

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ГИДРОДИНАМИКИ «ЗАПЕРТОГО» ОБЪЁМА В ШЕСТЕРЕННОМ НАСОСЕ

© 2009 Л. В. Родионов, Г. О. Белов, М. В. Бudyко, А. Н. Крючков, Е. В. Шахматов

Самарский государственный аэрокосмический университет

В статье описывается разработанная математическая модель гидродинамики «запертого» объема в шестеренном насосе. Используя предложенную модель, авторами подобрана конфигурация разгрузочных канавок, обеспечивающая снижение давления в запертом объеме. Эффективность предложенного мероприятия оценена экспериментально.

*Математическая модель, запертый объем, шестеренный насос, пульсации*

Для увеличения производительности шестеренного насоса его выполняют с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon > 1$ , что приводит к образованию запертого объема в процессе работы (рис. 1). При отсутствии в шестеренном насосе специальных разгрузочных канавок, сообщающих этот защемленный объем с областью всасывания или нагнетания, уменьшение запертого объема приводит к резкому скачку давления в этой полости, так как жидкость практически несжимаема и выталкивание её происходит через торцевые зазоры, представляющие собой значительные гидравлические сопротивления. Это приводит к существенным виброакустическим нагрузкам на детали насоса. Для того чтобы снизить размах пульсаций давления в запертом объеме, в подпятниках выполняют специальные разгрузочные канавки (рис. 1) и применяют другие мероприятия [1,2].

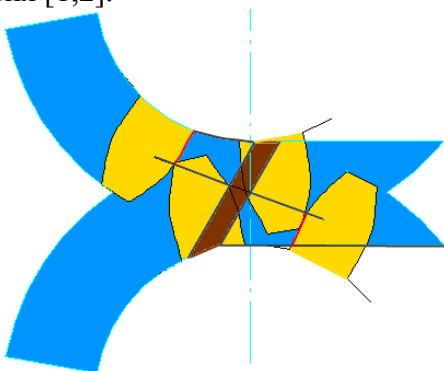


Рис. 1. Схема образования запертого объема

Ещё одним негативным фактором существования запертого объема является кавитация, возникающая в зоне раскрытия защемленного объема. После процесса сжатия

запертого объема, следует процесс его расширения, вплоть до самого раскрытия (соединения с областью всасывания). Быстропротекающий процесс расширения запертого объема приводит к разрыву потока жидкости, чему способствует находящийся в ней в нерастворенном состоянии воздух, а также растворенный воздух, который частично при понижении давления выделяется из раствора. В результате этого происходит резкое понижение давления в запертом объеме. В зависимости от конфигурации разгрузочных канавок и зазоров в насосе давление может упасть ниже давления всасывания, что и приводит к кавитации в зоне раскрытия запертого объема (рис. 2).

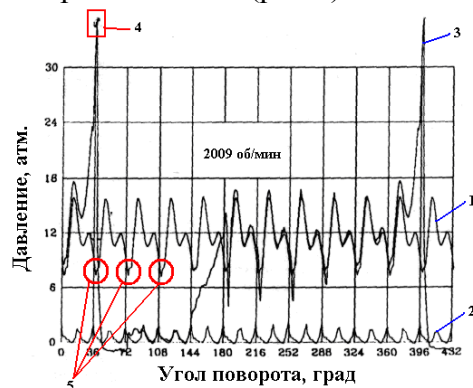


Рис. 2. Пульсации давления шестеренного насоса: 1-давление нагнетания; 2-давление всасывания; 3-давление, регистрируемое датчиком, установленным в межзубовой впадине шестерни; 4-момент образования запертого объема; 5-провалы давления в области нагнетания

Для повышения давления в запертом объеме в момент его раскрытия необходимо соединение запертого объема с областью

всасывания посредством разгрузочных канавок.

Анализ динамических процессов, проходящих в области зацепления, и экспериментальных результатов, в том числе и других авторов, позволил выявить закономерность наличия 1-й зубцовой гармоники в спектре пульсаций давления шестеренного насоса.

В процессе образования защемленного объема давление в запертом объеме резко возрастает (4 на рис. 2). Данный скачок вызывает импульсное увеличение торцевого зазора, величина которого максимальна в области запертого объема и уменьшается по мере удаления от него. Мгновенный рост торцевого зазора приводит к значительным импульсным утечкам, обуславливающим провал давления в области нагнетания (5 на рис. 2). Данный процесс происходит 1 раз за цикл зацепления шестерен, поэтому ему соответствует 1-я зубцовая гармоника в спектре пульсаций давления шестеренного насоса.

Для того чтобы определить давление в запертом объеме, необходимо определить значение запертого объема и площади контакта запертого объема с областями нагнетания и всасывания через разгрузочные канавки. Значения площадей контакта разгрузочных канавок были найдены численно. Результат этого расчета представлен на рис. 3.

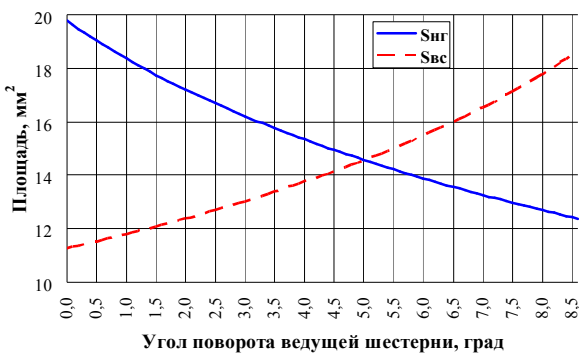


Рис. 3. График изменения площади контакта запертого объема с областями нагнетания и всасывания через разгрузочные канавки в зависимости от углового положения шестерен

Запертый объем был определен поэтапно. Для этого последовательно было определено две площади. Сначала была решена задача по определению площади  $S_1$ , выделенной на рис. 4.

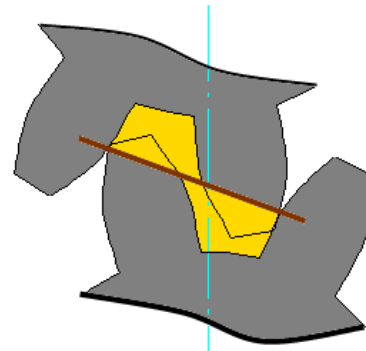


Рис. 4. Геометрия искомой площади  $S_1$

Затем была решена задача по определению площади  $S_2$ , выделенной на рис. 5.

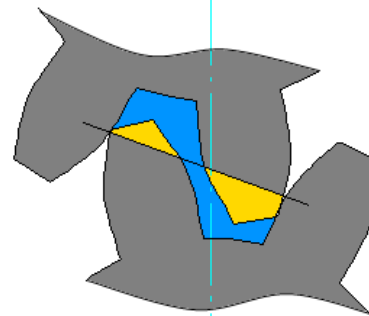


Рис. 5. Геометрия искомой площади  $S_2$

После нахождения площадей  $S_1$  и  $S_2$ , искомая площадь запертого объема  $S_{зо}$  определялась разностью этих площадей  $S_{зо} = S_1 - S_2$  (рис. 6).

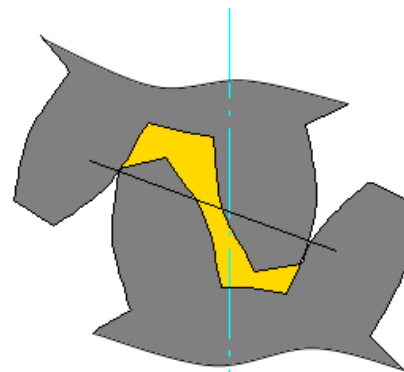


Рис. 6. Геометрия площади запертого объема  $S_{зо}$

Результат расчета представлен на рис. 7.



Рис. 7. График изменения площади запертого объема  $S_{30}$  в зависимости от углового положения шестерен

Чтобы определить запертый объем необходимо от площади перейти к объему. Для этого полученную площадь запертого объема  $S_{30}$  умножаем на ширину зубчатого венца  $b$  (рис. 8).

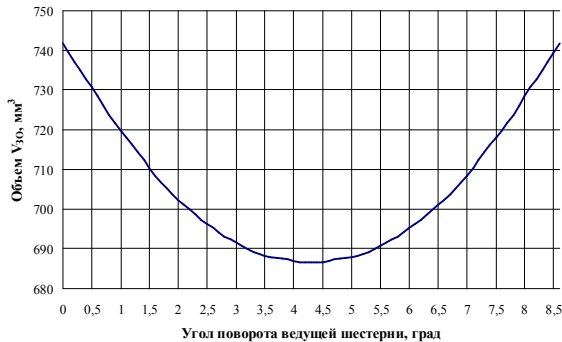


Рис. 8. График изменения объема запертого объема  $S_{30}$  в зависимости от углового положения шестерен

Давление в запертом объеме можно найти из следующей системы уравнений [3]:

$$\left\{ \begin{aligned} Q_{30} &= Q_{СЖ} + Q_H + Q_B; \\ Q_{СЖ} &= \frac{dV_{II}}{dt}; \\ Q_H &= \pm \mu_H F_H \sqrt{\frac{2|\Delta p_H|}{\rho}}; \\ Q_B &= \pm \mu_B F_B \sqrt{\frac{2|\Delta p_B|}{\rho}}; \\ \frac{1}{K} &= -\frac{1}{V_{II}} \cdot \frac{dV_{II}}{dp}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где  $Q_{30}$  - геометрический расход запертого объема;  $Q_H$  - расход в область нагнетания;

$Q_B$  - расход в область всасывания;  $V_{II}$  - приведенный запертый объем;  $\mu_H, \mu_B$  - коэффициенты расхода площадей контакта запертого объема с областями нагнетания и всасывания соответственно;  $F_H, F_B$  - площадь контакта запертого объема с полостями нагнетания и всасывания соответственно;  $\Delta p_H, \Delta p_B$  - разность между давлением в запертом объеме и давлением нагнетания и всасывания соответственно;  $\rho$  - плотность рабочей жидкости;  $K$  - объемный модуль упругости.

В модели приняты следующие допущения: коэффициенты расхода в область нагнетания  $\mu_H$  и в область всасывания  $\mu_B$  из запертого объема приняты постоянными.

В представленной модели есть возможность конфигурирования разгрузочных канавок путем изменения следующих пяти параметров (рис. 9):

- $\alpha$  - угол наклона перемычки;
- $S_{HG}$  - смещение перемычки в сторону области нагнетания;
- $S_{BC}$  - смещение перемычки в сторону области всасывания;
- $H_{HG}$  - глубина разгрузочной канавки в области нагнетания;
- $H_{BC}$  - глубина разгрузочной канавки в области всасывания.

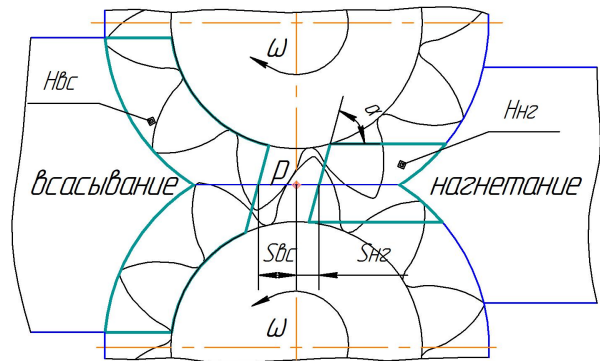


Рис. 9. Параметры, определяющие геометрию разгрузочных канавок

На основе предложенной модели подобрана конфигурация разгрузочных канавок, обеспечивающая снижение давления в запертом объеме.

Для подтверждения адекватности математической модели выбора разгрузочных канавок были проведены эксперименты с двумя профилями разгрузочных канавок.

Первая серия экспериментов была выполнена с исходной конфигурацией разгрузочных канавок, вторая серия – с предложенной геометрией канавок, выполненных в торцах подпятников шестерен.

Отработка модели проведена на различных режимах работы стендовой установки (табл. 1).

Таблица 1 – Режимы работы стендовой установки

№ режима	Рвх, атм.	Рвых, атм.	Q, л/с
1	0,25	3	1,204
2	0,31	8	1,199
3	0,37	12	1,196
4	0,41	16	1,193
5	0,47	20	1,191
6	0,5	24	1,188

Анализ графиков (рис. 10, 11) показывает, что падение давления в запертом объеме в результате предлагаемого мероприятия подтверждается снижением 1-й зубцовой гармоник в спектре пульсаций давления на выходе из шестеренного насоса.

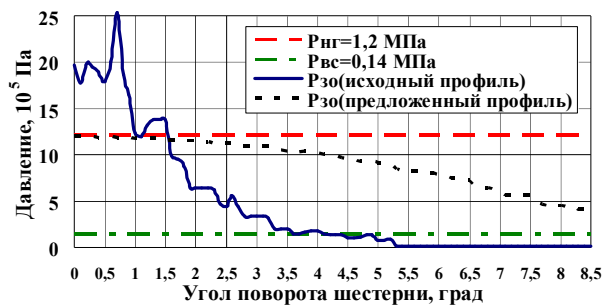


Рис. 10. Расчетное давление в запертом объеме при давлении нагнетания Рнг=1,2 МПа

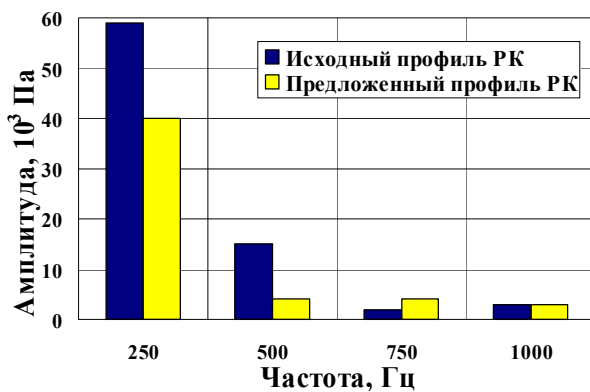


Рис. 11. Сравнение спектральных характеристик пульсаций давления на выходе из шестеренного насоса

Из рис. 11 видно, что амплитуда пульсаций давления на выходе из насоса по среднеквадратичному значению снижена до 66,4%.

Результирующая приведенная погрешность измерений пульсаций давления в случае использования АЦП L-264 и рациональных приемов цифровой обработки составит:

$$\delta P_{пр} = \sqrt{0.5^2 + 0.5^2 + 0.091^2 + 0.75^2} \approx 1.1\%$$

Разработанную математическую модель предлагается использовать при разработке конструктивных мероприятий по снижению виброакустической нагруженности шестеренных насосных агрегатов при их проектировании, а также на этапе доводки.

### Библиографический список

1. K.A.Edge, B.R. Lipscombe. The reduction of gear pump pressure ripple. [Текст]: Proc.IMEchE Vol. 201 No B2. 1987. – P. 99-106.
2. P. Casoli, A. Vacca, G. Franzioni. A numerical model for the simulation of external gear pumps [Текст]: The six JFPS international symposium on fluid power, Tsukuba, Japan 2005. – P. 151-160.
3. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод [Текст]. Учебное пособие. Ч.1. Основы механики жидкости и газа. 4-е изд., стереотипное / А.А. Шейпак. – М.: МГИУ, 2005. – 192 с.

### References

1. K.A.Edge, B.R. Lipscombe. The reduction of gear pump pressure ripple Proc.IMEchE Vol. 201 No B2. 1987. – P. 99-106.
2. P. Casoli, A. Vacca, G. Franzioni. A numerical model for the simulation of external gear pumps: The six JFPS international symposium on fluid power, Tsukuba, Japan 2005. – P. 151-160.
3. Sheipak A.A. Hydraulics и Hydro- air-powered drive: Education aid. P.1. Bases of mechanics of a liquid and gas. 4 edition, stereotyped. – М.: MGIU, 2005. – 192 p. [In Russian]

## THE DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL OF HYDRODYNAMICS OF "TRAPPED" VOLUME IN THE GEAR PUMP

© 2009 L. V. Rodionov, G. O. Belov, M. V. Budko, A. N. Kruchkov, E. V. Shahmatov

Samara state aerospace university

In work is described created mathematical model of hydrodynamics of trapped volume in the gear pump. Developed model allowed to choose a configuration of the discharge plates which provide decrease of pressure in trapped volume. The efficiency of this action was approved experimentally.

*Mathematical model, "trapped" volume, gear pump, flow ripple*

### Информация об авторах

**Родионов Леонид Валерьевич**, кандидат технических наук, ассистент кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [rl63@bk.ru](mailto:rl63@bk.ru). Область научных интересов: гидродинамика и виброакустика.

**Белов Глеб Олегович**, аспирант кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [glebbelov@mail.ru](mailto:glebbelov@mail.ru). Область научных интересов: гидродинамика и виброакустика.

**Будько Михаил Владимирович**, студент Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [aseu@ssau.ru](mailto:aseu@ssau.ru). Область научных интересов: гидродинамика шестеренных насосных агрегатов.

**Крючков Александр Николаевич**, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматические системы энергетических установок» Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru). Область научных интересов: расчёт и проектирование корректирующих устройств для пневмо- и гидросистем, виброакустика.

**Шахматов Евгений Владимирович**, доктор технических наук, профессор, проректор по науке и инновациям Самарского государственного аэрокосмического университета. E-mail: [shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru). Область научных интересов: динамика пневмо- и гидросистем, виброакустика машин.

**Rodionov Leonid Valeryevich**, Candidate of Engineering Science, Lecturer of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: [rl63@bk.ru](mailto:rl63@bk.ru). Area of research: hydrodynamics and vibroacoustic.

**Belov Gleb Olegovich**, postgraduate student of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: [glebbelov@mail.ru](mailto:glebbelov@mail.ru). Area of research: hydrodynamics and vibroacoustic.

**Budko Mihail Vladimirovich**, student of Samara State Aerospace University. E-mail: [aseu@ssau.ru](mailto:aseu@ssau.ru). Area of research: hydrodynamics of gear pump.

**Kruchkov Alexander Nikolaevich**, doctor of the technical science, professor of Department "Automatic systems of power plant" of Samara State Aerospace University. E-mail: [kan@ssau.ru](mailto:kan@ssau.ru). Area of research: calculation and designing of correcting devices for pneumo- and hydrosystems, vibroacoustic.

**Shakhmatov Evgeniy Vladimirovich**, doctor of the technical science, professor, pro-rector of science and innovation of Samara State Aerospace University. E-mail: [shakhm@ssau.ru](mailto:shakhm@ssau.ru). Area of research: dynamics of hydraulic and pneumatic systems, vibroacoustic of machine.