

УДК 621.225.2

КРИТЕРИАЛЬНАЯ ПАРЕТО-ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

**В. М. ЖЕГЛОВА¹, В. П. ЯГЛИНСКИЙ², Г. В. КОЗЕРАЦКИЙ³, А. С. ОБАЙДИ²,
Н. Н. МОСКВИЧЕВ²**

¹ Кафедра металлорежущих станков, метрологии и сертификации, Одесский национальный политехнический университет, Одесса, УКРАИНА

² Кафедра машиноведения и деталей машин, Одесский национальный политехнический университет, Одесса, УКРАИНА

³ Кафедра управления системами БЖД, Одесский национальный политехнический университет, Одесса, УКРАИНА

АННОТАЦИЯ У статті запропоновані критерії вібростійкості і екстремального перевантаження для всестороннього відображення службових властивостей сферичних торцевих розподільників аксіально-поршневих гідромашин. Для критерійної оптимізації створені відповідні комп'ютерні моделі методом кінцевих елементів. Встановлена можливість зменшення товщини розподільника, що сприяє збільшенню його власної частоти і віддаленню від резонансу в області експлуатаційних частот гідромашин. Згідно Парето-діаграми запропоновані оптимальні значення товщини розподільника для заданої області зміни тиску і чисел оборотів блоку циліндрів.

Ключові слова: технічні характеристики, еквівалентні напруження, технічний рівень, власна частота

АННОТАЦИЯ В статье предложены критерии вибростойкости и экстремальной перегрузки для всестороннего отображения служебных свойств сферических торцевых распределителей аксиально-поршневых гидромашин. Для критериальной оптимизации созданы соответствующие компьютерные модели методом конечных элементов. Установлена возможность уменьшения толщины распределителя, что способствует увеличению его собственной частоты и удалению от резонанса в области эксплуатационных частот гидромашин. Посредством Парето-диаграммы предложены оптимальные значения толщины распределителя для заданной области изменения давлений и чисел оборотов блока цилиндров

Ключевые слова: технические характеристики, эквивалентные напряжения, технический уровень, собственная частота

PARETO-OPTIMIZATION OF KRITERIA PARAMETERS OF AXIAL AND PISTON MACHINERY HYDRAULICS

**V. M. ZHEGLOVA¹, V. P. YAGLINSKY², G. V. KOZERATSKY³, A. S. OBAYDI²,
M. M. MOSKVICHEV²**

¹ Department of machine tools, metrology and certification, Odessa National Polytechnic University, Odessa, UKRAINE

² Department of Mechanical Engineering, and machine parts, Odessa National Polytechnic University, Odessa, UKRAINE

³ Department of life safety systems management, Odessa National Polytechnic University, Odessa, UKRAINE

ABSTRACT In this article be offered criteria of vibration resistance and an extreme overload for comprehensive display of auxiliary properties of spherical face distributors of the axial and pistons hydraulics machine. Dynamics of development of a volume hydraulic actuator is shown in continuous expansion of opportunities by acquisition of more progressive properties and the improved technical characteristics of the hydraulic machine. Therefore the problem of objective, multilevel and comprehensive display of auxiliary properties of the main parts of a design of axial and piston machinery hydraulics is actual. On the basis of technical characteristics of the axial and piston hydraulic machine. are created criteria of vibration resistance and extreme overload. For criteria optimization the corresponding kompyuterny models are created by method of the finite-element method. It is executed research of the intense deformed condition of the distributor of the hydraulic machine. As a result of research strain and deformation of the spherical distributor it is revealed, that the maximum values of equivalent strain are in a transitional zone of a window of the distributor, and the maximum axial displacement – in the middle of a window of distribution of working liquid. Results are presented of modeling of forms vibration of the distributor. Is established the possibility of reduction of thickness of the distributor that promotes increase in its own frequency and removal from a resonance in the field of operational frequencies of the hydraulic machine. By means of Pareto-diagrammy are offered optimum values of thickness of the distributor for the set area of change of pressure and numbers of turns of the block of cylinders

Keywords: technical characteristics, equivalent tension, technological level, fundamental frequency.

Введение

Создание новой техники и своевременная модернизация уже освоенных моделей аксиально-

поршневых гидромашин (АПГ) является фундаментом непрерывного развития современного производства. Динамика развития объемного гидропривода проявляется в непрерывном

расширении возможностей путем приобретения более прогрессивных свойств и улучшенных технических характеристик гидромашин. Поэтому задача объективного, многоуровневого и всестороннего отображения служебных свойств основных частей конструкции АПГ является актуальной.

Цель и задачи

Вопросам исследования функциональных свойств АПГ посвящены работы отечественных и зарубежных исследователей [1, 4, 6, 7, 9]. Известны работы по анализу технических характеристик АПГ типовых конструкций и предложенный на их основе ряд оценочных показателей и критериев технического уровня [1, 9, 10]. Однако, каждый критерий в отдельности недостаточно полно характеризует технический уровень АПГ. Кроме того, известно, что принятие значений совокупности параметров продукции, оптимизируемых в отдельности, не приводит к повышению технического уровня всего изделия в целом [1, 9, 10]. До настоящего времени отсутствует номенклатура критериев качества по групповым показателям служебных свойств и не разработан системный подход к исследованию технического уровня АПГ как сложной системы. Целью работы является разработка универсальных методов математического и компьютерного исследований, а также методов оптимизации параметров служебных свойств АПГ по групповым показателям (критериям) вибростойкости и экстремальной перегрузки.

Необходимо решить следующие задачи: на основе технических характеристик АПГ сформировать критерии вибростойкости и экстремальной перегрузки; разработать универсальные методы математического и компьютерного исследований предложенных критериев; методами оптимизации построить Парето-оптимальную диаграмму критериев, выбрать из нее область оптимальных значений технических характеристик и параметров распределителя АПГ.

Основная часть исследований

С учетом тенденций форсирования по давлению в АПГ «слабым» элементом становится распределитель с его профилем, геометрией поверхности, конструктивными особенностями перемычек, качеством контактных поверхностей. У существующих современных АПГ наибольшее распространение получили следующие виды двухконных распределителей: сферический торцевой распределитель (СТР) со сферической торцевой поверхностью (рис. 1) и наклонный распределительный диск (НРД) с плоской наружной поверхностью.

Такие распределители имеют окна высокого и низкого давления (рис. 3).

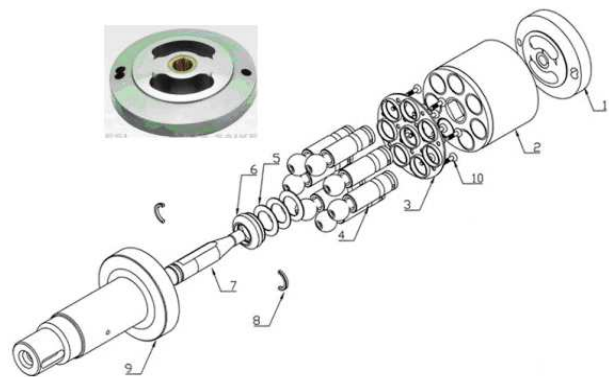


Рис. 1 – АПГ с СТР: 1 – распределитель; 2 – блок цилиндров; 3 – прижимная пластина; 4 – поршень; 5 – тарельчатая пружина; 6 – держатель тарельчатой пружины; 7 – центральный шип; 8 – сухарь; 9 – ведущий вал; 10 – крепеж пластины

Окно с высоким давлением загружено рабочим давлением p и действует на боковую поверхность распределителя по линейному закону.

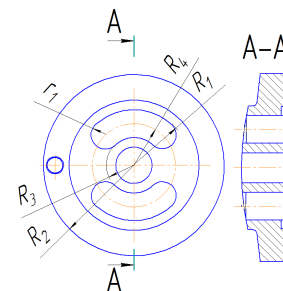


Рис. 2 – Распределители СТР, R_i – определяющие размерные радиусы

В результате анализа опыта эксплуатации и анализа характера повреждений распределителей АПГ, исследования условий возникновения и распространения усталостных трещин установлено, что наиболее нагруженными и опасными участками являются перемычки и наружная стенка окна (рис. 3) [10].

На основе анализа требований потребителей и выводов экспертов по действующим серийным конструкциям АПГ, документации производителей узлов и модулей в составе АПГ и результатов известных исследований технических характеристик установлено номенклатуру показателей качества типовых конструкций. Выделены соответствующие групповые показатели служебных свойств функционирования АПГ: функциональная эффективность, быстродействие, энергоемкость, вибронегрузка, надежность. Прообразами групповых показателей являются единичные показатели в виде предложенных критериев.

Основными критериями, характеризующими свойство «вибронегрузка», предлагаются: коммутационная частота, вибростойкость подсистемы

распределительного устройства и коэффициент экстремальной перегрузки.

Вибростойкость подсистемы распределителя АПГ, зависящую от соотношения показателя коммутационной частоты и первой главной частоты распределителя, предложено учитывать в виде следующего критерия

$$k_{\omega} = 2\pi n z / (60\omega_1)$$

где n – частота вращения блока цилиндров, принималась на уровне (1500...3500) мин⁻¹; z – число поршней ($z=7$); ω_1 – зависящая от толщины распределителя первая главная частота распределителя, Гц.

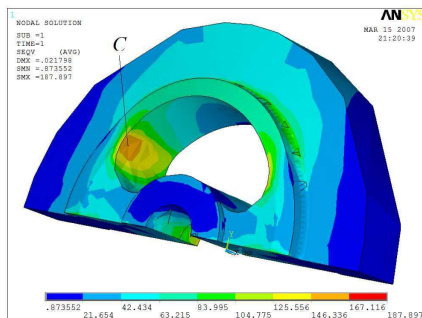
Коэффициент экстремальной перегрузки гидромашин предложено определять соотношением допустимого максимального давления в гидросистеме при заданной толщине распределителя к номинальному (рабочему) давлению

$$k_{ext} = p_{i\ddot{a}0} / ([n_{\sigma}] p_i)$$

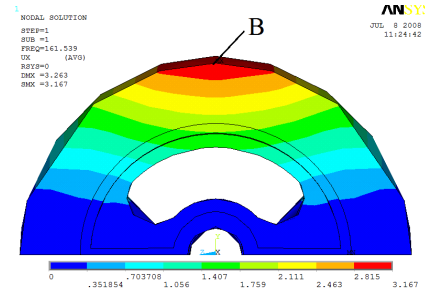
где p_{max} – максимальное давление, которое выдерживает конструкция распределителя с выбранной толщиной 11...26 мм; $[n_{\sigma}]$ – допустимый запас прочности детали, $[n_{\sigma}]=1,8$; p_n – номинальное давление для действующей модели, $p_n=(25...45)$ МПа.

Для исследования критериев вибростойкости и экстремальной перегрузки распределителей АПГ разработаны универсальные методы математического и компьютерного исследований технических характеристик с использованием метода конечных элементов (МКЭ) и реализацией в программных комплексах *ANSYS* и *Autodesk Inventor* (рис. 3) [4, 11]. В результате исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) распределителя типа СТР модели 306.112 производства завода «Стройгидравлика» (Одесса) выявлено, что максимальные значения эквивалентных напряжений находятся в переходной зоне окна (см. рис. 3а, точка С), а максимальные осевые перемещения – в середине окна распределения рабочей жидкости (см. рис. 3б, точка В). Результаты компьютерного моделирования НДС согласовываются с анализом причин отказов и разрушения распределителей.

Компьютерным моделированием установлено, что распределитель СТР модели 306.112 производства завода «Стройгидравлика» со стандартной толщиной



а)



б)

Рис. 3 – Результаты компьютерного моделирования распределителя СТР модели 306.112 производства завода «Стройгидравлика» (Одесса):

а) – распределение эквивалентных напряжений, в точке С – максимум;

б) – распределение осевых перемещений распределителя, в точке В – максимум

$t_0 = 26$ мм может удержать рабочее давление на уровне 40 МПа. Установлено, что коэффициент запаса прочности сферического распределителя завьшен в 1,3 раза. Таким образом, вполне допустимой является эксплуатация АПГ с давлением РЖ на уровне 40 Мпа. При эксплуатации АПГ при давлении 25 МПа вполне допустимым является изменение конструкции распределителя путем уменьшение его толщины.

Следовательно, толщину распределителя можно уменьшить без потери запаса прочности. Однако, при уменьшении толщины распределителя увеличивается его первая главная собственная частота, что одновременно увеличивает его вибростойкость в связи с увеличением коэффициента расстройки частот собственной и эксплуатационной (частотой вращения блока цилиндров). Для оптимизации параметров распределителя по двум критериям построена соответствующая диаграмма Парето (рис. 6).

На диаграмме Парето представлено семейство кривых для критерия k_{ext} экстремальной перегрузки распределителя. Компьютерным моделированием каждой толщине t_0 (11...26 мм) распределителя определялся спектр значений критерия k_{ext} (см. рис. 6, кривые – 6, 7, 8, 9) для множества значений номинальных давлений (25, 35, 40, 46) МПа.

При эксплуатации АПГ распределитель воспринимает переменные нагрузки с удвоенной частотой вращения блока цилиндров. Вынужденные колебания также являются причиной разрушения распределителей.

В программе *ANSYS* посредством модального анализа выполнено решение задачи о свободных колебаниях дискретной системы распределителя и определен спектр главных частот. Исходными данными для решения этой задачи являются граничные условия закрепления и материал распределителя. Аналогичным расчетом в

программном комплексе *Autodesk Inventor* получены значения собственных частот при 5 модах (рис. 4) [7].

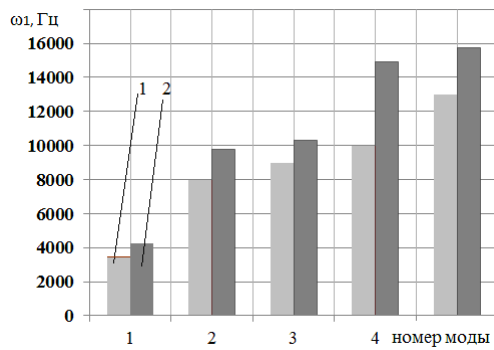


Рис. 4 – Главные частоты распределителя СТР модели 306.112 производства «Стройгидравлика» (Одесса) с толщиной t_0 : 1 – 26 мм; 2 – 16 мм

Расчетами установлено, что значение второй главной частоты для всех конструкций распределителей типовых АПГ значительно превышает значение угловой скорости вращения блока цилиндров и поэтому появление резонанса на этой частоте невозможно [7, 12]. Наиболее близкой к частоте вращения блока цилиндров является первая главная частота, которая и формирует критерий виброактивности k_{ω} подсистемы распределения жидкости. Показана возможность изменения собственной частоты ТР за счет изменения количества перемычек и толщины распределителя, что позволяет увеличить коэффициент рассогласования частот и отдалить систему от резонанса. Упругие колебания являются причиной нарушения симметричности проходных сечений окон, изменения дросселирования потока рабочей жидкости вследствие расширения или сужения окон СТР. На рис. 5 представлены результаты моделирования форм колебаний распределителя типа СТР модели 306.112 производства завода «Стройгидравлика» (Одесса). На диаграмме Парето представлено семейство кривых для критерия k_{ω} вибростойкости распределителя [13, 14]. Компьютерным моделированием каждой толщине t_0 (11...26 мм) распределителя определялся спектр значений критерия k_{ω} (см. рис. 6, кривые – 1, 2, 3, 4, 5) для множества значений чисел оборотов блока цилиндров соответственно (1500, 2000, 3000, 3500, 4000) мин^{-1} .

В результате анализа двухпараметрического семейства абсолютно непрерывных распределений выделена область, составляющая 20 % граничных значений параметров [15, 16]. Каждой точке выделенной области (затеннено) соответствует набор оптимальных значений параметров и технических характеристик функционирования распределителей. Например, оптимальные значения для $t_0=18$ мм: $k_{\omega} = 0,15$; $k_{\text{ext}} = 0,15$ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$; $p_H = 35 \text{ МПа}$

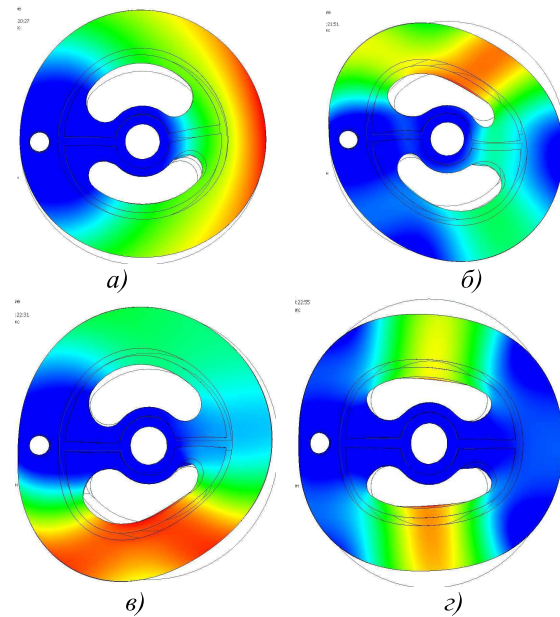


Рис. 5 – Результаты компьютерного моделирования форм колебаний распределителя: а) – 1-я; б) – 2-я; в) – 3-я; з) – 4-я

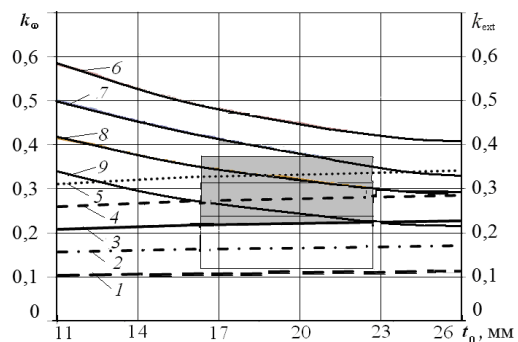


Рис. 6 – Диаграмма Парето-оптимальной области значений критериев k_{ω} и k_{ext} в пределах одной конструкции распределителя типа АПГ с СТР, 306.112: для k_{ω} : кривая 1 при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 2 – 2000 мин^{-1} ; 3 – 2500 мин^{-1} ; 4 – 3000 мин^{-1} ; 5 – 3500 мин^{-1} ; для k_{ext} : кривая 6 при $p_H = 25 \text{ МПа}$; 7 – 35 МПа; 8 – 40 МПа; 9 – 45 МПа.

Выводы

1. Для исследования технического уровня АПГ предложено критерии вибростойкости и экстремальной перегрузки, характеризующие свойство «вибронагружение».
2. Созданы компьютерные модели распределителя для исследования напряженно-деформированного состояния и спектра главных частот.
3. В результате двухкритериальной оптимизации построена диаграмма Парето области определения значений технических параметров, обеспечивающих оптимальные критерии повышения технического уровня АПГ.

Список литературы

- 1 Андренко, П. М. Проекування гідроагрегатів обертання: монографія / П. М. Андренко, І. П. Гречка, М. С. Свинаренко. – НТУ «ХПІ», Харків, 2013. – 148 с.
- 2 Каталог продукції на ЧАО «Стройгидравлика» (Одеса, Україна). [Ел. ресурс]. Режим доступа: <http://stroygidravlika.com.ua/files/Catalog.pdf>.
- 3 Каталог Продукции ЧАО «Гидросила» (Кировоград, Одеса, Україна). [Ел. ресурс]. Режим доступа <http://www.hydrrosila.com/products/>.
- 4 Жеглова, В. М. Аналіз напруженого стану торцевих розподільників аксіально-поршневих гідромашин / В. М. Жеглова, І. В. Ніколенко, Ю. М. Хомяк // *Дев'ятий міжн. симпозіум українських інж.-механіків у Львові. Праці*. – Львів; КІНПАТРИ ЛТД. – 2009. – С. 38-39.
- 5 Жеглова, В. М. Аналіз прочності торцевих розподільників нерегульованих гідромашин // В. М. Жеглова, Ю. М. Хомяк, І. В. Ніколенко // *Тр. ОНПУ*, вып. 1(33) – 2(34). – Одеса, 2010. – С. 39 - 45.
- 6 Жеглова, В. М. Численне моделювання напружено-деформованого стану торцевого розподільника гідромашин / В. М. Жеглова, І. В. Ніколенко, Ю. М. Хомяк // *Міжвід. наук.-техн. зб. «Прикладна геометрія та інж. графіка»*. – КНУБА, 2009, №82, С.292-295.
- 7 Жеглова, В. М. Расчет собственных частот распределителей аксиально-поршневых гидромашин / В. М. Жеглова, В. Н. Тихенко // *Зб. тез доп. ІХ Всеукр. молодіжн. наук.-техн. конф. „Машинобудування України очима молодих: Прогресивні ідеї наука – виробництво”*–Запоріжжя: ЗНТУ. – 2009. – С. 120-122.
- 8 Тихенко, В. Н. Влияние геометрических параметров наклонного распределительного диска на его прочностные характеристики / В. Н. Тихенко, Ю. М. Хомяк, В. М. Жеглова // *Матер. конф. – Вінниця: Вид-во «ГЛОБУС-ПРЕС»*, 2014. – С.78-79.
- 9 Орлов, Ю. М. Влияние фазораспределения на интенсивность пульсации давления аксиально-плунжерных гидромашин / Ю.М. Орлов // *Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. науч.- техн. сб.*, 1988, вып. 24, – С. 110 - 111.
- 10 Пузанов А. В. Оптимизация конструкции гидромашин в Advanced Simulation Technology Preview / А. В. Пузанов // *САПР и графика*.– 2009. – №6 – С.70-74.
- 11 Guturya, S. Power evaluation of hydropneumatic shock-absorber at work / S. Guturya, V. Yaglinsky, A. Siforov // *MOTROL, Motorization and Power Industry in Agriculture*. – Lublin. – 2008. – Volume 10A. – P. 52 - 59.
- 12 Yaglinsky, V. Multi-criterion optimization functional trajectories of industrial robots / V. Yaglinsky, S. Guturya, O. Bezuglenko // *Annals of DAAAM International*. – Vienna, 2004. – P. 37 - 38.
- 13 Zablonsky, K. System Modeling of Gears Design Quality / K. Zablonsky, S. Guturya, V. Yaglinsky // *International Conference on Gears*. – 2005. – P. 417 - 434.
- 14 Yaglinsky V. System criteria analysis and function optimization of industrial robots / V. Yaglinsky, S. Guturya // *TEKA Kom. Mol. Energ. Roln.*, – Lublin, 2006. 6A. – P. 70-81.
- 15 Guturya, S. Comparacion de ejes huecos y solidos, con una grieta / S. Guturya, Ariza De Miguel J., Ju. Khomiak // *Ingenieria Mecanica (Revista electronica), Habana, Cuba*, 2013, Vol. 18.
- 16 Guturya, S. Tensiones en ejes huecos con una grieta superficial bajo flexion rotativa / S. Guturya, Ariza De

Miguel J., Ju. Khomiak // *Revista de Ingenieria DYNA*, Bilbao, Spain, 2014, Vol. 89, №1.

Bibliography (transliterated)

- 1 Andrenko, P. M., Hreshka, I. P., Svinarenko, M. S. Proektuvania hidroagrehativ obertania: monografia. – NTU «HPI», Kharkiv, 2013, 148.
- 2 Katalog produkciі CHAO «Stroihtdravlika» [Web] <http://stroygidravlika.com.ua/files/Catalog.pdf>.
- 3 Caralog produkciі CHAO «Hidrosila» [Web] <http://www.hydrrosila.com/products/>.
- 4 Jeglova, V. M., Nikolenko, I. V., Homiak, Ur. M. Analiz naprujenoho stanu torzevykh rospodilnykiv axialno-porschnevnykh hidromaschyn. *Deviatyi mijn. sympozium ukrainskykh inj.-mekhanikiv u Lvovi. Praci*. Lviv, KINPATRI LTD, 2009, 38-39.
- 5 Jeglova, V. M., Nikolenko, I. V., Homiak, Ur. M. Analiz protschnosti torzevykh raspredelitelei nereguliruemym hidromaschyn. *Tr. ONPU*, 2010, 1(33)-2(34), 39 - 45.
- 6 Jeglova, V. M., Nikolenko, I. V., Homiak, Ur. M. Chislennoe modelirovanie naprujenno-deformirovanogo sostoiania torzevogo raspredelitelei hidromaschyn. *Mijvid. nauk.-techn. zb. «Prykladna geometria ta injenerna grafika»*. Kyiv, KNUBA, 2009, 82, 292-295.
- 7 Jeglova, V. M., Tichenko, V. N. Rastchet sobstvennykh chastot raspredelitelei axialno-porschnevnykh hidromaschyn. *Zb. tez dop. IX Vseukr. molodijn. nauk.-techn. konf. „Maschynobuduvania Ukrainy otschyma molodych: Progresyvni idei nauka-vyrobnyztvo”*, Zaporijjia, ZNTU, 2009, 120-122.
- 8 Tichenko, V. N., Homiak, Ur. M., Jeglova, V. M., Vliyanie geometritscheskich parametrov naklonnogo raspreditel'nogo diska na ego protschnostnye charakteristiki. *Mater. konf. – Vinnycia: Vyd-vo «GLOBUS-PRES»*, 2014, 78-79.
- 9 Orlov, Ur. M. Vliyanie fazoraspredelenia na intensivnost pulsacii davlenia axialno-plunjernykh hidromaschyn. *Hidriprivod I hidropnevmoavtomatika: Resp. mejved. nauk.-techn. zb.*, 1988, 24, 110 - 111.
- 10 Puzanov, A. V. Optimizacia konstrukcii hidromaschyny v Advanced Simulation Technology Preview. *SAPR I grafika*, 2009, 6, 70-74.
- 11 Guturya, S., Yaglinsky, V., Siforov, A. Power evaluation of hydropneumatic shock-absorber at work. *MOTROL, Motorization and Power Industry in Agriculture*, Lublin, 2008, 10A, 52 - 59.
- 12 Yaglinsky, V., Guturya, S., Bezuglenko, O. Multi-criterion optimization functional trajectories of industrial robots. *Annals of DAAAM International*, 2004, 37 - 38.
- 13 Zablonsky, K., Guturya, S., Yaglinsky, V. System Modeling of Gears Design Quality. *International Conference on Gears. VDI*, Germany, 2005, 417 - 434.
- 14 Yaglinsky, V., Guturya, S. System criteria analysis and function optimization of industrial robots. *TEKA Kom. Mol. Energ. Roln.*, Lublin, 2006, 6A, 70 -81.
- 15 Guturya, S., Ariza De Miguel J., Khomiak, Ju. Comparacion de ejes huecos y solidos, con una grieta. *Ingenieria Mecanica (Revista electronica), Habana, Cuba*, 2013, 18.
- 16 Guturya, S., Ariza De Miguel J., Khomiak, Ju. Tensiones en ejes huecos con una grieta superficial bajo flexion rotativa. *Revista de Ingenieria DYNA, Bilbao, Spain*, 2014, 89(1).

Поступила (received) 18.10.2015