

# АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

---

---

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ, КОНСТРУКЦИЯ И ПРОИЗВОДСТВО ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

---

---

УДК 621.664.2

### РАЗРАБОТКА МЕТОДИК РАСЧЕТА ШЕСТЕРЁННЫХ НАСОСОВ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ СНИЖЕНИЕ ИХ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ

Белов Г.О.<sup>1\*</sup>, Стадник Д.М.<sup>2\*\*</sup>

<sup>1</sup> «Салют»,

пос. Мехзавод, Московское шоссе, 20 км, Самара, 443028, Россия

<sup>2</sup> Самарский национальный исследовательский университет им. академика С.П. Королёва,  
Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия

\* e-mail: glebbelov@mail.ru

\*\* e-mail: sdm-63@bk.ru

---

Одним из основных источников виброакустических колебаний в аэрокосмических системах являются насосы, особенно это относится к шестерённым насосам. Для изменения конструкции насоса с целью снижения виброакустической нагруженности была создана численная модель с учетом всевозможных конструктивных особенностей насоса, а также различных процессов, в том числе кавитации. Адекватность разработанной модели подтверждена экспериментальным путём. Численное моделирование работы шестерённого насоса позволило разработать конструктивные мероприятия, направленные на решение поставленной задачи. Экспериментальная проверка предложенных мероприятий показала их большую эффективность.

*Ключевые слова:* пульсации давления, динамическая нагруженность, кавитационные процессы, запёртый объем, разгрузочные канавки, перетечки.

---

#### Актуальность проблемы

Работа гидросистем аэрокосмической техники сопровождается интенсивными гидродинамическими и виброакустическими процессами, проявляющимися в виде повышенных пульсаций рабочих сред, вибраций механических элементов и излучаемым шумом. Одним из основных источников колебаний и шума в данных системах являются насосы [1–3]. Наиболее остро проблема виброакустической нагруженности гидросистем возникает

при применении насосов и компрессоров объёмного типа, принцип работы которых предполагает порционность, неравномерность подачи рабочей среды: повышается виброакустическое воздействие, снижается надёжность и ресурс агрегатов и арматуры, дестабилизируется работа устройств автоматики, повышается статическая погрешность систем, снижается их динамическое качество, ухудшаются условия контроля состояния гидро- и пневмосистем, поскольку затруднено измерение параметров рабочих процессов, интенсифицируются кавитаци-

онные процессы, приводящие к эрозионному разрушению насосов и агрегатов. Так, ресурс топливного насоса двигателей НК-25 и НК-32 вследствие повышенной нагруженности составляет всего 20–300 ч при требуемых 800 ч.

В связи с вышесказанным весьма актуальной представляется разработка методик расчёта пульсаций давления и расхода в насосах объёмного типа, обеспечивающих прогнозирование и разработку мероприятий по снижению их динамической нагруженности.

Таким образом, можно сформулировать задачи исследования:

1. Разработка модели гидродинамических процессов в шестерённом насосе, учитывающей динамические процессы в запертом объёме, двухфазность и пульсации давления рабочей среды.
2. Разработка профиля разгрузочных канавок в торцевых подпятниках шестерённого насоса для снижения заброса давления рабочей среды в запертом объёме.
3. Экспериментальное определение эффективности конструктивных мероприятий по улучшению динамических характеристик шестерённого насоса.

#### Общность подхода

Анализ причин пульсаций рабочей среды и давления в гидромашинах объёмного типа показал, что колебания в таких агрегатах по природе происхождения можно разделить на две группы: аэродина-

мические и механические. Одними из наиболее распространенных устройств, работа которых сопровождается повышенным уровнем шума и вибрации, являются шестерённые насосы.

Известны работы D. Mikeska, F. Furno, Takashi Itou, Tateyuki Shimamura, Wieslaw Fiebig, Casoli P., Vacca A., описывающие гидродинамику в шестерённом насосе, недостатками которых является неучёт нерастворённого газа, кавитации, пульсаций давления в присоединенных трубопроводах, а также некоторых поверхностей, лимитирующих перетечки из запертого объёма.

Далее сформулированы принципы расчёта мгновенной подачи насоса объёмного типа. Любая машина такого типа осуществляет подачу рабочей среды в линию нагнетания за счёт её вытеснения из рабочих камер. Эти камеры работают автономно с временной синхронизацией процесса подачи, хотя между ними могут быть перетечки (рис. 1) [4].

Рассмотрим работу одной рабочей камеры машины объёмного типа. Так как все процессы, протекающие в рабочей камере, носят периодический характер, достаточно знать, как функционирует рабочая камера в течение одного периода (обычно равного периоду вращения ведущего вала). Рабочий процесс в объёмных машинах построен таким образом, что рабочая камера, имея минимальный объём, соединяется с линией всасывания и начинает расширяться. После того как объём камеры достигает предельных размеров, камера отсоединяется

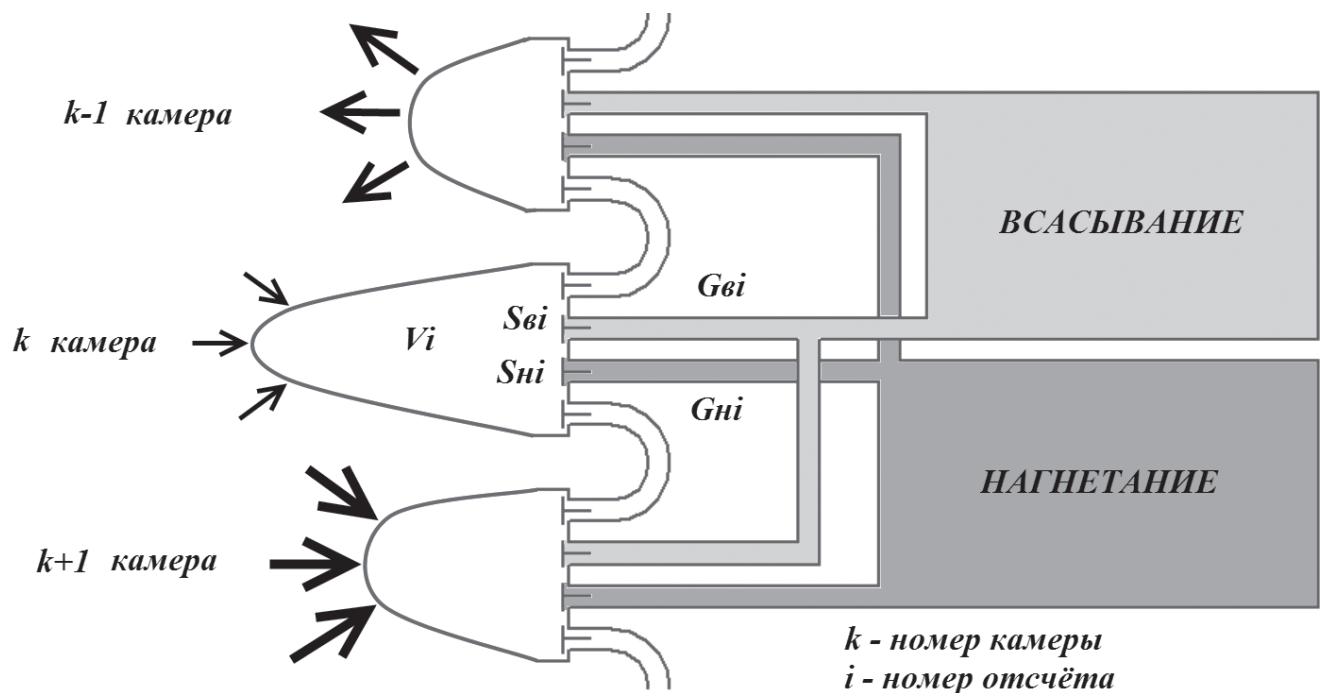


Рис. 1. Схема расчета мгновенной подачи насоса и компрессора объёмного типа:  $V_i$  — объём рабочей камеры;  $S_{Hi}$ ,  $S_{Bi}$  — площади окон, через которые рабочая камера сообщается с линией нагнетания и всасывания;  $G_{Hi}$ ,  $G_{Bi}$  — массообмен рабочей камеры с полостями нагнетания и всасывания

от линии всасывания для последующего переноса рабочей среды (который для компрессоров, как правило, сопровождается сжатием) в линию нагнетания для опорожнения. Если машина содержит несколько рабочих камер, то для определения их совместной производительности необходимо просуммировать расходы рабочей среды отдельных камер.

Для расчета производительности рабочей камеры находится функция изменения её объёма. Затем определяется функция изменения площадей окон при их соединении с полостью нагнетания и всасывания. Далее определяется мгновенная подача с решением дифференциальных уравнений состояния рабочей среды и уравнений расхода.

**Модель шестерённого насоса**

На основании приведенных выше общих подходов была разработана численная модель шестерённого насоса с учётом влияния нерастворенного

газа и конструктивных особенностей шестерён и подпятников, позволяющая рассчитывать пульсации давления и расхода на входе и выходе из насоса, а также пульсации давления в запертом объёме и наличие кавитационных течений. Структурная схема модели приведена на рис. 2 [5–7].

Расчёт с заданным шагом по углу поворота ведущего вала запертого объёма шестерённого насоса проводился по схеме, приведённой на рис. 3, по формуле

$$V = H(S_1 - S_2 + S_3 - S_4),$$

где  $H$  — ширина зубчатого венца;  $S_1, S_3$  — площади межзубовых впадин, ограниченных линией зацепления;  $S_2, S_4$  — площади зубьев, ограниченных линией зацепления.

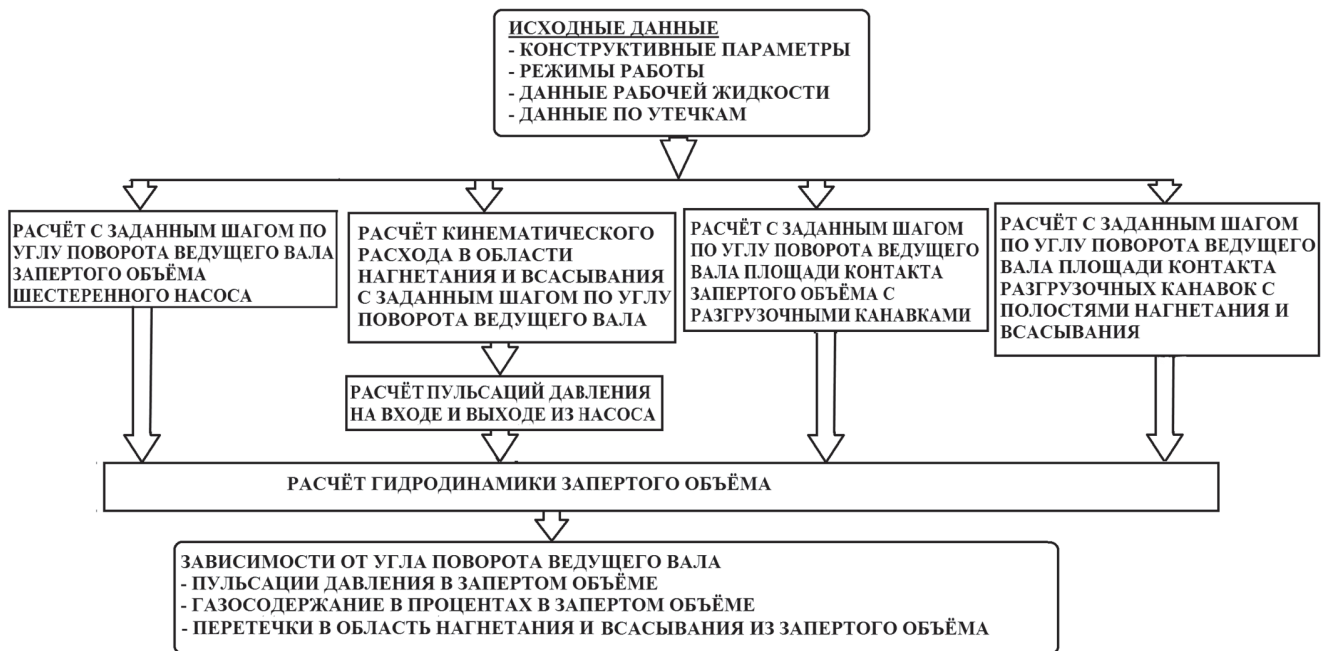


Рис. 2. Структурная схема математической модели шестерённого насоса

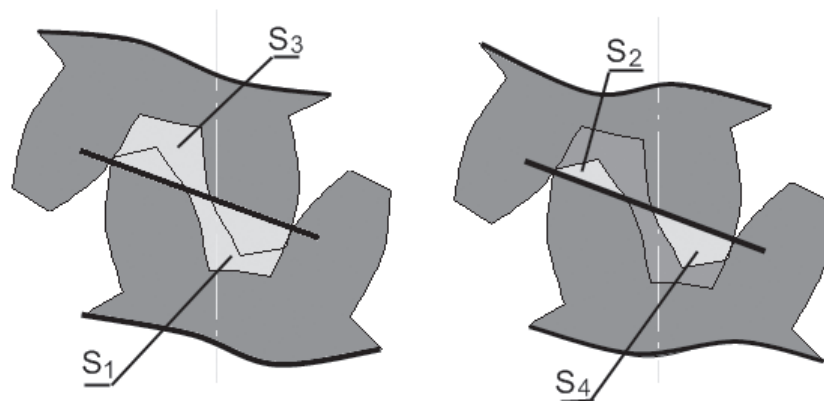


Рис. 3. Расчётная схема запертого объёма

Расчёт с заданным шагом по углу поворота ведущего вала площади контакта запертого объёма с канавками со стороны нагнетания  $S'_H(\varphi)$  и со стороны всасывания  $S'_B(\varphi)$  производился по схеме, изображенной на рис. 4,а.

Расчёт с заданным шагом по углу поворота ведущего вала площади контакта канавок со стороны нагнетания всасывания с соответствующими линиями (рис. 4,б) производился по формулам:

$$S_H = h_H (l_1 + l_3);$$

$$S_B = h_B (l_2 + l_4),$$

где  $h_H, h_B$  — глубина разгрузочных канавок со стороны линии нагнетания и всасывания;  $l_1, l_2, l_3, l_4$  — части профилей зубьев, ограниченных границами канавок и линией зацепления.

Кинематический расход рабочей среды с заданным шагом по углу поворота в области всасывания и нагнетания рассчитывался по формуле Е.М. Юдина:

$$Q = H\omega \left( r^2 - \left( \frac{A}{2} \right)^2 - x^2 \right),$$

где  $r$  — радиус окружности вершин зубьев;  $\omega$  — циклическая частота вращения ведущего вала;  $A$  — межцентровое расстояние;  $x$  — положение точки зацепления.

В результате были рассчитаны функции  $Q_H(\varphi), Q_B(\varphi)$ . По этим функциям определялись

мгновенные значения давления в полости нагнетания и всасывания:

$$p_{Bj} = (Q_{Bj} - \overline{Q_{Bj}}) \cdot z_{вх} + p_B,$$

где  $\overline{Q_{Bj}}$  — средний уровень расхода;  $z_{вх}$  — входной импеданс насоса со стороны всасывания;  $p_B$  — статическое давление на входе в насос;

$$p_{Hj} = (Q_{Hj} - \overline{Q_{Hj}}) \cdot z_{вых} + p_H,$$

где  $\overline{Q_{Hj}}$  — средний уровень расхода;  $z_{вых}$  — выходной импеданс насоса со стороны нагнетания;  $p_H$  — статическое давление на входе в насос.

Расчёт гидродинамики запертого объёма проводился решением системы уравнений (функции  $V(\varphi), S'_H(\varphi), S_H(\varphi), S'_B(\varphi), S_B(\varphi), p_H(\varphi), p_B(\varphi)$  являются входными (рис. 5))

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{1}{E'} &= \frac{dp}{\rho} \cdot \frac{1}{dp}; \quad E' = E \frac{\frac{1-\delta}{\delta} + 1}{\frac{1-\delta}{\delta} + \frac{1}{\rho}}; \quad \rho = \frac{dm}{dV}; \quad \delta = \frac{V_{П+Г}}{V}; \\ Q_H &= \text{sign} \mu \cdot S'_H \sqrt{\frac{2|p - p_{KH}|}{\rho}} = \text{sign} \mu \cdot S_H \sqrt{\frac{2|p_H - p_{KH}|}{\rho}}; \\ Q_B &= \text{sign} \mu \cdot S'_B \sqrt{\frac{2|p - p_{KB}|}{\rho}} = \text{sign} \mu \cdot S_B \sqrt{\frac{2|p_B - p_{KB}|}{\rho}}, \end{aligned} \right.$$

где  $E$  — модуль объёмной упругости;  $E'$  — модуль объёмной упругости с учётом растворённого газа;

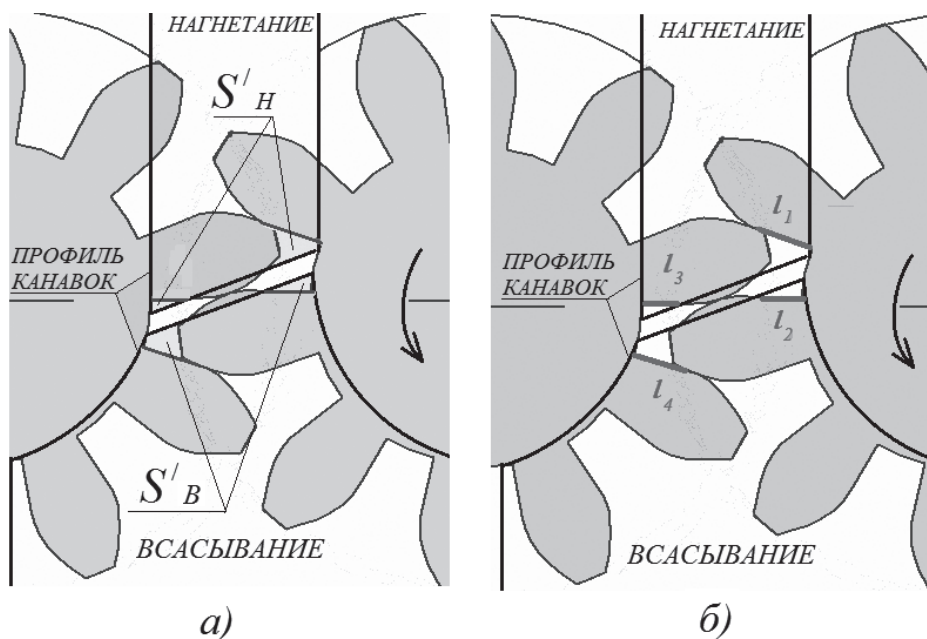


Рис. 4. Образование площадей контакта запертого объёма с разгрузочными канавками (а) и разгрузочных канавок с полостями нагнетания и всасывания (б)

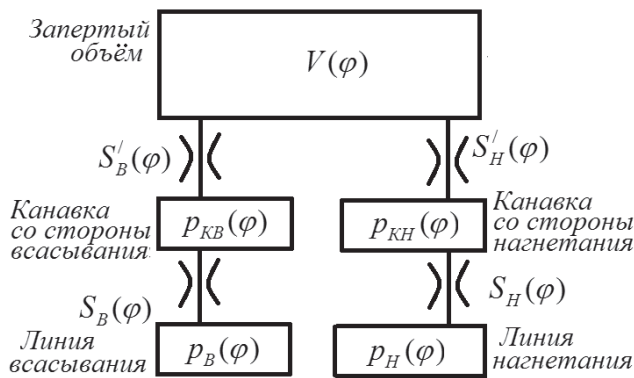


Рис. 5. Схема расчёта гидродинамики запертого объёма

$\delta$  — объёмное содержание газов в жидкости;  $p$  — давление в запертом объёме;  $p_{KB}$  — давление в канавке со стороны всасывания;  $p_{KH}$  — давление в канавке со стороны нагнетания;  $\rho$  — плотность жидкости;  $\mu$  — коэффициент гидравлических потерь;  $Q_H$  — объёмный расход в линию нагнетания;  $Q_B$  — объёмный расход в линию всасывания;  $m$  — масса жидкости в запертом объёме;  $V$  — запертый объём;  $V_{П+Г}$  — суммарный объём пара и газа.

Система для расчёта гидродинамики запертого объёма решалась с помощью метода конечных разностей. На основе разработанной модели в объектно-ориентированной среде программирования

объём оказывается отсечённым в этом положении от линий всасывания и нагнетания.

3. Профиль канавок на всасывание и нагнетание дорабатывается по окружности впадин зубьев.

**Практическое исследование**

Экспериментальная отработка математической модели проводилась на гидравлическом стенде в Институте акустики машин при СГАУ с помощью многоканальной измерительной системы LMS Mobile. Сравнение расчётных и экспериментальных пульсаций давления в полости нагнетания и всасывания для насоса НМШ-5-25-4, рабочей средой которого является масло «ТНК Гидравлик 32», приведено на рис. 6 [8].

Предложенная методика проектирования профиля разгрузочных канавок была реализована в насосе НМШ-5-25-4 (рис. 7) и позволила снизить заброс давления в запертом объёме (рис. 8), что привело к снижению пульсаций давления в области всасывания и вибраций в осевом направлении (рис. 9).

**Выводы**

Решена важная научно-практическая задача по созданию методик расчёта пульсаций давления и расхода в шестерённых насосах с учётом их конст-

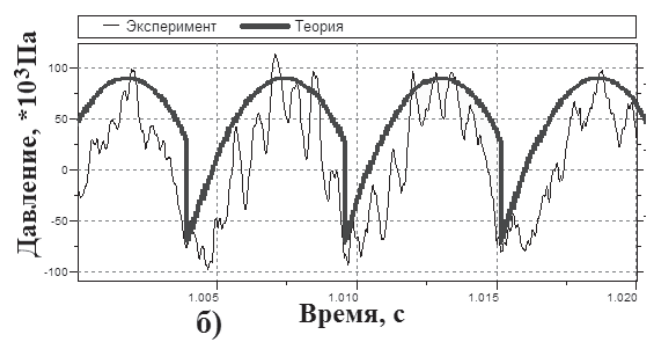
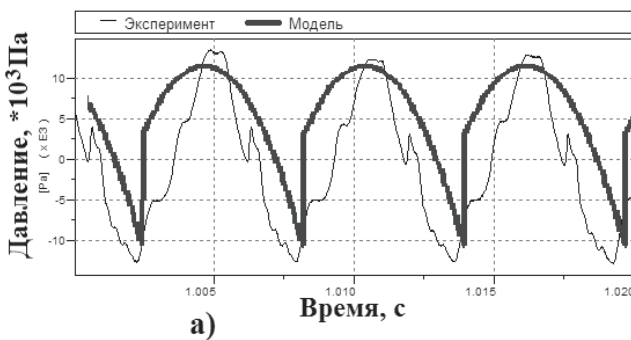


Рис. 6. Расчётные и экспериментальные пульсации давления в полости всасывания (а) и нагнетания (б) шестерённого насоса НМШ-5-25-4 при частоте вращения ведущего вала 16,7 Гц и давлении нагнетания 1,2 МПа

Delphi 2005 была разработана программа расчёта шестерённого насоса «Gears». На основе моделирования, проведенного при помощи программы «Gears», удалось создать методику проектирования профиля разгрузочных канавок, заключающуюся в следующем:

1. Строится профиль шестерён в момент, когда запертый объём минимален.
2. Формируется перемычка (бридж) между канавкой, работающей на всасывание и нагнетание, таким образом, чтобы её профиль повторял профиль запертого объёма. Таким образом, запертый

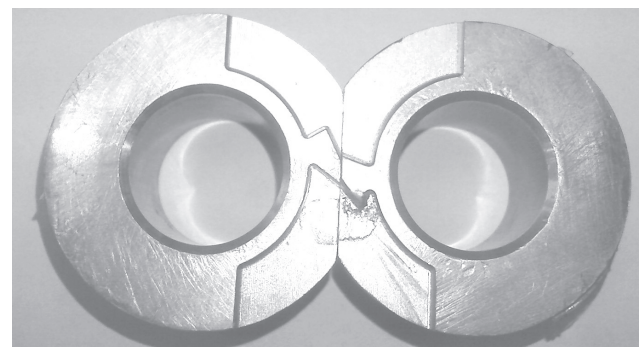


Рис. 7. Реализация профиля разгрузочных канавок в насосе НМШ-5-25-4

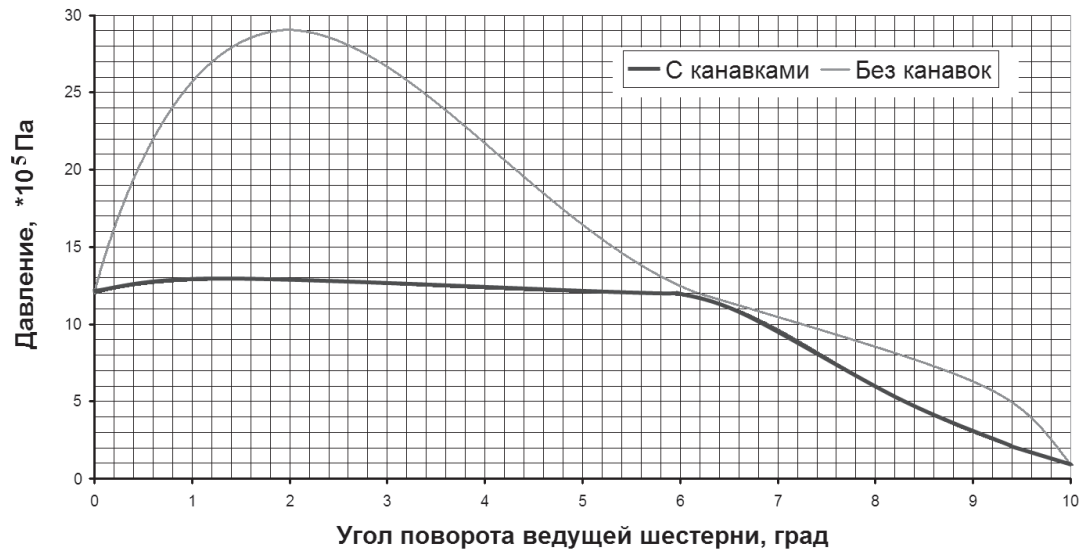


Рис. 8. Теоретические зависимости давления в запертом объёме от угла поворота ведущего вала при частоте вращения ведущего вала 16,7 Гц и давлении нагнетания 1,2 МПа

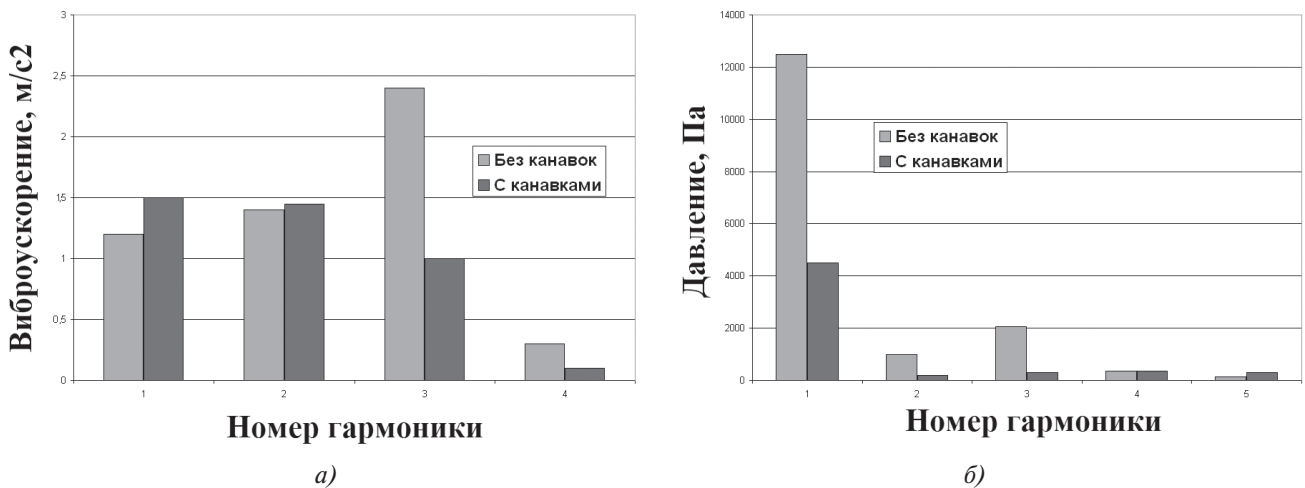


Рис. 9. Спектр измеренной вибрации в осевом направлении (а) и спектр измеренных пульсаций давления в полости всасывания (б) при частоте вращения ведущего вала 16,7 Гц и давлении нагнетания 1,2 МПа

руктивных особенностей, и разработаны мероприятия, обеспечивающие снижение динамических нагрузок на элементы качающего узла и присоединенные трубопроводы.

1. Разработана численная модель шестерённого насоса, учитывающая влияние нерастворённого газа и конструктивные особенности шестерён и подпятников, позволяющая рассчитывать пульсации давления и расхода на входе и выходе из насоса, а также пульсации давления в запертом объёме и наличие кавитационных явлений. На её основе создана методика проектирования профиля разгрузочных канавок, снижающих динамическую нагрузку агрегата.

2. Проведены экспериментальные исследования предложенного профиля разгрузочных канавок на стендовом оборудовании, показавшие эффективное снижение пульсаций давления на входе в насос, а

также вибраций корпуса насоса в направлении оси ведущего вала.

Результаты работы внедрены во Вроцлавском техническом университете (гор. Вроцлав, Польша) и Институте акустики машин (Самара).

*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках выполнения Государственного задания (Шифр: 9.1517.2017/ПЧ).*

**Библиографический список**

1. Хаустов А.И. Теоретическое исследование и испытание насосов нагнетательных систем летательных аппаратов // Вестник Московского авиационного института. 2008. Т. 15. № 1. С. 70-76.

2. *Гаспаров М.С.* Гидродинамика и виброакустика авиационных комбинированных насосных агрегатов: Дисс. ... к.т.н. — Самара, 2006. — 166 с.
3. *Клименко Д.В., Тимушев С.Ф., Корчинский В.В.* Сравнительный анализ пульсаций давления в вариантах трубчатого направляющего аппарата шнекоцентробежного насоса жидкостных ракетных двигателей // Труды МАИ. 2015. №82. URL: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=58687>
4. *Белов Г.О.* Методика расчета насосов и компрессоров объемного типа, обеспечивающая снижение их динамической нагруженности // Технология колесных и гусеничных машин. 2015. № 2(18). С. 51-56.
5. *Белов Г.О., Крючков А.Н., Родионов Л.В.* Снижение пульсаций подачи шестерённого насоса на основе математической модели гидродинамики запертого объёма // Судостроение. 2011. № 2(795). С. 36-38.
6. *Белов Г.О., Крючков А.Н., Родионов Л.В., Шахматов Е.В.* Экспериментальное исследование влияния параметров разгрузочных канавок на пульсационное состояние шестерённого насоса // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2010. Т. 12. №4. С. 157-160.
7. *Белов Г.О., Крючков А.Н., Родионов Л.В., Шахматов Е.В.* Математическая модель динамики работы запертого объёма шестерённого насоса с учетом движения подпятника // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2010. Т. 12. № 4. С. 151-156.
8. *Белов Г.О., Родионов Л.В., Будько М.В., Крючков А.Н., Шахматов Е.В.* Разработка математической модели гидродинамики «запертого» объёма в шестерённом насосе // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2009. № 3(19). С. 189-193.

## GEAR-TYPE PUMP DESIGN PROCEDURE DEVELOPMENT PROVIDING ITS DYNAMIC LOADING REDUCTION

**Belov G.O.<sup>1\*</sup>, Stadnik D.M.<sup>2\*\*</sup>**

<sup>1</sup> *Company «Salute»,*

*Moskovskoe shosse, 20 km, set. Mekhzavod, Samara, 443028, Russia*

<sup>2</sup> *Samara National Research University named after academician S.P. Korolev,*

*34, Moskovskoe shosse, Samara, 443086, Russia*

*\* e-mail: glebbelov@mail.ru*

*\*\* e-mail: sdm-63@bk.ru*

### Abstract

Aerospace hydraulic systems generate pressure and flow-rate oscillations in the course of their operation, which in its turn leads to vibrations and noise level increase.

Thus, the problems of the study can be formulated as follows:

1. Development of a model of hydrodynamic processes in gear-type pump, accounting for dynamic processes in a locked volume, two-phase nature and pressure oscillations of the working substance.

2. Balancing grooves profile in gear-type pump front foot bearing design, allowing working substance overpressure in the locked volume.

3. Determine experimentally the effectiveness of design procedures on the improvement of gear-type pump dynamic characteristics.

The authors realized numeric model with allowance for the two-phase nature of the flow and the pump's design features using programming language Delphi. Computations allowed obtain the fuel consumption patterns at the input and output of the pump, as well

as cavitation phenomenon in the locked volume. Based on computation results, a technique for balancing grooves in front foot bearing was developed.

The effectiveness of such changes in construction was demonstrated experimentally at the Institute of Machine Acoustics. Using scada system LMS Mobile the authors fixated reduction of vibration, pressure oscillations and noise for NMSH-5-25-4 pump.

Thus, all the planned tasks of the research were fulfilled.

The results of this work were implemented at Wroclaw technical university (Wroclaw, Poland) and Institute of Machine Acoustics (Samara, Russia).

**Keywords:** pressure pulsations, dynamic loading, cavitation processes, locked volume, balancing groove, leakages.

### References

1. Khaustov A.I. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2008, vol. 15, no. 1, pp. 70-76.

2. Gasparov M.S. *Gidrodinamika i vibroakustika aviatsionnykh kombinirovannykh nasosnykh agregatov* (Aircraft combined pumping units hydrodynamics and vibroacoustics). Doctor's thesis, Samara, SGAU, 2006, 166 p.
3. Klimenko D.V., Timushev S.F., Korchinskii V.V. *Trudy MAI*, 2015, no. 82, available at: <http://www.mai.ru/science/trudy/eng/published.php?ID=58687>
4. Belov G.O. *Tekhnologiya kolesnykh i gusenichnykh mashin*, 2015, no. 2(18), pp. 51-56.
5. Belov G.O., Kryuchkov A.N., Rodionov L.V. *Sudostroenie*, 2011, no. 2(795), pp. 36-38.
6. Belov G.O., Kryuchkov A.N., Rodionov L.V., Shakhmatov E.V. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2010, vol. 12, no. 4, pp. 157-160.
7. Belov G.O., Kryuchkov A.N., Rodionov L.V., Shakhmatov E.V. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2010, vol. 12, no. 4, pp. 151-156.
8. Belov G.O., Rodionov L.V., Bud'ko M.V., Kryuchkov A.N., Shakhmatov E.V. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2009, no. 3(19), pp. 189-193.