

УДК 621.225.2

В. Н. ДОЦЕНКО, И. Г. ЛИХОШЕРСТ

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Украина***АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ И РЕЖИМОВ ТРЕНИЯ В ТРИБОСОПРЯЖЕНИИ ПЛУНЖЕР-ВТУЛКА ГИДРОДВИГАТЕЛЯ (ГИДРОНАСОСА)**

Рассмотрены процессы в элементах аксиально-поршневых гидромашин, которые широко используются в гидравлических системах авиационной и космической техники. Проведен анализ основных силовых факторов, которые влияют на плунжер во время работы в составе гидродвигателя. Проанализировано влияние гидродинамических сил, действующих между поверхностями плунжера и втулки, которые существенно меняют картину распределения нагрузки между зонами контакта. Сделана оценка размеров фактических зон прямого контакта плунжера во втулке, которые характеризуют наличие полужидкостного трения наряду с зонами жидкостного (гидродинамического) трения.

Ключевые слова: плунжер, втулка, гидродвигатель, нагрузки, режимы трения.

Введение

Широкое распространение в гидравлических системах авиационной и космической техники получили аксиально-поршневые гидродвигатели и гидронасосы. Одним из наиболее нагруженных мест в таких гидромашинках является трибосопряжение плунжер-втулка.

Одним из основных параметров плунжерной пары, определяющих ее качество, является сила трения при страгивании плунжера с места и при движении, величина которого для реальной взаимодействующей пары зависит от величины давления рабочей жидкости, точности изготовления плунжера и втулки, их взаимного расположения [1].

Снижение потерь на трение позволит повысить КПД двигателя, а также уменьшить износ поверхностей контакта, а, следовательно, повысить долговечность и ресурс рассматриваемых агрегатов.

В настоящей статье проведен анализ основных силовых факторов, которые воздействуют на плунжер во время рабочего процесса, и сделана оценка вклада каждого из этих факторов. Кроме того, сделана оценка размеров фактических площадок контакта плунжера во втулке, которые характеризуют наличие полужидкостного режима трения наряду с зонами жидкостного (гидродинамического) трения.

Схема нагружения плунжера и действующие силы

Объектом исследования является плунжер аксиально-плунжерного гидронасоса (гидромотора).

При работе аксиально-плунжерной гидромашинки плунжер находится в неустойчивом равновесии опираясь на сферический шарнир башмака под действием давления жидкости на торец плунжера, при этом возникает перекося плунжера во втулке (рис. 1). При перекося плунжер опирается на втулку в области внутренней кромки (точка 1) и внешней кромки (точка 2), где возможен металлический контакт.

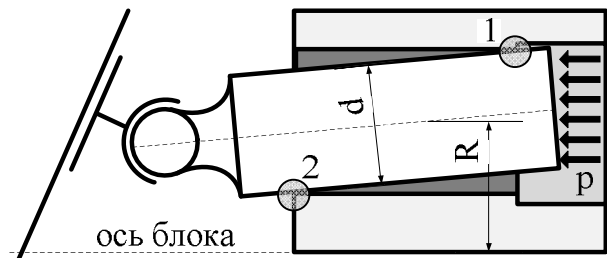


Рис. 1. Схема перекося плунжера во втулке

На плунжер действует комплекс сил (рис. 2): сила давления жидкости со стороны цилиндрической полости, сила инерции, силы реакции башмака, гидродинамические силы в зазоре между плунжером и втулкой [2].

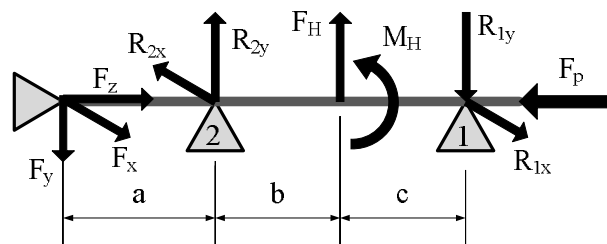


Рис. 2. Схема нагружения плунжера

Рассмотрим силовое взаимодействие плунжера, втулки и шарнира в виде балки на трех опорах:

a – расстояние от центра шарнира до точки 2; b, c – расстояние от точки 2 и 1 до середины втулки соответственно; F_p – сила, вызванная действием давления жидкости p на торец плунжера

$$F_p = \frac{\pi d^2}{4} p,$$

где d – диаметр плунжера; p – давление рабочей жидкости в цилиндре.

Со стороны шарнира действует реакция, которая в общем случае будет иметь три составляющих F_x, F_y, F_z :

F_z – сила, действующая на торец плунжера со стороны рабочей камеры обусловленная давлением жидкости p , которая уравнивается реакцией опорного башмака;

F_y – составляющая, которая определяется углом установки наклонной шайбы

$$F_y = F_z \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол установки наклона шайбы;

F_x – обусловлена действием сил инерции при вращении плунжера вместе с блоком цилиндров относительно оси блока

$$F_x = m \omega^2 r,$$

где m – масса плунжерной группы (плунжер с башмаком), R – расстояние от оси плунжера до оси блока;

F_H, M_H – сила и момент, обусловленные распределением давления жидкости в зазоре между плунжером и втулкой (подлежат определению в данной статье).

Направление силы инерции изменяется в зависимости от углового расположения плунжера. В верхнем положении сила инерции направлена по оси y , следующие по углу плунжеры будут давать составляющую на ось x , на рисунке изображен случай, когда плунжер находится в горизонтальной плоскости и вертикальной составляющей от силы инерции нет.

Реакции $R_{1x}, R_{1y}, R_{2x}, R_{2y}$ – это соответствующие компоненты равнодействующих сил от прямого контакта поверхностей плунжера и втулки, а также гидродинамических сил и моментов, точки приложения которых можно определить из условий равновесия плунжера.

В общем случае будет иметь место перекося плунжера как твердого тела в двух плоскостях; без

учета сил инерции можно рассматривать плоскопараллельное движение и перекося только в вертикальной плоскости [4].

В качестве примера одной из реальных конструкций гидронасоса со следующими конструктивными параметрами

– угол наклона шайбы $\alpha = 18^\circ$,

– расстояние от оси плунжера до оси блока $R = 50$ мм,

– диаметр плунжера $d = 15$ мм,

– радиальный зазор при концентрическом положении плунжера и втулки $h_0 = 8$ мкм.

Боковая сила, смещающая и перекашивающая плунжер при номинальном рабочем режиме ($p = 21$ МПа, $n = 3000$ об/мин), равна $F_y = 1206$ Н.

Для реальной конструкции рассматриваемого плунжера в зависимости от углового положения плунжера реакция в опоре 1 (см. рис. 2) больше реакции опоры 1 и составляет величину 1809 Н.

Кроме того, исследования показывают, что перекося и прижатие плунжера к втулке усиливается вследствие неравномерного распределения давления жидкости в радиальном кольцевом зазоре, образованном плунжером и втулкой, ввиду чего возникает дополнительная гидродинамическая боковая сила F_H .

Методика определения гидродинамических сил и удельных давлений на площадках контакта

Для решения поставленной задачи используется пакет многодисциплинарного моделирования Comsol, который позволяет решать задачи ламинарного течения жидкости в зазоре методом конечных элементов с использованием уравнения Рейнольдса.

Для оценки достоверности результатов, получаемых при использовании данного пакета, было проведено сравнение результатов, полученных с помощью данного пакета и результатов решения простых одномерных гидродинамических задач, имеющих аналитическое решение [1].

Было рассмотрено несколько простейших случаев, для которых имеется аналитическое решение:

1. Пластина конечной ширины L наклонена под углом к плоскости, движущейся со скоростью V_x относительно пластины (рис. 3). Давления по краям пластины $p_0 = 0$.

Пластина конечной ширины L , расположенная с постоянным зазором относительно плоскости, к которой со стороны торца подводится жидкость под давлением p_0 .

Пластина конечной ширины L , расположенная с постоянным зазором относительно плоскости, движется вертикально вниз со скоростью V_y .

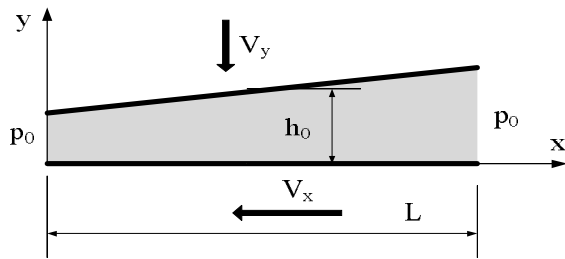


Рис. 3. Расчетная схема для течения между пластиной и плоскостью

Для всех рассмотренных случаев получено полное совпадение полученных распределений давлений вдоль пластины.

Рассмотрим более подробно первый случай для оценки влияния продольной скорости плунжера на изменение давления в продольном направлении.

Течение описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h(x)^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6V_0 \mu \frac{\partial h}{\partial x}.$$

Распределение давления вдоль пластины:

$$p = p_0 + \frac{6V_0 \mu L}{kh_0^2} \left(\frac{L}{L+kx} - \frac{L}{2+kx} - \frac{1+k}{2+k} \cdot \frac{L^2}{(L+kx)^2} \right).$$

При расчёте заданы следующие значения:

$$V_x = 10 \text{ м/с}, \quad \mu = 0,001 \text{ Па}\cdot\text{с}, \quad L = 10 \text{ мм}, \quad h_0 = 5 \text{ мкм},$$

$$p_0 = 0, \quad k = \frac{h_1 - h_0}{h_0} = 2.$$

Результаты расчёта представлены на рис. 4.

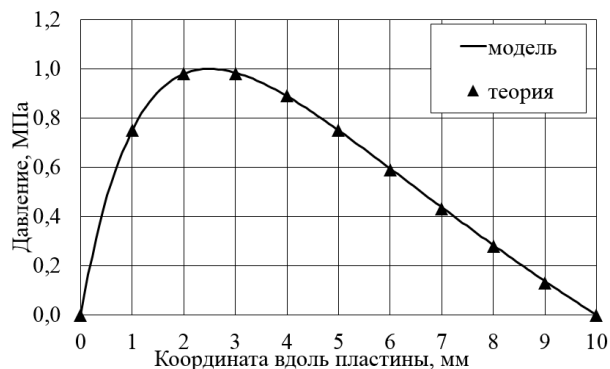


Рис. 4. Распределение давления вдоль пластины

Как видно из приведенных графиков, результаты, полученные с помощью пакета Comsol (сплошная линия на рис. 4), полностью совпадают с результатами аналитического решения (точки). Это свиде-

тельствует о правомочности применения данного пакета для решения рассматриваемых задач.

Определение контактных площадок и распределения гидродинамических сил в зазоре между плунжером и втулкой

Определение зон прямого контакта плунжера с втулкой и бесконтактных зон, разделенных слоем жидкости, проводилось следующим образом.

На первом этапе были найдены площадки контакта при перекосе плунжера без учета подводимого с торца давления (при действии силы со стороны башмака $F=1206 \text{ Н}$).

Без учета подводимого давления реакция в опоре 1 на передней кромке R_{1y} больше и равна 1809 Н, а в опоре 2 - $R_{2y}=603 \text{ Н}$.

Далее в модели учитывалось подводимое давление.

Анализировалось изменение давления в зазоре между плунжером и втулкой по контрольным кромкам, расположенным вдоль оси плунжера, при этом кромки по длине ограничиваются зоной перекрытия плунжера и втулки (рис. 7) [3].

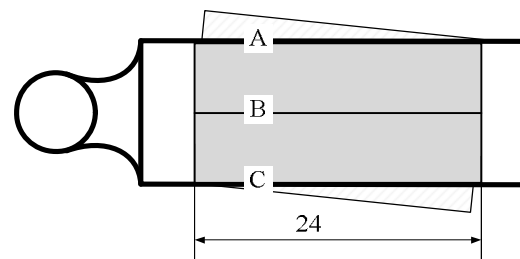


Рис. 7. Схема расположения контрольных кромок

В результате анализа полученной эпюры распределения давления оказалось, что вследствие неравномерного давления возникает сила F_H , которая дополнительно нагружает плунжер, и реакции в опорах вследствие этого изменяются (рис. 8).

В данном расчёте величина гидродинамической силы составляет 2856 Н. Это дополнительная поперечная сила, которая уменьшает реакцию R_{1y} до 382 Н и соответственно увеличивает опорную реакцию R_{2y} до 2030 Н. Таким образом, суммарная нагрузка на опоры практически не изменилась, лишь поменялись нагрузки на краях плунжера, а значит и размеры соответствующих площадок контакта плунжера и втулки.

В дальнейшем была предпринята попытка учесть размеры площадок контакта на краях плунжера и оценить интенсивность распределения контактных напряжений в зонах контакта. Рассматривается совместная задача, где учитываются зоны прямого контакта плунжера и втулки, и зоны, где эти поверхности разделены слоем жидкости.



Рис. 8. Распределение давлений вдоль кромок

Задача решалась методом последовательных приближений из условия равновесия плунжера по силам и моментам относительно точки закрепления в шарнире.

При решении гидродинамической задачи полагалось, что в зоне прямого контакта также существует течение жидкости (условный зазор принимался равным 1 мкм). Полученное распределение давления в этой зоне при решении уравнений равновесия не учитывались (давление принималось равным 0 МПа).

В результате моделирования получено новое распределение сил, а также площадка контакта, в которой слой смазки может отсутствовать. Границы данной площадки определяются зоной, где над давлением жидкости преобладают контактные давления.

Как следует из полученных результатов (рис. 9), площадки непосредственного контакта составляют довольно большую часть от общей поверхности втулки, что определяет высокий коэффициент трения в этой зоне, и, соответственно, большие потери на трение.

На рис. 9 а представлены площадки контакта без учёта влияния гидродинамических сил, на рис. 9 б учтено их влияние.

Размеры площадок контакта с учётом и без учёта действия гидродинамических сил, а также значения максимальных контактных напряжений приведены в таблице 1, где величина $R_{сум}$ представляет собой сумму реакций опор R_{1y} и R_{2y} , q – утечки, $S_{конт}$ – суммарная площадь пятна контакта, S_{max} – максимальные контактные напряжения.

Полученные результаты о различных величинах контактных площадок с двух сторон плунжера подтверждаются данными ресурсных испытаний одного из гидронасосов, полученных на стенде предприятия ПАО «ФЭД», где большому износу была подвержена кромка втулки расположенная ближе к рабочей камере.

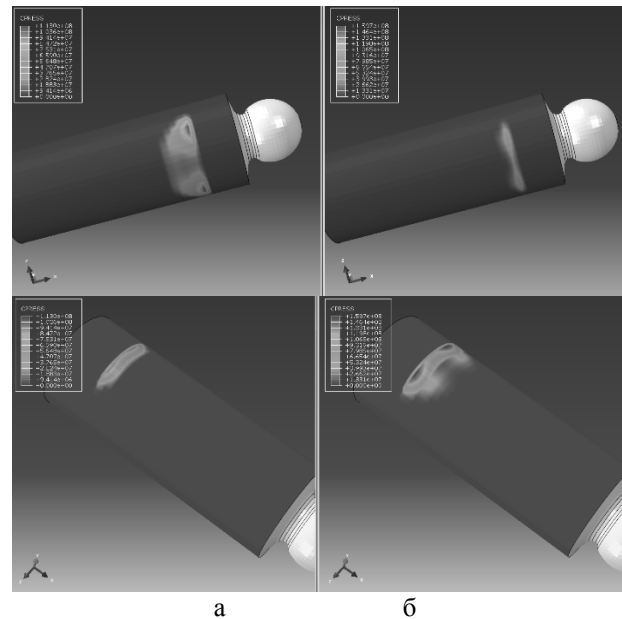


Рис. 9. Площадки непосредственного контакта плунжера, когда влияние гидродинамических сил: а – не учтено; б – учтено

Результаты моделирования Таблица 1

	Гладкий плунжер без учёта давления в зазоре	Гладкий плунжер	Плунжер с канавками	Плунжер с камерами
$F_H, Н$	–	2856	857	2579
$M_H, Нм$	–	0	-3,88	-5,17
$R_{1y}, Н$	1809	382	1219	304
$R_{2y}, Н$	603	2030	870	1677
$R_{сум}, Н$	2412	2412	2088	1981
$q, см^3/мин$	–	75,1	120	676
$S_{конт}, мм^2$	62,3	66,5	65,2	65,1
$S_{max}, МПа$	180	220	122	175

Возможность гидростатической разгрузки плунжера с целью снижения трения

Силы трения, возникающие при движении перекосенного плунжера, могут быть снижены путем уменьшения суммарной гидродинамической силы от поля в зазоре между плунжером и втулкой. Наиболее очевидным способом снижения указанных сил является гидростатическая разгрузка плунжера, которая может быть обеспечена подводом жидкости высокого давления в смазочный слой из внутренней полости плунжера в том месте, где эти давления в слое низкие – вблизи левого конца плунжера (см. рис. 1).

Подобное решение используется для разгрузки золотника от действия неуравновешенных радиальных сил с помощью гидростатического центрирования плунжера [2]. Одна из схем подобного центрирования следующая. В поясах плунжера выполняются 4 - 6 противоположно расположенных радиальных дроссельных отверстий, соединенных осевым каналом с полостью питания золотника. Поскольку плунжер при этом теряет контакт с поверхностью втулки, усилие, необходимое для смещения его с места и дальнейшего перемещения, может снизиться до величины, обусловленной чисто жидкостным трением.

Однако, как показали предварительные расчеты, гидростатическая разгрузка при некотором уменьшении реакций на кромках (площадок контакта, см. табл. 1) приводит к значительному росту утечек, а, значит, к существенному снижению объемного КПД гидромашин.

Более эффективным средством снижения суммарной нагрузки на кромки втулки, на наш взгляд, является выполнение на наружной поверхности плунжера кольцевых канавок.

При перекосе плунжера канавки являются питающими каналами, через которые жидкость перетекает из области высокого давления в область низкого давления.

Таким образом создается дополнительная гидродинамическая сила, которая стремится вернуть плунжер в исходное состояние (появляется восстанавливающий момент).

Величина такой силы зависит от расположения канавок, их количества, ширины и глубины. При малом поперечном сечении канавок в них может происходить дросселирование, которым можно регулировать величину утечек и распределение давления в зазоре.

В данной работе рассматривается плунжер с двумя канавками (рис. 11). Каждая канавка шириной 1 мм. Первая канавка расположена на расстоянии 5 мм от торца плунжера (со стороны подвода рабочей жидкости), вторая – 11 мм, глубина канавок 0,1 мм.

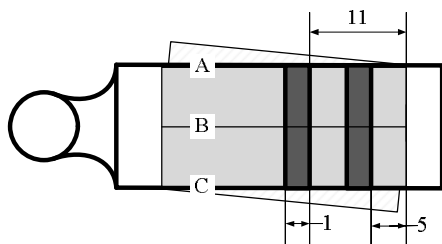


Рис. 11. Схема расположения канавок на плунжере

На рис. 12 представлены результаты расчёта распределения давлений вдоль плунжера при наличии указанных канавок.

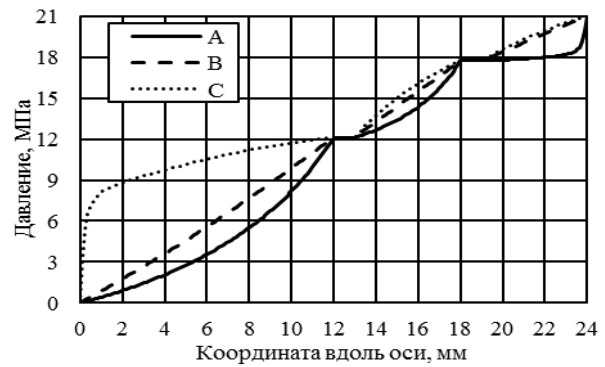


Рис. 12. Распределение давлений вдоль контрольных кромок

Наличие канавок уменьшает общую нагрузку на края плунжера на 14%, а также выравнивает нагрузку по краям плунжера ($R_{1y} = 1219$ Н, а $R_{2y} = 870$ Н). При этом утечки увеличиваются не очень значительно. В данном случае величина площадок контакта и максимальные контактные давления снижаются, что следует из таблицы 1.

Выводы

Проанализированы основные силовые воздействия на плунжер гидромашин (гидродвигателя, гидронасоса).

1. Анализ показал, что основная нагружающая сила (сила реакции башмака) перекашивает плунжер таким образом, что кромки плунжера вступают в непосредственный контакт с кромками втулки.

2. Гидродинамическая сила, возникающая при протекании рабочей жидкости в зазоре между втулкой и плунжером, не изменяет суммарную реакцию кромок $R_{сум}$, но перераспределяет нагрузки – уменьшает R_{1y} и увеличивает R_{2y} .

3. Выполнен анализ возможных вариантов гидростатической разгрузки кромок плунжера за счет введения камер с жиклерами в области низкого давления, а также нанесения на цилиндрическую поверхность плунжера кольцевых канавок.

4. Показано, что более эффективным методом является нанесение канавок, так в этом случае уменьшается суммарная нагрузка по краям плунжера (на 14%) и незначительно растут утечки рабочей жидкости, в то время как в случае с жиклерами при таком же снижении суммарной нагрузки существенно растут утечки, а значит, ухудшается эффективность гидромашин.

5. В зонах прямого контакта поверхностей плунжера и втулки имеет место полужидкостное (смешанное) трение, на остальной поверхности – жидкостное (гидродинамическое) трение. Соответственно и коэффициенты трения в этих зонах будут различны. Поэтому снижение суммарной силы, в

зоне прямого контакта приведет к уменьшению потерь на трение в трибосопряжении плунжер-втулка.

Литература

1. Шейпак, А. А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебное пособие. ч.2. Гидравлические машины и гидропневмопривод [Текст] / А. А. Шейпак, А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин. – М. : МГИУ, 2003. – 192 с.
2. Баишта, Т. М. Машиностроительная гидравлика [Текст] / Т. М. Баишта. – М. : «Машиностроение», 1971. – 672 с.
3. Zawistowski, T. Gap Flow Simulation Methods in High Pressure Variable Displacement Axial Piston Pumps [Text] / T. Zawistowski, M. Kleiber // Archives of computational methods in engineering. – 2017. – Vol. 24, No. 3. – P. 543-556. DOI: 10.1007/s11831-016-9180-5.
4. Ivantysynova, M. The Piston Cylinder Assembly in Piston Machines – a long Journey of Discovery [Text] / M. Ivantysynova // Hidrostatični pogoni. – 2012. – No. 18 (5). – P. 374-385.

Поступила в редакцию 2.06.2017, рассмотрена на редколлегии 8.06.2017

АНАЛІЗ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ ТА РЕЖИМІВ ТЕРТЯ В ТРИБОСПРЯЖЕННІ ПЛУНЖЕР-ВТУЛКА ГІДРОДВИГУНА (ГІДРОНАСОСА)

В. М. Доценко, І. Г. Лихошерст

Розглянуто процеси в елементах аксіально-поршневих гідромашин, які широко використовуються в гідравлічних системах авіаційної та космічної техніки. Проведено аналіз основних силових чинників, які впливають на плунжер під час роботи в складі гідродвигуна. Проаналізовано вплив гідродинамічних сил, що діють між поверхнями плунжера і втулки, які суттєво змінюють картину розподілу навантаження між зонами контакту. Зроблено оцінку розмірів фактичних зон прямого контакту плунжера у втулці, які характеризують наявність напіврідинного тертя поряд з зонами рідинного (гідродинамічного) тертя.

Ключові слова: плунжер, втулка, гідродвигун, навантаження, режими тертя.

ANALYSIS OF THE LOADING AND FRICTION CONDITIONS OF THE PLUNGER-BUSHING TRIBO-CONJUGATION IN A HYDRAULIC MOTOR (HYDRAULIC PUMP)

V. N. Dotsenko, I. G. Lykshosherst

Processes in elements of axial-piston hydraulic machines that are widely used in hydraulic systems of aviation and space technology are considered. The analysis of the main force factors that affect the plunger during operation as part of the hydraulic motor is carried out. The effect of the hydrodynamic forces acting between the surfaces of the plunger and the sleeve is analyzed, which significantly changes the pattern of the load distribution between the contact zones. The size of the actual zones of direct contact of the plunger in the sleeve is estimated, which characterizes the presence of both semi-liquid friction regime and zones of fluid (hydrodynamic) friction.

Key word: piston, bush, a hydraulic motor, loads, friction conditions.

Доценко Владимир Николаевич – д-р техн. наук, проф., профессор кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: dov1202@gmail.com.

Лихошерст Иван Григорьевич – аспирант кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина, e-mail: Lykshosherst@gmail.com.

Dotsenko Vladymyr Nykolaevych – Dr. Tech. Science, Professor, Professor of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering and Robotic Systems, National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovsky “KhAI”, Kharkov, Ukraine, e-mail: dov1202@gmail.com.

Lykshosherst Yvan Hryhor'evych – postgraduate student of Dept. of Theoretical Mechanics, Engineering and Robotic Systems, National Aerospace University named after N. Ye. Zhukovsky “KhAI”, Kharkov, Ukraine, e-mail: Lykshosherst@gmail.com.

References

1. Sheypak, A. A., Lepeshkyn, A. V., Mykhaylyn A. A. *Hydravlyka y hydro pnevmopryvod: Uchebnoe posobyе. Ch.2. Hydravlycheskye mashyny y hydro pnevmopryvod* [Hydraulics and hydro pneumatic drive: Textbook. Part 2. Hydraulic machines and hydro pneumatic drive]. Moscow, MHIU Publ., 2003. 192 p.
2. Bashta, T. M. *Mashynostroytel'naya hydravlyka* [Engineering hydraulics]. Moscow, Mashynostroeny Publ., 1971. 672 p.
3. Zawistowski, T., Kleiber, M. Gap Flow Simulation Methods in High Pressure Variable Displacement Axial Piston Pumps. *Archives of computational methods in engineering*, 2017, vol. 24, no. 3, pp. 543-556. DOI: 10.1007/s11831-016-9180-5.
4. Ivantisinova, M. The Piston Cylinder Assembly in Piston Machines – a long Journey of Discovery. *Hidrostatični pogoni* [Hydrostatic drives], 2012, no. 18 (5), pp. 374-385.