

УДК 629.735.33.02:621.653.03.01

doi: 10.32620/aktf.2021.3.03

В. Н. ДОЦЕНКО¹, И. Г. ЛИХОШЕРСТ²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина*² *GlobalLogic, Харьков, Украина*

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ПЕРЕКОСА В ЗАЗОРЕ МЕЖДУ ПЛУНЖЕРОМ И ВТУЛКОЙ НА ВЕЛИЧИНУ УТЕЧЕК В АВИАЦИОННОМ АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОМ НАСОСЕ

Предметом изучения в статье является величина утечек рабочей жидкости в зазоре между плунжером и втулкой авиационного аксиально-плунжерного насоса в зависимости от положения плунжера относительно втулки. Уровень утечек жидкости в зазоре между плунжером и втулкой блока цилиндров является составляющей объемных потерь, влияет на тепловое состояние, износ, состояние пары плунжер-втулка, а также на уровень пульсаций давления рабочей жидкости и, в конечном итоге, на изменение эффективности работы аксиально-плунжерного насоса. В существующей литературе не обнаружено исследований, касающихся влияния перекоса плунжера во втулке на утечки через зазор между ними. **Целью** данного исследования является теоретическое исследование влияния перекоса плунжера во втулке блока цилиндров авиационного аксиально-плунжерного насоса под действием рабочих нагрузок на утечки рабочей жидкости через зазор. **Задачи:** необходимо определить величину утечек для рассматриваемых трех случаев: оси плунжера и втулки совпадают; плунжер смещен (оси параллельны) с максимальным эксцентриситетом $\varepsilon = 0,99$; плунжер перекошен во втулке таким образом, что кромки плунжера касаются втулки. При решении поставленных задач использовались следующие **методы**. Задача пленочного ламинарного течения в зазоре между плунжером и втулкой решается численным методом в конечно-элементном пакете. Утечки по одному плунжеру определены как сумма утечек, связанных с движением плунжера со скоростью W , и утечек, обусловленных градиентом давления dp/dz . Получены следующие **результаты**. В первой части исследование было проведено для одного плунжера с целью выявления основных закономерностей влияния геометрических параметров на величину утечек. Отмечается, что наибольшие утечки имеют место для параллельно смещенного плунжера, а наименьшие – для перекошенного. Во второй части статьи рассмотрены суммарные утечки для реального насоса на различных режимах его работы и определены объемные потери расхода. **Выводы**. В результате анализа впервые получены зависимости утечек через зазор при различных значениях величины зазора и относительной длины втулки для перекошенного плунжера. Полученные результаты позволяют оценивать величину утечек в насосе на эффективность его работы при проектировании и эксплуатации.

Ключевые слова: аксиально-плунжерный насос; зазор; плунжер-втулка; ламинарное течение; утечки; перекос плунжера.

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. При работе насоса часть рабочей жидкости уходит в слив через зазоры между деталями. Это утечки через зазор плунжер-втулка, через зазор между торцом блока цилиндров и распределительным золотником, через башмаки и шарниры, а также утечки, связанные с отрицательным перекрытием на золотнике.

Данная статья посвящена только утечкам через зазор плунжер-втулка с учётом перекоса, при определении которых есть возможность достаточно точно определить зазоры в процессе работы.

Постановка проблемы

Величина утечек рабочей жидкости является важным критерием при оценке качества плунжерного насоса. При совершенствовании конструкции насоса применяется поузловая динамическая модель, которая учитывает уровень утечек через зазоры в кинематических парах. Уровень утечек жидкости в зазоре между плунжером и втулкой блока цилиндров является составляющей объемных потерь, влияет на тепловое состояние, износ, состояние пары плунжер-втулка, а также на уровень пульсаций давления рабочей жидкости. В данном исследовании рассматриваются утечки через зазор плунжер-втулка. Новым аспектом данного исследования является то, что оно включает в себя анализ влияния

перекося плунжера. Как показано в статье [1], основная нагружающая сила (сила реакции башмака) перекашивает плунжер таким образом, что кромки плунжера вступают в непосредственный контакт с кромками гильзы, т. е. практически всегда на рабочих режимах плунжер находится в перекошенном состоянии.

Целью данной работы является теоретическое исследование влияния перекося плунжера во втулке на утечки рабочей жидкости через зазор, а также установление степени соответствия величины утечек при перекошенном плунжере к величине утечек при соосно расположенном плунжере и при смещении плунжера во втулке.

Из результатов данного исследования можно сделать вывод, что при учете перекося плунжера во втулке величина утечек существенно ниже, чем в случае параллельно смещенного плунжера, что необходимо учитывать при проектировании рассматриваемых насосов. Результаты работы можно использовать для уточнения динамической модели аксиально-плунжерного насоса в части утечек.

Анализ последних исследований и публикаций

Утечки рабочей жидкости через зазор плунжер-втулка являются важным аспектом работы плунжерного насоса. Данная тема стала объектом активных исследований.

Так, например, Т. М. Башта [2] описывает объемные потери плунжерного насоса в виде ламинарных утечек, которые пропорциональны некоторой постоянной величине и перепаду давления. Такой подход не позволяет подробно рассматривать отдельные составляющие объемных потерь.

В работе [3] рассматривается плунжер с канавками, в модели учитывается эффект от каждой канавки. При этом уравнение для расчета утечек существенно усложняется дополнительными слагаемыми.

В статье [4] приводится модель, предложенная в работе [5], которая подходит для центрально расположенного и смещенного плунжера, а также учитывает относительную скорость плунжера и втулки.

Авторы работы [6] исследуют утечки для различной геометрии элементов насоса, но без учета перекося плунжера во втулке.

Вопросам влияния износа элементов поршня и цилиндра аксиально-поршневого насоса на величину утечек посвящена работа [7].

В статье [8] приводится экспериментальное исследование влияния перекося плунжера во втулке на утечки рабочей жидкости и потери механической мощности.

Таким образом, в существующей литературе не обнаружено теоретических исследований, касающихся влияния перекося плунжера во втулке на утечки через зазор между ними, а также учета влияния режимов работы насоса.

Утечки через зазор

Расчет потерь рабочей жидкости через зазор между плунжером и втулкой может быть полезен при определении объемного КПД насоса и уровня пульсаций давления нагнетания. В первом случае составляющая утечек через зазор между плунжером и втулкой, вызванная наличием относительной скорости стенок, формирующих зазор, может не учитываться, т.к. плунжеры, находящиеся в зоне нагнетания, движутся в противоположные стороны, и сдвиговая составляющая утечек компенсируется. Во втором случае утечки, вызванные наличием относительной скорости движения стенок, могут иметь существенный вклад, т.к. влияют на давление в цилиндрической полости, которое в свою очередь влияет на пульсации давления нагнетания. В данном исследовании влияние сдвиговой составляющей утечек через зазор между плунжером и втулкой не анализируется. Рассчитывается только составляющая утечек, вызванная перепадом давления между цилиндрической полостью и сливом из насоса.

Значения параметров насоса приведены в табл. 1.

Таблица 1
Значения параметров насоса

Параметр	Значение
Диаметр плунжера d , мм	8.4
Радиус расположения отверстий в блоке цилиндров R , мм	15
Угол наклона диска, ψ °	17
Радиальный зазор h , мкм	5; 10; 15
Длина контакта плунжера и втулки L , мм	21

Плунжер, установленный без перекося

В предположении того, что в процессе работы плунжерного насоса плунжер располагается во втулке без перекося (рис. 1), утечки через зазор между плунжером и втулкой можно определить из уравнения, полученного в [2]:

$$Q = \Delta P \frac{\pi h^3 d}{12\mu L} \left(1 + \frac{3\varepsilon^2}{2} \right), \quad (1)$$

где $\Delta P = P_1 - P_0$ – перепад давления цилиндрической полостью и сливом;

h – радиальный зазор;

μ – динамическая вязкость рабочей жидкости;

ε – величина эксцентриситета.

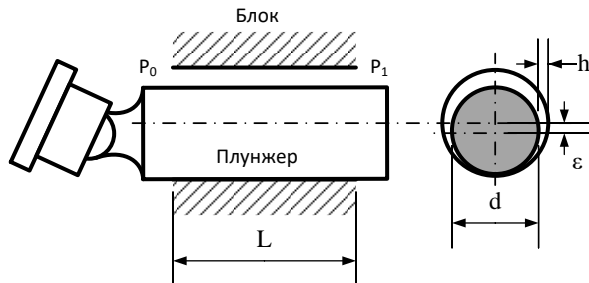


Рис. 1. Схема плунжера, установленного без перекоса

Плунжер, установленный с перекосом

В реальном насосе на плунжер среди прочих действует поперечная сила от башмака, который опирается на наклонный диск. Это усилие уравновешивается реакцией втулки. Под действием поперечной силы плунжер устанавливается во втулке с перекосом (рис. 2).

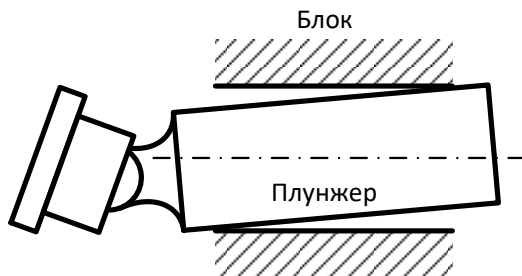


Рис. 2. Схема плунжера, установленного с перекосом

Это приводит к изменению распределения давления в зазоре между плунжером и втулкой. В свою очередь, изменение эпюры давления приводит к изменению величины утечек.

Для решения задачи определения утечек через зазор между плунжером и втулкой разработана конечно-элементная модель. Геометрически модель представляет собой цилиндрическую поверхность втулки блока. По длине поверхность ограничена кромками плунжера и втулки, которые формируют зазор. Величина зазора задается таким образом, что в местах контакта плунжера и втулки его величина составляет 0.1 % от номинального значения. График изменения зазора приведен на рис. 3.

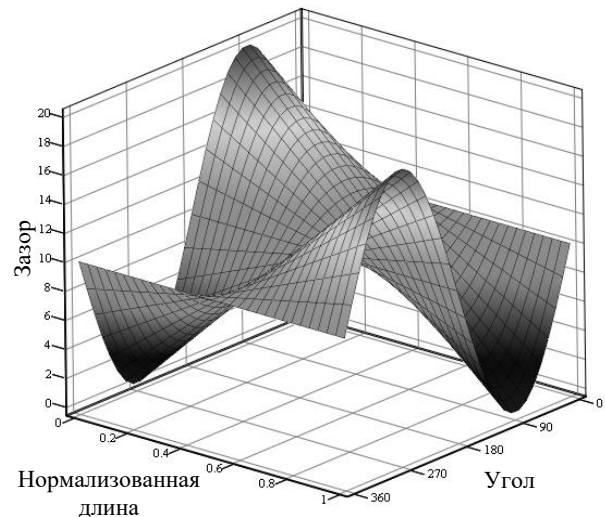


Рис. 3. Характер изменения зазора

Здесь принята нормализованная длина как отношение расстояние положения точек контакта плунжера и втулки от левого края зоны контакта (см. рис.1) к полной длине контакта L .

Если не учитывать инерционные эффекты в смазочном слое и считать масло несжимаемым ($\rho = \text{const}$), уравнение Рейнольдса, описывающее распределение давления в зазоре между плунжером и втулкой, может быть записано в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left[-2V - U \frac{\partial h}{\partial x} + W \frac{\partial h}{\partial z} \right],$$

где h – текущая толщина смазочного слоя;

p – нормальное давление, возникающее в смазочном слое в рассматриваемой точке боковой поверхности;

U, V, W – окружная, радиальная и осевая скорости поверхности плунжера, ограничивающей смазочный слой;

μ – динамическая вязкость смазочного материала.

Для рассматриваемого случая продольного движения плунжера вдоль оси z составляющие U и V равны 0. При движении с перекосом в правой части уравнения остается составляющая $W \frac{\partial h}{\partial z}$, влияющая на распределение давления в зазоре. Для двух других рассматриваемых случаев (плунжер соосный и смещенный без перекоса) правая часть уравнения равна 0.

Методика проведення дослідження

В першій частині дослідження було проведено для одного плунжера з метою виявлення основних закономірностей впливу геометричних параметрів на величину утечек.

В якості основних геометричних параметрів розглянуті: величина радіального зазору h_0 при соосном розположенні плунжера і втулки, відносна довжина зони їх контакту L/d .

При розрахунках прийняті наступні значення:

$$h = 5, 10, 15 \text{ мкм},$$

$$L/d = 0.5; 1.0; 1.5; 2.0; 2.5; 3.0.$$

Швидкості руху одного плунжера змінюються від 0 до максимального значення і мають різні знаки в областях всасування і нагнетання. Розрахунки виконані при швидкостях

$$W = -8; -4; 0; 4 \text{ і } 8 \text{ м/с}.$$

Давлення нагнетання було прийнято 1 МПа.

Розглянуті три випадки:

- осі плунжера і втулки збігаються;
- плунжер зміщений (осі паралельні) $\varepsilon = 0.99$;
- плунжер перекошений во втулці.

Утечки по одному плунжеру визначені як сума утечек, зв'язаних з рухом плунжера зі швидкістю W , і утечек, обумовлених градієнтом тиску

$$\frac{\partial p}{\partial z}.$$

Величина утечек визначаються по формулі

$$q = \int_0^{2\pi} w_f h d\phi,$$

де w_f – осева складова швидкості осередненої по зазору;

ϕ – окружна координата.

Во другій частині розглянуті сумарні утечки для реального насоса на різних режимах його роботи і визначені об'ємні втрати витрати.

Утечки розглядалися тільки в області нагнетання, так як в зоні всасування рівень тиску суттєво нижче.

Аналіз результатів

Розглянемо величини утечек, отримані для одного плунжера при використанні в якості робочої рідини керосину, в'язкість якого прийня-

та рівної $0.001 \text{ Па} \cdot \text{с}$. На рис. 4, а, б, в приведені залежності утечек від відносної довжини при різних значеннях радіального зазору для трьох вказаних раніше випадків.

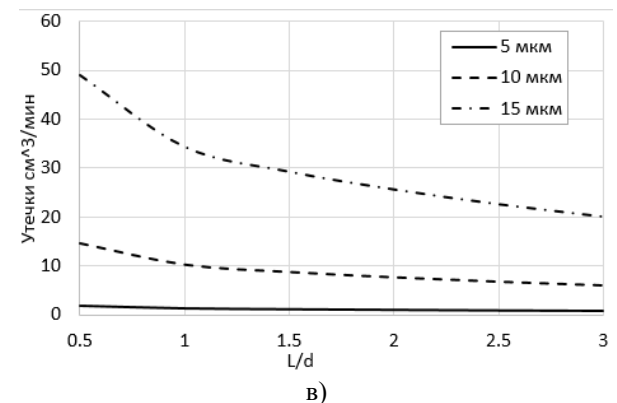
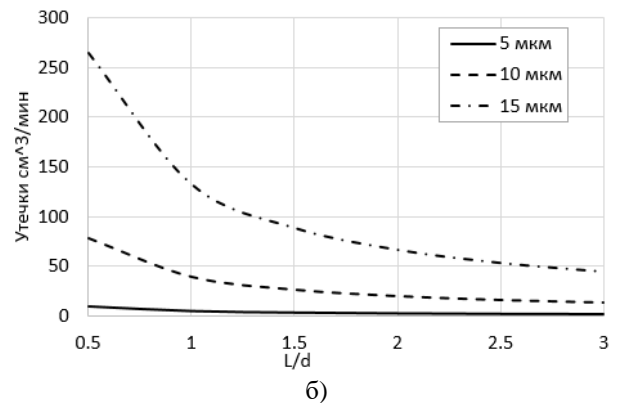
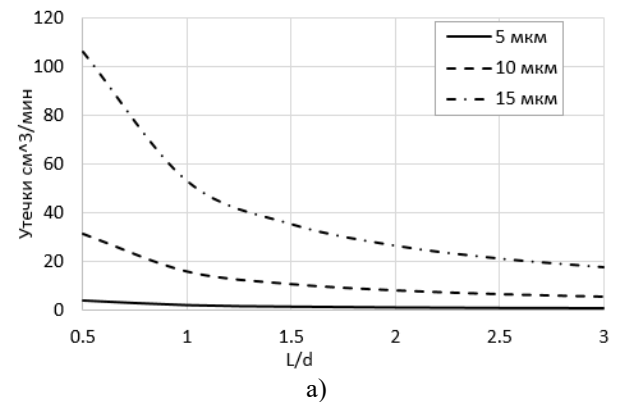
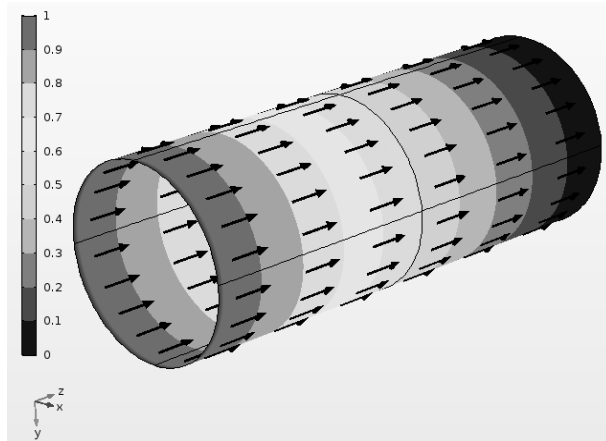


Рис. 4. Залежності утечек від геометричних розмірів для розположення плунжера во втулці соосно (а), зі зміщенням (б), зі перекошенням (в)

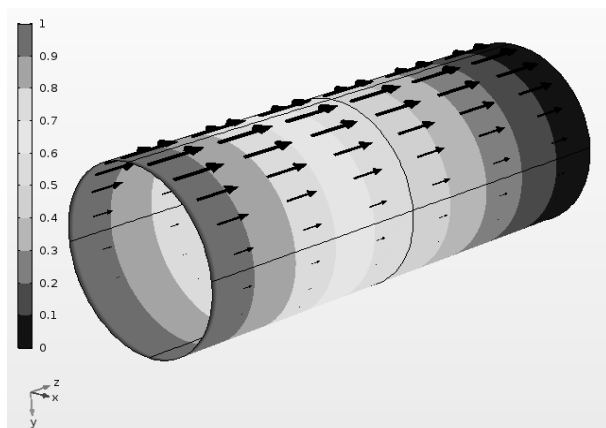
Як випливає з наведених графіків, найбільші утечки мають місце для паралельно зміщеного плунжера, а найменші – для перекошеного. Для зміщеного плунжера збільшення утечек зв'язано з тим, що градієнт тиску во всіх сеченнях по окружності не змінюється, а зазори в ненапруженій області збільшуються значитель-

но, малые зазоры в ненагруженной области дают незначительное снижение утечек.

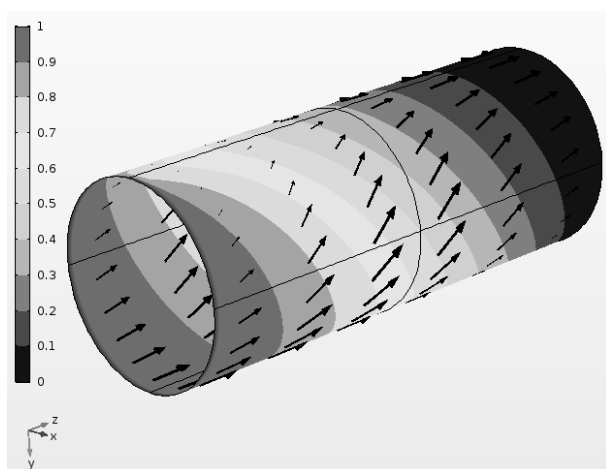
Значительное снижение утечек при перекошенном плунжере по сравнению с соосным случаем можно объяснить, если сравнить соответствующие эпюры давлений (рис. 5, а, б).



а)



б)



в)

Рис. 5. Эпюры давлений и векторное поле скоростей жидкости для расположения плунжера во втулке соосно (а), со смещением (б), с перекосом (в)

При перекосе плунжера (рис. 5, в) жидкость в зазоре течет не вдоль оси плунжера, а по криволинейной траектории, за счет чего увеличивается длина пути утечек. Если со стороны высокого давления течение начинается с максимального зазора, то при движении в сторону низкого давления линия тока проходит через зазор, который уменьшается, что приводит к дросселированию и снижает скорость течения.

На эпюре давления (рис. 6), построенной вдоль оси плунжера при перекосе, видно, что в сечениях с максимальным изменением зазора по длине (90° и 270°) выделяются два участка с различным градиентом давления. Участок с меньшим градиентом давления связан с наличием окружной составляющей скорости течения жидкости в зазоре.

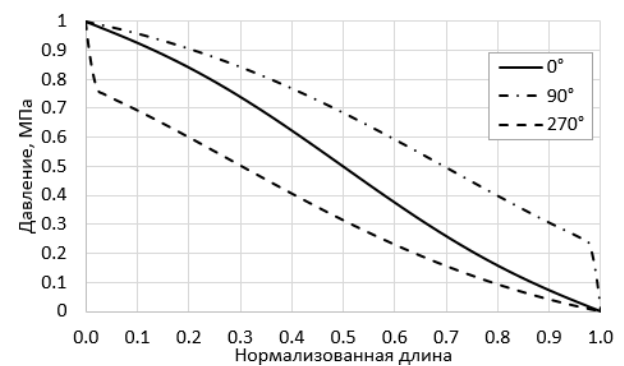


Рис. 6. Эпюра давлений по длине плунжера (плунжер перекошен) при $L/d = 2.5$, $h = 10$ мкм, $W = 0$

Участок с большим градиентом давления связан с наличием точки контакта, где зазор минимальный (близкий к нулю) и срабатывается большое давление.

С увеличением относительной длины утечки уменьшаются, так как растет сопротивление истечению жидкости (рис. 7). По такому принципу работают щелевые уплотнения.

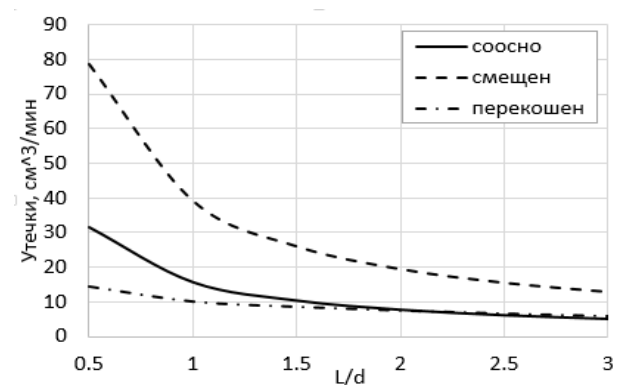


Рис. 7. Влияние относительной длины на утечки при $h = 10$ мкм

Следует отметить, что для случаев 1 и 3 утечки практически совпадают при значениях $L/d = 2 \dots 3$.

Интересно проследить соотношение утечек, связанных с движением плунжера со скоростью W , и обусловленных перепадом давления (рис. 8).

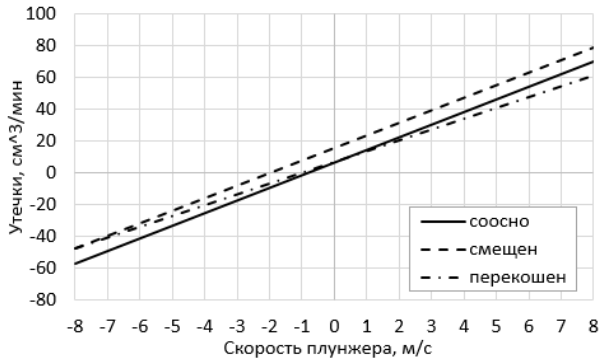


Рис. 8. Влияние скорости на суммарные утечки при $h = 10 \text{ мкм}$

Приведенные данные получены для радиально-го зазора 10 мкм и $L/d = 2.5$.

Как видно из рисунка, влияние скорости плунжера на утечки довольно значительно, но за счет разного направления скоростей в области всасывания и в области нагнетания суммарная величина утечек, связанных со скоростью, будет мала.

Значения утечек, полученные по результатам моделирования, для рассмотренных случаев были аппроксимированы функцией вида

$$q = a \frac{h^3}{(L/d)^b}$$

Коэффициенты аппроксимирующей функции a и b приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициентов аппроксимирующей функции

Расположение плунжера относительно втулки	a	b
Соосно	0.01571	1
Смещен	0.03922	1
Перекошен	0.01038	0.479

Кроме того, были определены суммарные утечки для насоса с 9-ю плунжерами на различных рабочих режимах авиационного двигателя. Частота вращения приводной рессоры и величина давления за насосом определяются рабочим режимом двигателя. Поскольку утечки в зоне всасывания не учитывались, то суммарные утечки определялись как половина от общих потерь для 9 плунжеров. Далее

была подсчитана доля объемных потерь в процентах.

Расход на выходе из насоса определялся по зависимости

$$Q = q_v \cdot n,$$

где q_v – рабочий объем насоса, $q_v = 4.57 \text{ см}^3/\text{об}$;

n – частота вращения приводной рессоры, об/мин;

Q – расход на выходе из насоса, $\text{см}^3/\text{мин}$.

Полученные значения объемных потерь приведены на рис. 9. Если считать, что основным реальным случаем работы плунжеров является их работа с перекосом, то доля объемных потерь для рассматриваемого типа утечек составляет менее 1% (0.3...0.5%).

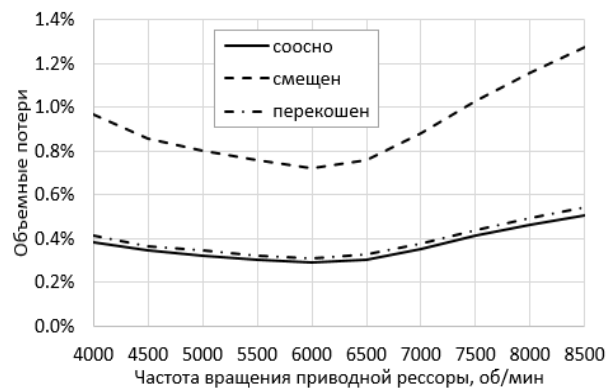


Рис. 9. Доля объемных потерь на различных режимах работы насоса

Выводы

Выполнено исследование утечек в зазоре между плунжером и втулкой в авиационном аксиально-плунжерном насосе как для одного плунжера, так и для насоса в целом.

Исследование проведено для трёх расчётных случаев относительного расположения плунжера и втулки:

- 1) плунжер установлен соосно;
- 2) плунжер смещен;
- 3) плунжер расположен во втулке с перекосом.

Рассмотрено влияние на утечки радиального зазора, относительной длины зоны контакта плунжера и втулки, а также скорости движения плунжера.

По результатам анализа получены следующие данные.

1. Скорость при перекошенном плунжере влияет на утечки в два раза меньше, чем при соосном расположении плунжера.

2. При $L/d = 2...3$ величина утечек для случаев 1 и 3 совпадает на 90 %.

3. Величина утечек для трех случаев расположения плунжера хорошо описывается функцией вида

$$q = a \frac{h^3}{(L/d)^b},$$

где коэффициенты a и b найдены для каждого из рассмотренных случаев.

4. При $L/d = 2.5$ вклад утечек через зазор в паре плунжер-втулка в объёмные потери всего насоса для случаев 1 и 3 практически одинаков и составляет в среднем 0.4 % по всем режимам работы двигателя.

Направление дальнейших исследований

Требуют дальнейшего рассмотрения вопросы, связанные с влиянием на величину утечек деформаций основных элементов насоса, а также с учетом утечек через зазор между торцом блока цилиндров и распределительным золотником, через башмаки и шарниры, а также утечек, связанные с отрицательным перекрытием на золотнике.

Литература

1. Доценко, В. Н. Анализ нагруженности и режимов трения в трибосопряжении плунжер-втулка гидродвигателя (гидронасоса) [Текст] / В. Н. Доценко, И. Г. Лихошерст // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2017. – № 4(139). – С. 64–69.

2. Башта, Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1967. – 496 с.

3. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples [Text] / J. M. Bergada, S. Kumar, D. Ll. Davies, J. Watton // *Applied mathematical modelling*. – 2012. – No. 36. – P. 1731–1751.

4. Remaining useful life prediction based on the Wiener process for an aviation axial piston pump [Text] / W. Xingjian [et al.] // *Chinese Journal of Aeronautics*. – 2016. – No. 29. – P. 779–788.

5. Blackburn, J. F. Fluid power control [Text] / J. F. Blackburn, J. L. Shearor, G. Reethof. – Cambridge, MA: MIT Press, 1960. – 251 p.

6. Prediction of Leakage from an Axial Piston Pump Slipper with Circular Dimples Using Deep

Neural Networks [Text] / Z. Zmen; C. Sinanolu, A. Caliskan, H. Badem // *Chin. J. Mech. Eng.* – 2020. – No. 33. – P. 1–11.

7. Kumar, N. Leakage based condition monitoring and pressure control of the swashplate Axial piston pump [Text] / N. Kumar, B. K. Sarkar, S. Maity // *Proceedings of ASME 2019 Gas Turbine India Conference, Chennai, Tamil Nadu, India*. – 2019. DOI: 10.1115/GTINDIA2019-2385.

8. The impact of bushing thickness on the piston/cylinder interface in axial piston pump [Text] / J. Jiang, W. Kelong, W. Zebo, S. Yi // *IEEAccess*. – 2019. – № 7. – P. 24971–24977.

References

1. Dotsenko, V. N., Likhosherst, I. G. Analiz nagruzhennosti i rezhimov treniya v tribosopryazhenii plunzher-vtulka gidrodvigatelya (gidronasosa) [Analysis of the loading and friction conditions of the plunger-bushing tribo-conjugation in a hydraulic motor (hydraulic pump)]. *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologija – Aerospace technic and technology*, 2017, no. 4 (139), pp. 64–69.

2. Bashta, T. M. *Gidravlicheskie privody letatel'nykh apparatov* [Hydraulic drives of aircraft]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967. 496 p.

3. Bergada, J. M., Kumar, S., Davies, D. Ll., Watton, J. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Applied mathematical modelling*, 2012, no. 36, pp.1731–1751.

4. Xingjian, W., Siru, L., Shaoping, W., Zhaomin, H., Chao, Zh. Remaining useful life prediction based on the Wiener process for an aviation axial piston pump. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2016, no. 29, pp. 779–788.

5. Blackburn, J. F., Shearor, J. L., Reethof, G. *Fluid power control*. Cambridge, MA: MIT Press Publ., 1960. 251 p.

6. Zmen, Z., Sinanolu, C., Caliskan, A., Badem, H. H. Prediction of Leakage from an Axial Piston Pump Slipper with Circular Dimples Using Deep Neural Networks. *Chin. J. Mech. Eng.*, 2020, no. 33, pp. 1–11.

7. Kumar, N., Sarkar, B. K., Maity, S. Leakage based condition monitoring and pressure control of the swashplate Axial piston pump. *Proceedings of ASME 2019 Gas Turbine India Conference, Chennai, Tamil Nadu, India*, 2019. DOI: 10.1115/GTINDIA2019-2385.

8. Jihai, J., Jiang, J., Kelong, W., Zebo, W., Yi, S. The impact of bushing thickness on the piston/cylinder interface in axial piston pump. *IEEAccess*, 2019, no. 7, pp. 24971–24977.

Надійшла до редакції 8.04.2021, розглянута на редколегії 20.05.2021

ОБЛІК ВПЛИВУ ПЕРЕКОСУ В ЗАЗОРІ МІЖ ПЛУНЖЕРОМ І ВТУЛКОЮ НА ВЕЛИЧИНУ ВИТОКІВ В АВІАЦІЙНОМУ АКСІАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОМУ НАСОСІ

В. М. Доценко, І. Г. Лихошерст

Предметом вивчення в статті є величина витоків робочої рідини в зазорі між плунжером і втулкою авіаційного аксіально-плунжерного насоса в залежності від положення плунжера щодо втулки. Рівень витоків рідини в зазорі між плунжером і втулкою блоку циліндрів є складовою об'ємних втрат, впливає на тепло-

вий стан, знос, стан пари плунжер-втулка, а також на рівень пульсацій тиску робочої рідини і, в кінцевому підсумку, на зміну ефективності роботи аксіально-плунжерного насоса. У існуючій літературі не виявлено досліджень, що стосуються впливу перекосу плунжера у втулці на витoki через проміжок між ними. **Метою** цього дослідження є теоретичне дослідження впливу перекосу плунжера у втулці блоку циліндрів авіаційного аксіально-плунжерного насоса під дією робочих навантажень на витoki робочої рідини через проміжок. **Завдання:** необхідно визначити величину витоків для трьох випадків, які розглядаються: осі плунжера і втулки співпадають; плунжер зміщений (осі паралельні) з максимальним ексцентриситетом $\varepsilon = 0.99$; плунжер перекошений в у втулці таким чином, що кромки плунжера торкаються втулки. При рішенні поставлених задач використовувалися наступні **методи**. Завдання плівкової ламінарної течії в проміжку між плунжером і втулкою вирішується чисельним методом в скінченно-елементному пакеті. Витoki по одному плунжеру визначені як сума витоків, пов'язаних з рухом плунжера із швидкістю W , і витоків, обумовлених градієнтом тиску dp/dz . Отримані наступні **результати**. У першій частині дослідження було проведено для одного плунжера з метою виявлення основних закономірностей впливу геометричних параметрів на величину витоків. Відзначається, що найбільші витoki мають місце для паралельно зміщеного плунжера, а найменші - для перекошеного. У другій частині статті розглянуті сумарні витoki для реального насоса на різних режимах його роботи і визначені об'ємні втрати витрат. **Висновки.** В результаті аналізу уперше отримані залежності витоків через проміжок при різних значеннях величини проміжку і відносної довжини втулки для перекошеного плунжера. Отримані результати дозволяють оцінювати величину витоків в насосі на ефективність його роботи при проектуванні і експлуатації.

Ключові слова: аксіально-плунжерний насос; зазор; плунжер-втулка; ламінарна течія; втрати; перекіс плунжера.

ACCOUNTING THE INFLUENCE OF SKEWING IN THE CLEARANCE BETWEEN THE PLUNGER AND THE BUSHING FOR THE AMOUNT OF LEAKS IN THE AVIATION AXIAL-PLUNGER PUMP

V. Dotsenko, I. Lykshosherst

The subject of study in the article is the amount of leaks of the working fluid in the gap between the plunger and the bushing of an aircraft axial-plunger pump, depending on the position of the plunger relative to the bushing. The level of fluid leaks in the gap between the plunger and the cylinder block bushing is a component of volumetric losses, affects the thermal state, wear, the state of the plunger-bushing pair, as well as the level of pressure pulsations of the working fluid and, ultimately, the change in the efficiency of the axial-plunger pump. Researches deal with the influence of piston defects in a bushing on losses through a gap between them that is not discovered in existent literature. **The aim** of this work is theoretical research of the influence of piston defect on the leakage of working liquid through a gap between the piston and cylindrical bushing in aviation axial-piston pump under workloads. **The tasks** are: it is necessary to define the losses quantity for the three cases: the axes of piston and bushing coincide; piston is displaced (axes are parallel) with a maximal eccentricity $\varepsilon = 0.99$; piston is twisted in a bushing so that the edges of piston touch a bushing. For the problem-solving **methods** as follows were used. The task of thin film laminar flow in a gap between piston and bushing was solved by a numeral method in finite-element software. Losses on a piston are considered as a sum of the losses, related to the motion of the piston at a speed W and losses due to the pressure gradient dp/dz . **The results** are: to obtain the laws of geometrical parameters influence on the losses amount investigation for one piston was undertaken in the first part of the study. It is marked that most losses take place for piston displaced in parallel, and the least - for twisted. Total losses for the real pump on different operational behaviors are considered and volume loss-of-flows are obtained in the second part of the article. **Conclusions.** Dependences of losses through a gap at the different gap sizes and relative length of bushing for twisted piston are first time obtained. The results allow estimating the losses quantity in a pump on the efficiency of his work at planning and exploitation.

Keywords: axial-piston pump; gap; piston-bushing; laminar flow; leakage; piston skew.

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

Лихошерст Иван Григорьевич – ведущий инженер по разработке программного обеспечения, отдел научных разработок, Globallogic, Харьков, Украина.

Vladimir Dotsenko – Doctor of Engineering Sciences, Professor of the Department of Theoretical Mechanics, Mechanical Engineering and Robotic Mechanical Systems, Faculty of Aircraft Engines, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: dov1202@ukr.net.

Ivan Lykshosherst – Senior Software Engineer, R&D department, GlobalLogic, Kharkov, Ukraine, e-mail: Lykshosherst@gmail.com.