

В. Н. ДОЦЕНКО¹, И. Г. ЛИХОШЕРСТ², М. Н. БУРДА²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», Украина*² *АО «ФЭД», Украина*

ВЛИЯНИЕ ИЗГИБА ПЛУНЖЕРА НА ИЗМЕНЕНИЕ ОБЪЕМА В ЦИЛИНДРОВОЙ ПОЛОСТИ АВИАЦИОННОГО АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА

В статье рассмотрено влияние изгиба плунжера под действием гидравлической силы на изменение объема в цилиндрической полости аксиально-плунжерного насоса. Изменение объема жидкости в цилиндрической полости вследствие упругой деформации плунжера оценивается по осевому смещению торца плунжера. В исследовании учитывается перекосящий плунжер в зазоре, упругая изгибная деформация плунжера, контактная деформация плунжера и блока цилиндров. Проанализировано три модели: жесткий плунжер, установленный в жестком блоке цилиндров; деформируемый плунжер, установленный в жестком блоке цилиндров; деформируемые плунжер, блок цилиндров, башиак и диск. В результате анализа впервые получены величины смещения плунжера, вызванные упругими силами и перекосящим в зазоре, в зависимости от положения плунжера. Задача решалась как аналитически, так и численно методом конечных элементов. При аналитическом решении задачи плунжер представлен в виде двухопорной балки, закрепленной шарнирно в местах контакта плунжера со стенками блока цилиндров. Для решения задачи методом конечных элементов используется трехмерная модель насоса, учитывается контактная деформация плунжера и блока. По результатам моделирования получено смещение плунжера в зависимости от его положения. Результаты моделирования с использованием аналитической модели представлены в виде гладкой функции, а результаты численного моделирования методом конечных элементов, полученные для нескольких точек, интерполированы гладкой функцией. Показано, что наибольшие деформации плунжера имеют место в нижней мертвой точке, а наибольшее влияние на смещение плунжера оказывают зазор между плунжером и втулкой, а также общая жесткость контактирующих деталей. Результаты работы можно использовать для коррекции геометрических параметров тяжело нагруженного авиационного аксиально-плунжерного насоса с целью снижения пульсаций расхода и давления, вызванных особенностями изменения объема в цилиндрической полости.

Ключевые слова: аксиально-плунжерный насос; деформация плунжера; кинематика; влияние зазора; контактная деформация; перекосящий плунжер.

Введение

Аксиально-плунжерный насос с наклонным диском широко используется в авиационной технике вследствие высоких удельных характеристик, компактности и возможности работать при высоком давлении рабочей жидкости. Из-за сжимаемости жидкости, а также особенностей изменения объема в цилиндрической полости авиационного аксиально-плунжерного насоса возникают пульсации потока рабочей жидкости на выходе из насоса. Шум, создаваемый аксиально-плунжерным насосом, также отчасти обусловлен пульсацией потока жидкости. Пульсации расхода, создаваемые аксиально-плунжерным насосом в линии нагнетания, являются важным критерием при оценке качества насоса. Уровень пульсаций потока жидкости зависит, в

частности, от особенностей изменения объема в цилиндрической полости насоса.

Постановка проблемы

В данной работе рассматривается кинематика авиационного аксиально-плунжерного насоса с наклонным диском. Новым аспектом исследования является то, что оно включает в себя анализ влияния изгиба плунжера. По результатам данного исследования получены графики зависимости смещения торца плунжера, которое влияет на характер изменения объема в цилиндрической полости насоса. Результаты работы можно использовать для коррекции геометрических параметров плунжерного насоса с целью снижения пульсаций расхода и давления, вызванных изгибной деформацией плунжера.

Анализ исследований и публикаций

Пульсации потока рабочей жидкости, создаваемые аксиально-плунжерным насосом, оказывают значительное влияние на гидравлическую систему в целом. Данная тема стала объектом активных исследований, среди них наиболее выделяются следующие.

Башта Т. М. [1] описывает влияние жесткости камер насоса, образующих вредное пространство. Он сводит жесткость деталей насоса к одному коэффициенту, который снижает производительность насоса пропорционально давлению нагнетания.

Мэнринг Н. Д. [2] описывает частоту и амплитуду пульсаций аксиально-плунжерного насоса с разным количеством плунжеров: семь, восемь, девять. Проведено сравнение между теоретической производительностью и кинематической подачей насоса, полученной численным моделированием.

Чакон Р. [3] исследует влияние деформации блока цилиндров и золотникового распределителя численным моделированием методом конечных элементов, однако это исследование рассматривает только аспект смазки и к.п.д. насоса.

Сяофэн Ву [4] исследует влияние сжимаемости жидкости на уровень пульсаций давления за насосом, а также предлагает оптимизировать конструкцию введением клапана, который предварительно повышает давление в плунжерной полости.

В работах Злото Т. [5, 6] рассмотрена контактная задача взаимодействия плунжера и блока цилиндров с точки зрения прочности.

В существующей литературе не обнаружено исследований, касающихся влияния изгибной деформации плунжеров на изменение объема в цилиндрической полости аксиально-плунжерного насоса.

Целью данной статьи является теоретическое исследование влияния изгибной деформации плунжера на изменение объема в цилиндрической полости аксиально-плунжерного насоса.

Кинематика плунжерного насоса и дополнительное смещение плунжера

В аксиально-плунжерном насосе изменение объема жидкости в цилиндрической полости определяется движением торца плунжера. В процессе работы аксиально-плунжерного насоса плунжер совершает гармоническое движение в осевом направлении. За один оборот вала совершается один цикл, при этом перемещение плунжера $x_{пл}$ описывается уравнением:

$$x_{пл} = \frac{D_p}{2} \operatorname{tg}(\psi) \cos(\alpha), \quad (1)$$

где D_p – диаметр расположения плунжеров;

ψ – угол наклона диска;

α – угловое положение окна блока цилиндров в процессе вращения вала ($\alpha = 0$ соответствует максимальному объему цилиндрической полости).

В качестве примера рассмотрен насос сервопривода управления соплом авиационного газотурбинного двигателя. Значения параметров насоса приведены в табл. 1.

Таблица 1
Значения параметров насоса

Параметр	Значение
Диаметр плунжера $d_{пл}$, мм	8,4
Радиус расположения отверстий в блоке цилиндров R_p , мм	15
Угол наклона диска, °	17
Диаметральный зазор δ , мкм	20
Длина контакта плунжера и втулки L , мм	13,5
Расстояние от торца блока до центра диска a_0 , мм	13,1
Расстояние от центра опорной поверхности башмака до начала цилиндрической части плунжера s , мм	8,5
Модуль упругости материала плунжера E , ГПа	210
Давление нагнетания p_n , МПа	20
Давление всасывания $p_{вс}$, МПа	2

Вследствие перекоса плунжера во втулке, а также упругих деформаций плунжера и блока цилиндров возникает дополнительное смещение плунжера в осевом направлении. Эта величина зависит от конструкции блока цилиндров, вылета плунжеров и давления в цилиндрической полости. Перемещение плунжера с учетом изгибной деформаций имеет вид:

$$x_{пл.д} = x_{пл} + x_d, \quad (2)$$

где x_d – смещение торца плунжера вследствие перекоса плунжера во втулке и упругих деформаций плунжера и блока цилиндров.

Величина x_d является искомой для данного исследования; ее предлагается определить с использованием трех моделей:

– жесткий плунжер в жестком блоке цилиндров;

деформируемый плунжер в жестком блоке цилиндров;

– деформируемые плунжер, блок, башмак и диск.

Все расчеты производятся в предположении о том, что плунжер с башмаком движется по наклонному диску безотрывно.

Жесткий плунжер в жестком блоке цилиндров

В первом случае величина смещения торца плунжера определяется следующим образом:

$$x_{д1} = \delta \frac{a+L}{L} \operatorname{tg}(\psi), \quad (3)$$

где δ – диаметральный зазор между плунжером и блоком цилиндров;

L – длина контакта плунжера и блока цилиндров;
 a – вылет плунжера,

$$a = a_0 + x_{пл}, \quad (4)$$

где a_0 – расстояние от торца блока цилиндров до плоскости диска, по которому скользит башмак.

На рис. 1 приведена расчетная схема к определению смещения торца плунжера.

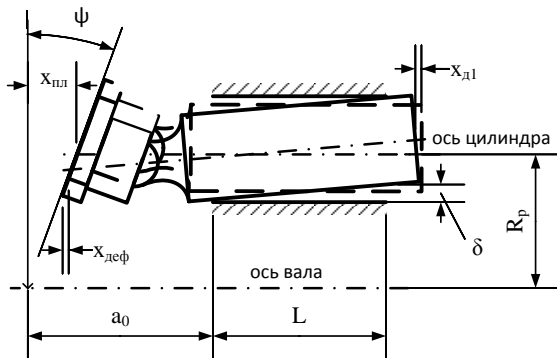


Рис. 1. Схема к определению смещения торца плунжера (жесткий плунжер в жестком блоке цилиндров)

Деформируемый плунжер в жестком блоке цилиндров

Предполагается, что плунжер опирается шарнирно в двух крайних точках отверстия блока цилиндров подобно двухопорной балке (рис. 2).

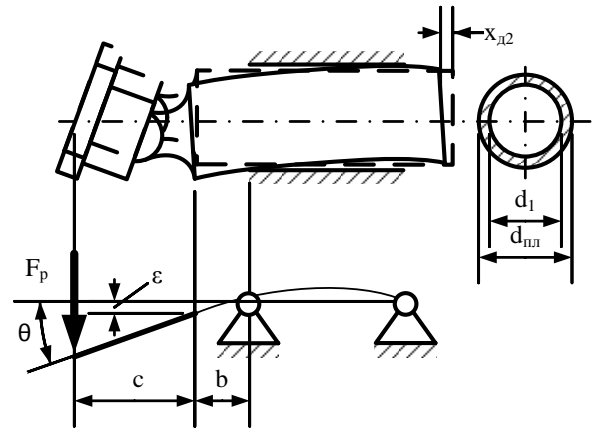


Рис. 2. Схема к определению смещения торца плунжера (деформируемый плунжер в жестком блоке цилиндров)

Блок цилиндров и башмак считаются абсолютно жесткими телами. Контактные деформации отсутствуют. На плунжер действует поперечная сила реакции пяты от действия гидростатической силы. Деформацию плунжера вследствие изгиба под действием поперечной силы можно определить по правилам сопротивления материалов, предположив, что тело плунжера имеет кольцевое поперечное сечение. Смещение торца плунжера, определенное аналитически с учетом влияния изгибной деформации плунжера:

$$x_{д2} = (\varepsilon + c \cdot \operatorname{tg}(\theta)) \operatorname{tg}(\psi), \quad (5)$$

где ε – деформация упругой части плунжера;

c – постоянная конструкции.

θ – угол поворота на конце упругой части плунжера,

$$\varepsilon = \frac{F_p b}{6EJ} (2b^2 - 2bL + 2cL + 3bc), \quad (6)$$

где b – вылет податливой части плунжера,

$$b = a - c, \quad (7)$$

$$\theta = \frac{2F_p b}{6EJ}, \quad (8)$$

где F_p – радиальная составляющая реакции диска на башмак от действия гидростатической силы плунжера;

E – модуль упругости материала;

J – осевой момент инерции кольцевого сечения,

$$F_p = pS_{пл} \operatorname{tg}(\psi), \quad (9)$$

где p – давление в цилиндрической полости;

$$p = \begin{cases} p_H & 0^\circ \leq \alpha < 180^\circ \\ p_{вс} & 180^\circ \leq \alpha < 360^\circ \end{cases}, \quad (10)$$

где p_H – давление нагнетания;

$p_{вс}$ – давление всасывания,

$S_{пл}$ – площадь плунжера,

$$S_{пл} = \frac{\pi d_{пл}^2}{4}, \quad (11)$$

где $d_{пл}$ – рабочий диаметр плунжера;

$$J = \frac{\pi(d_{пл}^2 - d_1^2)}{64}, \quad (12)$$

где d_1 – диаметр отверстия в плунжере.

Деформируемые плунжер, блок, башмак, диск

В реальном насосе нарушение кинематики вследствие смещения торца плунжера происходит при деформации не только плунжера, но и блока цилиндров, башмака и опорного диска. Расчет целесообразно производить методом конечных элементов. При этом решается задача контакта блока цилиндров, плунжера, башмака и опорного диска в упругой постановке (рис. 3).

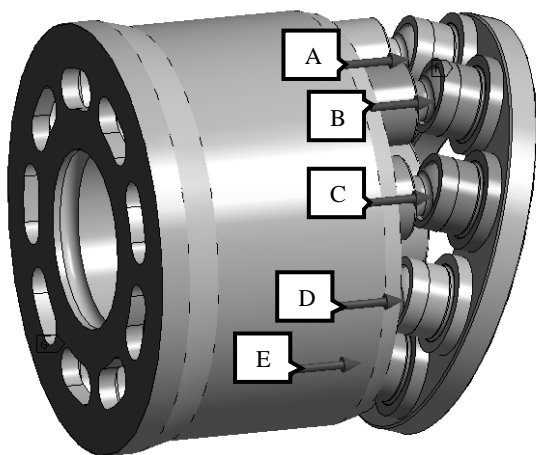


Рис. 3. Приложение нагрузок на плунжеры

Блок цилиндров закреплен неподвижно. В цилиндрической полости и на плунжере со стороны цилиндрической полости задано давление, которое приводит к созданию усилия на плунжеры в направлении стрелок А, В, С, D, E, F (рис. 3). Наибольшей деформации подвержены плунжеры, совершающие такт нагнетания.

К плунжерам и цилиндрам, которые сообщены с каналом нагнетания, приложено давление нагнетания. Зазор между плунжером и цилиндром отсутствует. Часть цилиндров, совершающих такт всасывания, находятся под действием низкого давления, влияние которого мало.

По результатам моделирования определяется смещение торца плунжера как среднееарифметическое значение осевых перемещений точек 1-4, принадлежащих торцу плунжера (рис. 4).

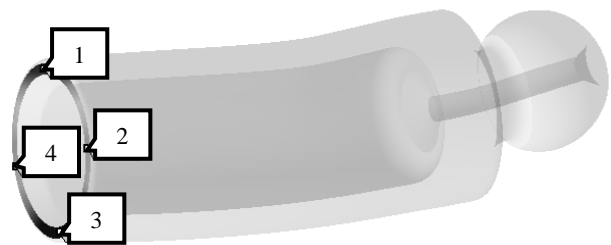


Рис. 4. К определению смещения торца плунжера

Наряду с изгибной деформацией плунжера и смещением торца происходит изменение формы поперечного сечения плунжера. Однако изменение формы поперечного сечения плунжера относится к вопросам прочности и износа и не сказывается на изменении объема в цилиндрической полости насоса.

Анализ результатов

По результатам расчетов получено смещение торца плунжера в зависимости от углового положения плунжера относительно нижней мертвой точки. Результатом вычисления по первым двум моделям ($x_{д1}$, $x_{д2}$) является гладкая функция. Расчет величины $x_{д3}$ проведен для одного положения вала при постоянном расположении плунжеров относительно начала координат. Промежуточные точки получены сглаживающей функцией. На рис. 5 приведены результаты моделирования по каждой модели в отдельности.

Смещение торца плунжера, вычисленное по первой модели, наибольшее. Максимальная деформация составляет 14 мкм при $\alpha=0^\circ$, а минимальная составляет 10 мкм при $\alpha=180^\circ$.

При учете только изгиба плунжера по второй модели деформация пропорциональна вылету плун-

жера и нагрузке. Существенным деформациям подвержены только плунжеры, совершающие такт нагнетания, наибольшая деформация равна 4,6 мкм при $\alpha=0^\circ$.

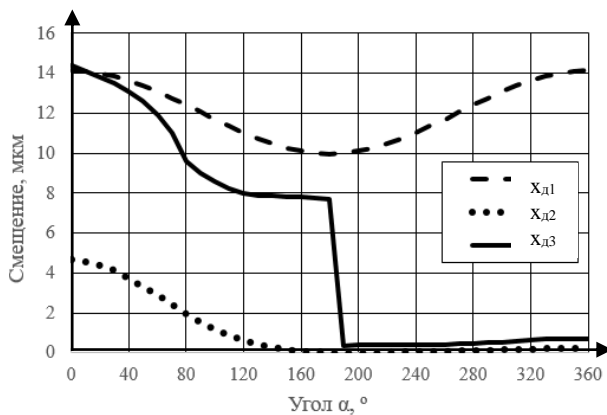


Рис. 5. Результаты расчета смещения торца плунжера по трем моделям

Учет контактных деформаций в третьей модели существенно увеличивает деформацию плунжеров. Максимальная деформация плунжера достигает 14,5 мкм при $\alpha=0^\circ$ для плунжера, который находится под действием высокого давления.

В реальной конструкции влияние зазора и деформации совмещено. Представим результаты как сумму деформаций, вычисленных по первой и второй, а также по первой и третьей моделям (рис. 6).

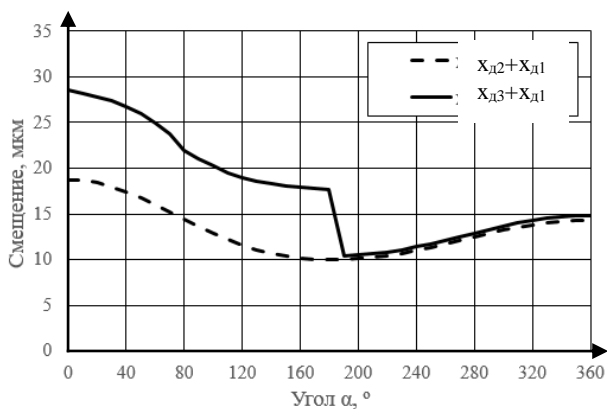


Рис. 6. Суммарное смещение торца плунжера

При совместном учете перекоса плунжера в зазоре и упругих деформаций под действием сил давления жидкости максимальные деформации плунжера получены по результатам расчета МКЭ. При $\alpha=0^\circ$ деформация плунжера достигает 28 мкм, в то время как при учете зазора в аналитической модели прогиба плунжера деформация достигает 18 мкм

при $\alpha=0^\circ$. Разность деформаций между плунжерами, которые находятся в зоне нагнетания и в зоне всасывания, также больше при учете зазора в результатах расчета МКЭ.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Предложены три варианта расчета смещения торца плунжера, которое влияет на кинематику плунжерного насоса. Расчет МКЭ учитывает больше факторов, влияющих на деформацию плунжеров, однако вычисления более ресурсоемкие.

Наибольшие смещения торца наблюдаются у плунжера с наибольшим вылетом, который находится в нижней мертвой точке под действием высокого давления.

Основной вклад в смещение торца плунжера относительно теоретического положения вносит общая жесткость контактирующих деталей и зазор, изгибная жесткость плунжера сказывается в меньшей мере.

Для минимизации влияния смещения торца плунжера необходимо увеличивать жесткость плунжера, уменьшать зазор между плунжером и втулкой, использовать конструктивные элементы, которые ограничивают перемещение башмака в плоскости диска.

Полученные зависимости смещения торца плунжера можно использовать для коррекции геометрических параметров тяжело нагруженного авиационного аксиально-плунжерного насоса с целью снижения пульсаций расхода и давления, вызванных кинематикой насоса.

Литература

1. Башта, Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов [Текст] / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1967. – 496 с.
2. Manring, N. D. The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump [Text] / N. D. Manring // ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control. – 2000. – Vol. 122, No. 2. – P. 263 – 268. DOI: 10.1115/1.482452
3. Chacon, R. An Investigation of the Impact of the Elastic Deformation of the End case/Housing on Axial Piston Machines Cylinder Block/Valve Plate Lubricating Interface [Text] / R. Chacon // 10th International Fluid Power Conference. – Dresden, 2016. – P. 283-294.
4. Xiaofeng Wu (eds.). Flow ripple analysis and structural parametric design of a piston pump [Text] / Xiaofeng Wu, Chihkeng Chen, Chihwei Hong, Yafeng He // Journal of Mechanical Science and Tech-

nology. – 2017. – Vol. 31, No. 9. – P. 4245-4254. DOI: 10.1007/s12206-017-0823-8

5. Zloto, T. Modeling the load of the kinematic pair piston-cylinder in an axial piston pump by means of FEA [Text] / T. Zloto, P. Stryjewski // *Procedia Engineering*. – 2017. – Vol. 177, No. 1. – P. 233-240. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.02.194

6. Zloto, T. Load of the kinematic pair piston-cylinder block in an axial piston pump [Text] / T. Zloto, P. Stryjewski // *Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. – 2012. – Vol. 12, No. 2. – P. 291-296.

References

1. Bashta, T. M. *Gidravlicheskie privody letatel'nykh apparatov* [Aircraft hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967. 496 p.

2. Manring, N. D. The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump.

ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control, 2000, vol. 122, no. 2, pp. 263 – 268.

3. Chacon, R. An Investigation of the Impact of the Elastic Deformation of the End case/Housing on Axial Piston Machines Cylinder Block/Valve Plate Lubricating Interface. *10th International Fluid Power Conference*, Dresden, 2016, pp. 283-294.

4. Xiaofeng, Wu., Chihkeng, Chen., Chihwei, Hong., Yafeng, He. Flow ripple analysis and structural parametric design of a piston pump. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, vol. 31, no. 9, pp. 4245-4254.

5. Zloto, T., Stryjewski P. Modeling the load of the kinematic pair piston-cylinder in an axial piston pump by means of FEA. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 177, no. 1, pp. 233-240.

6. Zloto, T., Stryjewski P. Load of the kinematic pair piston-cylinder block in an axial piston pump. *Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 2012, vol. 12, no. 2, pp. 291-296.

Поступила в редакцію 4.04.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

ВПЛИВ ВИГИНУ ПЛУНЖЕРА НА ЗМІНУ ОБ'ЄМУ В ЦИЛІНДРОВІЙ ПОРОЖНИНІ Авіаційного аксіально-плунжерного насосу

В. М. Доценко, І. Г. Лихошерст, М. М. Бурда

У даній статті ставиться завдання розглянути вплив вигину плунжера в аксіально-плунжерному насосі під дією гідравлічної сили на кінематику насоса. Зміна кінематики в наслідок пружної деформації плунжера оцінюється по зміщенню плунжера вздовж осі. У дослідженні враховується перекоє плунжера в зазорі, пружна деформація згину плунжера, контактна деформація плунжера та циліндрового блока. Задача розглядається на трьох моделях: жорсткий плунжер, що встановлено в жорсткому блоці циліндрів; плунжер, що деформується в жорсткому блоці циліндрів; деформуються плунжер, блок, башмак та диск. В результаті аналізу вперше отримані величини зміщення плунжера, викликані пружними силами і перекоєм в зазорі в залежності від положення плунжера. Задача вирішується як аналітично, так і чисельно методом скінченних елементів. При аналітичному вирішенні задачі плунжер представлено у вигляді двухопорної балки, що закріплено шарнірно в місцях контакту плунжера зі стінками блоку циліндрів. Для вирішення задачі методом скінченних елементів використовується тривимірна модель насоса, враховується контактна деформація плунжера і блоку. За результатами моделювання отримано зміщення плунжера залежно від положення плунжера. Результати моделювання аналітичної моделі представлені у вигляді гладкої функції, а результати чисельного моделювання методом скінченних елементів отримані для декількох точок інтерпольовані гладкою функцією. У висновках наводиться, що найбільші деформації досягаються в плунжері, що знаходиться в нижній мертвій точці, а найбільший вплив мають зазор між плунжером і втулкою, а також загальна жорсткість деталей, що контактують. Результати роботи можна використовувати для корекції геометричних параметрів важко навантаженого авіаційного аксіально-плунжерного насоса з метою зниження пульсації витрати і тиску, викликаних особливості зміни об'єму в циліндровій порожнині авіаційного аксіально-плунжерного насосу.

Ключові слова: аксіально-плунжерний насос; деформація плунжера; кінематика; вплив зазору; контактна деформація; перекоє плунжера.

INFLUENCE OF A PISTON BENDING ON VOLUME CHANGE IN CYLINDER CAVITY OF AVIATION AXIAL-PISTON PUMP

V. N. Dotsenko, I. G. Likhosherst, M. N. Burda

In this article, the task is to consider the effect of the piston bending in an axial- piston pump under the action of hydraulic force on the kinematics of the pump. The change in kinematics due to the elastic deformation of the piston is estimated by the axial displacement of the piston face. The study takes into account the bias of the plunger in the gap, the elastic bending deformation of the plunger, the contact deformation of the plunger and the cylinder

block. The task is considered on three models: a rigid piston in a rigid cylinder block; deformable piston in a rigid cylinder block; deformable piston, block, shoe, and disk. The values of the displacement of the piston, caused by elastic forces and misalignment in the gap depending on its position were obtained for the first time as a result of the analysis. The problem is solved both analytically and numerically using the finite element method. In the analytical solution of the problem, the piston is represented as a beam supported by pin and roller at the points of contact of the piston with the walls of the cylinder block. The three-dimensional model of the pump is applied to solve the problem by the finite element method, the contact deformation of the piston and the block is considered. According to the simulation results, the displacement of the piston is obtained depending on the position of the piston. The results of modeling an analytical model are presented in the form of a smooth function, and the results of numerical simulation using the finite-element method obtained for several points are interpolated by a smooth function. The conclusions suggest that the greatest deformations are achieved in the piston located at the bottom dead center, and the gap between the piston and the sleeve and the overall stiffness of the contact parts have the greatest effect. The results of the work can be used to correct the geometrical parameters of a heavily loaded aviation axial-plunger pump to reduce flow and pressure pulsations caused by the kinematics of the pump.

Keywords: axial-piston pump; piston deformation; kinematics; gap effect; contact deformation; piston skew.

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

Лихошерст Иван Григорьевич – нач. бюро динамики и математического моделирования расчетно-перспективного отдела АО «ФЭД», Харьков, Украина.

Бурда Мелания Николаевна – инженер-конструктор расчетно-перспективного отдела АО «ФЭД», Харьков, Украина.

Dotsenko Vladimir Nikolaevich – Doctor of Engineering Sciences, Prof. of Department of Theoretical Mechanics, Mechanical Engineering and Robotic systems, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: dov1202@ukr.net,

ORCID Author ID: 0000-0002-8180-7193, Scopus Author ID: 56168420300,

<https://scholar.google.com.ua/citations?user=z8IOTGEAAAAJ&hl>.

Likhosherst Ivan Grigor'evich – Head of the Bureau of Dynamics and Mathematical Modeling, PJSC FED, Kharkov, Ukraine, e-mail: Lykhosherst@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0003-2060-4592.

Burda Melaniya Nikolaevna – Design Engineer of the Research and Development Department, PJSC FED, Kharkov, Ukraine, e-mail: Melanieburda10@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0002-3741-6777.