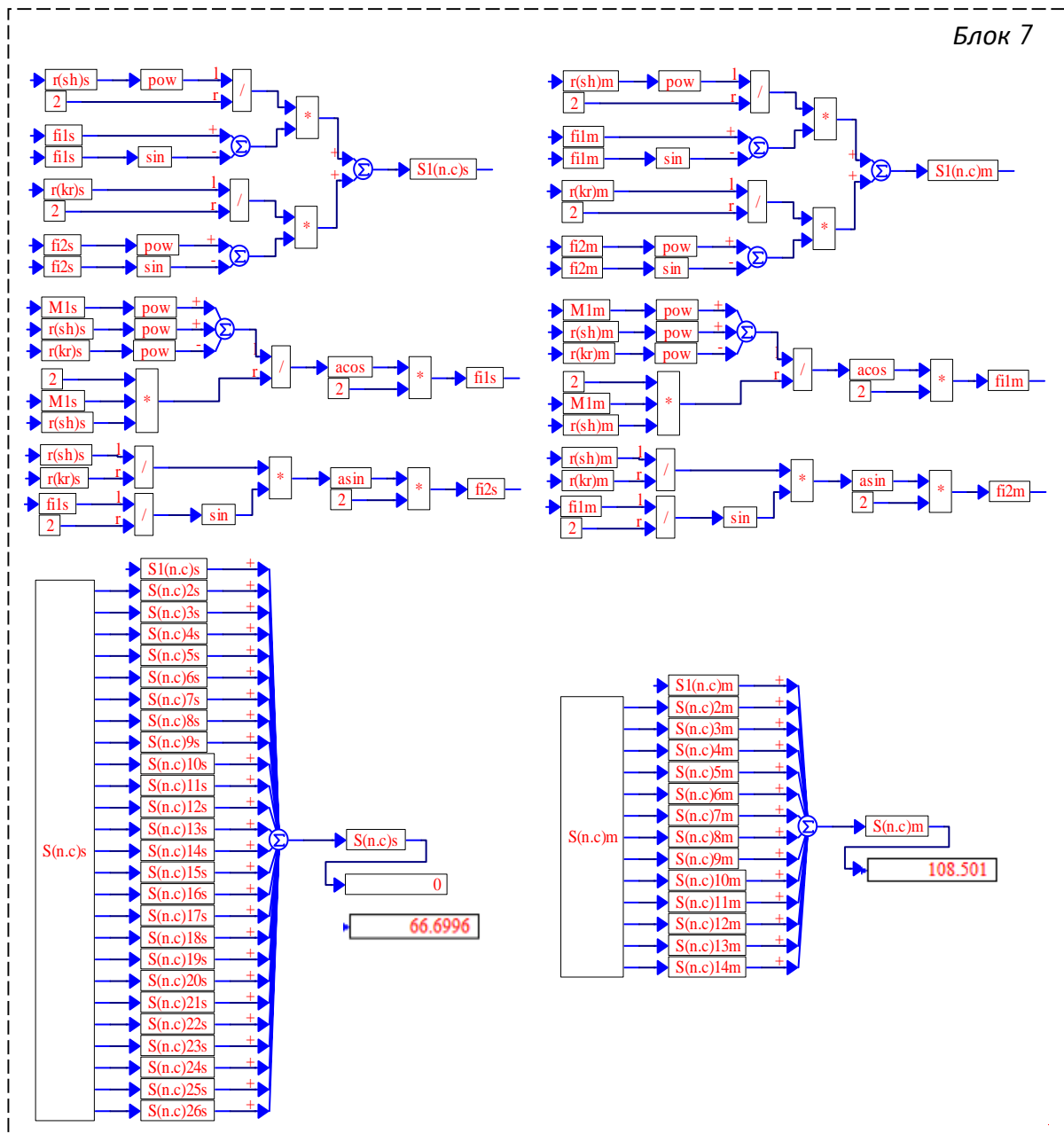


Рис. 7. Блок определения площади проходного сечения распределительной системы серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos \left( \frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{kp}^2}{2M_i \cdot r_p} \right), \quad (8)$$

$$\varphi_{2i} = 2 \arcsin \left( \frac{r_p}{r_{kp}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2} \right), \quad (9)$$

Блок 8 (рис. 8) позволяет определить межцентровое расстояние между распределительными окнами шестерни и окнами нагнетания крышки в зависимости от четверти их расположения, для серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12,14]:

$$M_i = \sqrt{\left[ R_u^0 \cdot \cos \alpha_i \mp R_{kp} \cdot \cos \beta_{n_i} \mp e \right]^2 \pm \left[ R_u^0 \cdot \sin \alpha_i \mp R_{kp} \cdot \sin \beta_{n_i} \right]^2}, \quad (10)$$

причем должно выполняться условие  $0 \leq M_i \leq |r_p + r_{kp}|$ , иначе окна перекрываются не будут.

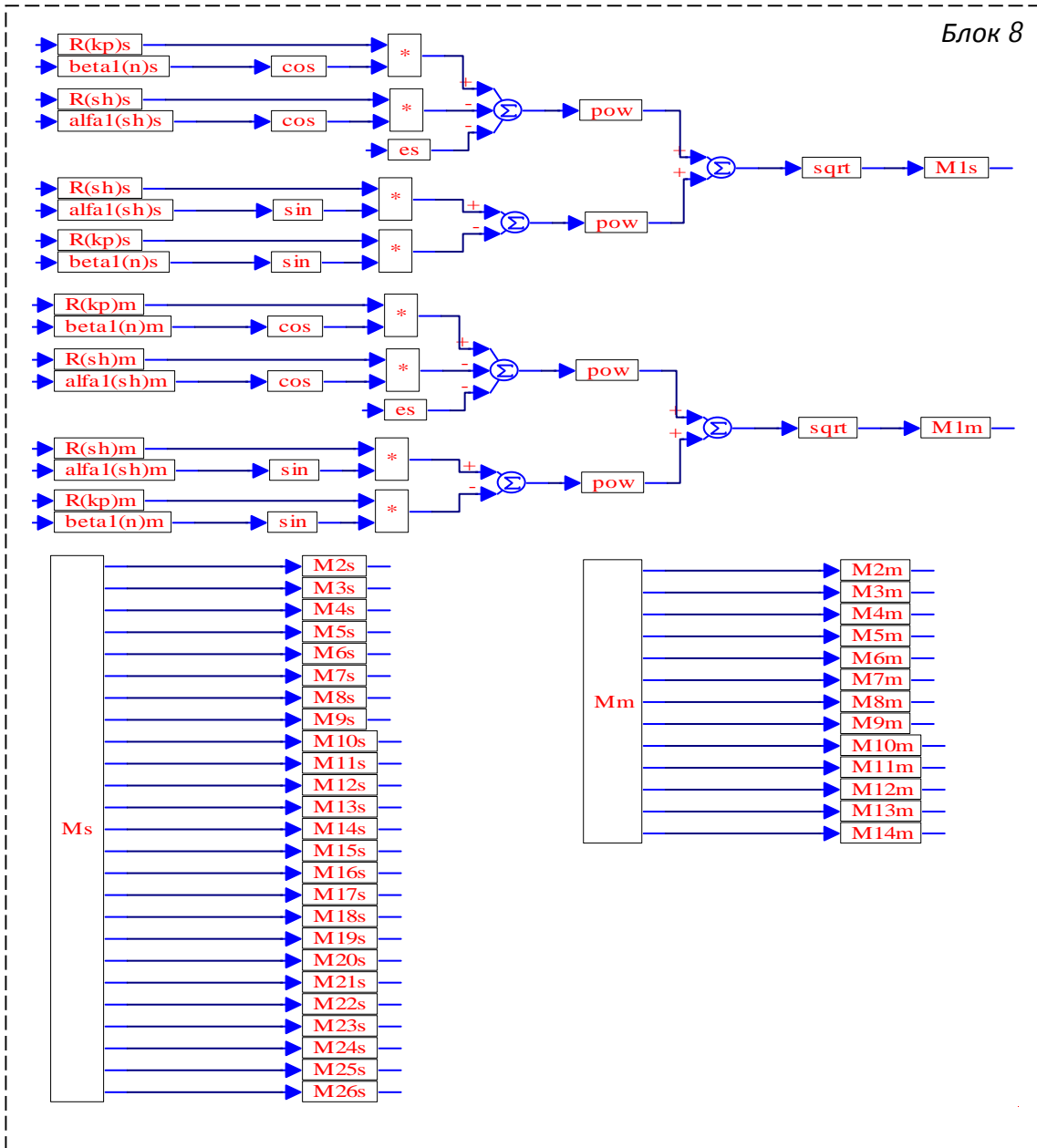


Рис. 8. Блок определения межцентрового расстояния между распределительными окнами шестерни и крышки серийного и модернизированного гидровращателей

*Выводы.* В результате проведенных исследований обоснованы начальные условия и исходные данные для моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлических вращателей планетарного типа, что позволяет на базе разработанной математической модели их работы, реализованной с помощью пакета имитации

*Машины і засоби механізації сільськогосподарського виробництва*

тационного моделирования VisSIM, моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы и изменение геометрических параметров распределительной системы в зависимости от конструктивных особенностей их элементов в любой момент времени, с целью проведения параметрических исследований.

Литература:

1. Гидравлические вращателиРПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.

2. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н.Ерасов.* – Киев.: УкрНИИТИ, 1969. – 55 с.

3. *Панченко А.И.* Гидромашины с циклоидальной формой вытеснителей, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* //Интердрайв – 2012: Официальный каталог IX форума и выставки (Москва, 27-30 марта 2012 года). – Москва, 2012. – С.179-194.

4. *Панченко А.И.* Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* //Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 38. – С. 45-55.

5. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко* //Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

6. *Панченко А.И.* Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С. 57–69.

7. *Панченко А.И.* Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 61-67.

8. *Панченко А.И.* Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 68-74.

9. *Панченко А.И.* Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / *А.И. Панченко* //Промислова гідравліка і пневматика, 2005. – №4(10). – С. 102-112.

10. *Панченко А.И.* Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва* //Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36.

– С. 165-169.

11. *Панченко А.И.* Математическая модель гидропривода вращательного действия / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.1. – Т.1. – С. 10-21.

12. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Промислова гідроліка і пневматика. – 2014. – №1 (43). – С. 29-41.

13. *Панченко А.И.* Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХП». – 2014. – № 1(1044). – С. 136-145.

14. *Панченко А.И.* Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – С. 82-101.

## **ПОЧАТКОВІ УМОВИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ**

Волошина А.А.

**Анотація**– робота присвячена розробці початкових умов моделювання роботи витискувальної і розподільної систем гідралічного обертача планетарного типу для визначення впливу геометричних параметрів елементів витискувальної та розподільної систем на вихідні характеристики гідралічного обертача планетарного типу.

## **INITIAL CONDITIONS FOR SIMULATION OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR OPERATION**

A. Voloshina

### **Summary**

**A paper is devoted to the development of initial conditions for simulation of displacing and distribution systems of a planetary hydraulic rotator to determine the effect of geometrical parameters of elements of displacing and distribution systems on the output characteristics of the planetary hydraulic rotator.**