

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО КАНАЛА АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Н.А. Белов

ch5n@mail.ru

О.Ф. Никитин

nof1936@yandex.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрено течение потока рабочей жидкости в нагнетательном канале аксиально-поршневого насоса с торцевым распределением. Методом численного моделирования определены области геометрической формы канала, используемого в настоящее время в аксиально-поршневых насосах, отрицательно влияющие на динамические параметры протекающего по нему потока. Предложена конфигурация полости канала, позволяющая обеспечить более равномерное распределение динамических параметров по объему потока жидкости. Проведено исследование зависимости силового фактора — количества движения в выходном сечении — от формы канала, на основании чего определены оптимальные соотношения между опорными размерами, принятыми для построения трехмерной модели канала. Снижены потери энергии от протекания рабочей жидкости по каналу. Уменьшено результирующее силовое воздействие на нагнетательный патрубок и другие элементы, соединенные с насосом, и улучшены виброакустические характеристики насосного агрегата

Ключевые слова

Аксиально-поршневой насос, нагнетательный канал, количество движения, оптимизация, виброакустические характеристики

Поступила 15.11.2018

© Автор(ы), 2019

Введение. В аксиально-поршневых насосах широко используется канал нагнетания от торца блока цилиндров до выходного штуцера на крышке, геометрическая форма которого соответствует изображенной на рис. 1.

Основное преимущество используемой формы нагнетательного канала — сравнительно простая технология изготовления при имеющемся недостатке, заключающемся в резком изменении площади проходного сечения канала.

Исходные данные задачи исследования. Течение жидкости в нагнетательном канале (рис. 1) определяется размерами поршневой группы,

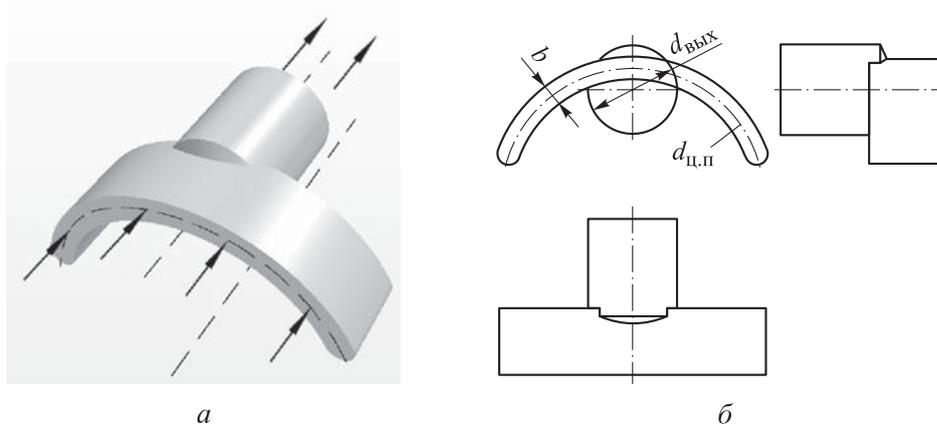


Рис. 1. Изометрическая проекция трехмерной модели нагнетательного канала аксиально-поршневого насоса с торцевым распределением (а); элементы чертежа канала нагнетания в крышке насоса (б):

$d_{ц.п}$ — диаметр расположения центров поршней (определяется конструкцией насоса);
 $d_{вых}$ — диаметр выхода; b — ширина серповидного входного окна

системой распределения и геометрической формой канала, что соответствует насосу со следующими основными характеристиками. Номинальная подача 30 л/мин при частоте вращения вала 1000 об/мин. Рабочая жидкость МГЕ-10А (при температуре 40 °С плотность $\rho = 821,8 \text{ кг/м}^3$, динамическая вязкость $\mu = 10 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$). Линейные размеры: $d_{п} = 15 \text{ мм}$, $d_{ц.п} = 58 \text{ мм}$, $d_{вых} = 24 \text{ мм}$, $b = 5 \text{ мм}$. Число поршней $z = 9$, площадь окна в блоке цилиндров $S_{ок.бц} = 69,7 \text{ мм}^2$. Рассмотрим конструкцию насоса без перемычек в серповидных окнах золотникового распределителя, так как насос рассчитан на относительно небольшое номинальное давление.

В разные моменты времени с полостью нагнетания связаны $(z - 1)/2$ или $(z + 1)/2$ из общего числа поршневых камер z [1, 2]. В данной конструкции насоса с нагнетанием поочередно соединяются четыре и пять поршневых камер. На рис. 2 показаны положения пяти поршневых камер, эпюры скоростей при прохождении рабочей жидкости через окна в блоке цилиндров [3, 4] и предполагаемые линии тока жидкости по нагнетательному каналу.

Математическая модель и принятые допущения. Математическая модель, описывающая течение жидкой среды, представляет собой систему уравнений, состоящую из уравнения неразрывности и уравнения Навье — Стокса в проекциях на плоскости XOY , XOZ и ZOX . Данная математическая модель ранее применялась для численного моделирования физических процессов в центробежных насосах [5, 6].

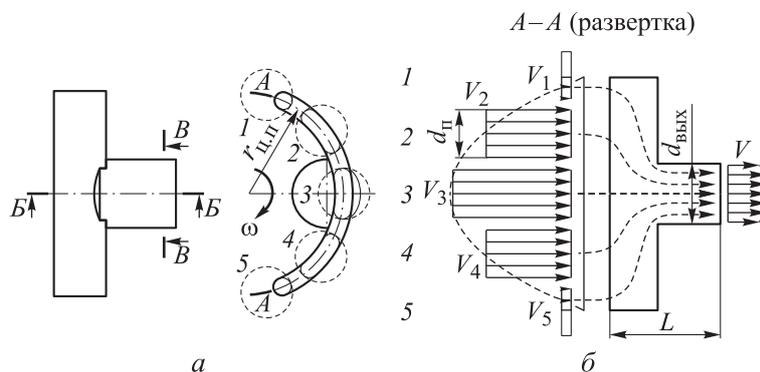


Рис. 2. Схема положений пяти поршневых камер (а); развертка сечения А–А нагнетательного канала, эпюры скорости потока в окнах поршневых камер и предполагаемые линии тока жидкости при протекании по каналу (б):

V_1 – V_5 — скорости жидкости в поршневых камерах; V — предполагаемая эпюра скорости на выходе нагнетательного канала; d_n — диаметр поршня; $d_{\text{вых}}$ — диаметр сечения выхода канала; L — длина канала; сечения Б–Б и В–В заданы для получения информации при дальнейшем исследовании

Моделирование движения жидкости в объемном аксиально-поршневом насосе выполняется с учетом особенностей насосов данного типа: гармонического закона изменения расхода на входе в нагнетательный канал и неравномерности подачи.

Для упрощения уравнений Навье — Стокса при моделировании течения жидкости приняты следующие допущения: связь тензора напряжения и скоростей деформации линейна, т. е. жидкость — несжимаемая ньютоновская; физические свойства моделируемой среды одинаковы во всех направлениях — жидкость изотропна; плотность постоянна во всем моделируемом объеме.

Исследование с использованием численного моделирования. Для исследования результатов гидродинамического моделирования наиболее показательными являются поля распределения величин по назначенным сечениям в момент соединения четырех поршневых камер с нагнетательным каналом, поскольку при данных условиях в канале наблюдаются максимальные скорости течения и максимально широкий диапазон распределения давления (рис. 3).

При анализе полученных изображений выявлены:

- неравномерное движение частиц потока, о чем свидетельствует общая картина распределения давления и скоростей;
- большой диапазон давлений по сечению, присутствуют зоны с отрицательным избыточным давлением, что соответствует высоким скоростям движения частиц жидкости в этих зонах;

– высокое давление вблизи границ сечения указывает на присутствие застойных участков — вихревых областей, в пределах которых жидкость движется по замкнутому контуру, не участвуя в общем течении потока.

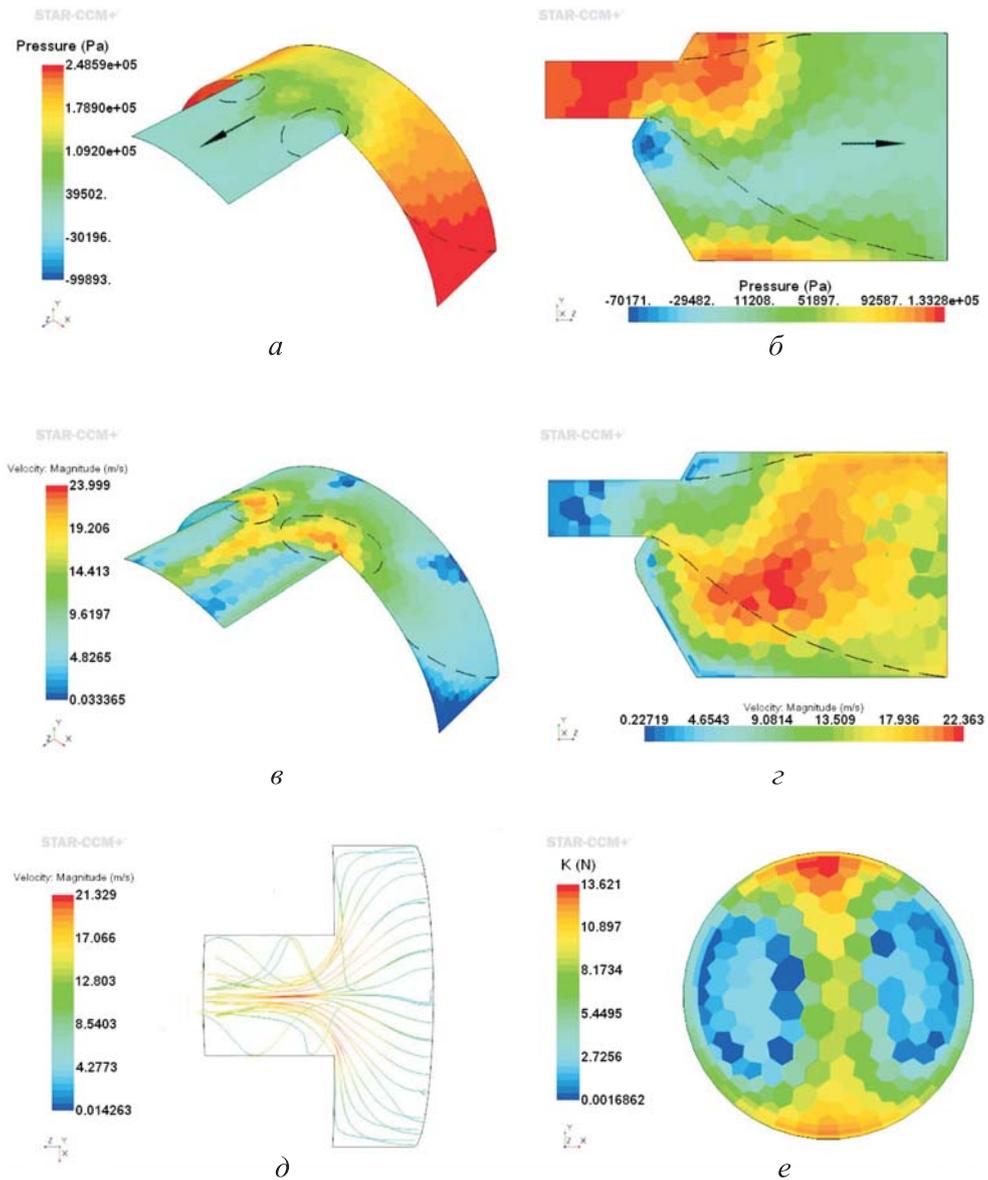


Рис. 3. Поля распределения давления: по цилиндрическому сечению А-А (а) и плоскому сечению В-В (б); поля распределения скоростей по сечениям А-А (в) и В-В (г); линии тока (д); поле распределения количества движения по плоскому сечению В-В на выходе нагнетательного канала (е)

Особый интерес представляет поле распределения количества движения по плоскому сечению на выходе из канала. Рассматриваемый поток, воздействуя на стенки канала (трубопровода), влияет на прочностные и виброакустические параметры всего изделия. Интенсивность воздействия определяется силовым фактором — количеством движения потока рабочей среды. Наилучшие виброакустические характеристики имеют потоки с наиболее равномерным распределением скоростей и давлений по сечениям [7].

При хаотичном течении струй потока (рис. 3, д) возможно образование двух фаз течения жидкости: сплошной жидкой и газожидкостной. Поток сплошной жидкой среды является основным для реализации расхода жидкости в канале. Газожидкостная часть общего потока в сечении канала имеет вид отрывной области от основного течения, в которой присутствует внутреннее вращательное движение частиц жидкости. Внутри этой области осредненные во времени линии тока представляют собой замкнутые кривые и течение в целом носит циркуляционный характер, так как в непосредственной близости к границе фаз направление векторов скоростей циркуляции совпадает с направлением движения сплошной жидкой фазы [8]. Положению циркуляционных фаз по скорости соответствуют зоны повышенных давлений.

Полученные изображения подтверждают необходимость определения геометрической формы нагнетательного канала, способной обеспечить более равномерное распределение приведенных величин, тем самым снизив потери давления по длине канала и уменьшив гидродинамическое воздействие на стенки присоединенного патрубка.

На основе информации, полученной с помощью полей распределения давления и скоростей, определены и штриховыми кривыми выделены газожидкостные и низкоскоростные зоны (рис. 3, а–д). Путем исключения данных нежелательных зон построены контуры и определены размеры трехмерной модели проточной части нагнетательного канала (рис. 4, 5, таблица) в крышке аксиально-поршневого насоса.

На рис. 5 приведены элементы чертежа данной трехмерной модели полости нагнетательного канала с основными линейными размерами (см. таблицу).



Рис. 4. Изометрическая проекция трехмерной модели проточной части нагнетательного канала

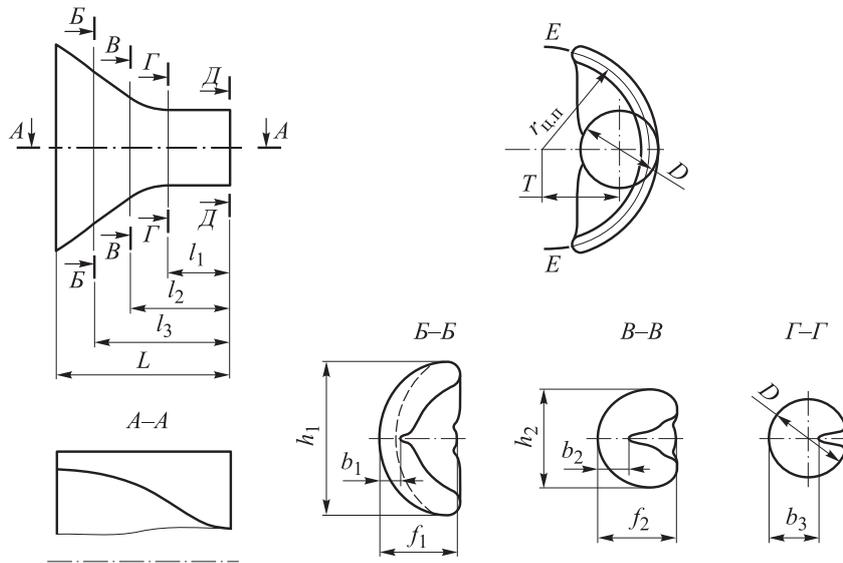


Рис. 5. Элементы чертежа спроектированной трехмерной модели нагнетательного канала, сечения $D-D$ и $E-E$ заданы для получения информации при дальнейшем исследовании

Основные линейные размеры трехмерной модели нагнетательного канала

Размер	Значение	Размер	Значение
l_1	$0,83D$	h_1	$2D$
l_2	$1,31D$	h_2	$1,30D$
l_3	$1,79D$	b_1	$0,27D$
f_1	D	b_2	$0,40D$
f_2	D	b_3	$0,63D$

В качестве опорных линейных размеров для разработки геометрии проточной части выбраны L , D и T . Размер D может быть предварительно определен из положения, что средняя скорость потока в напорном трубопроводе должна составлять $5...7$ м/с и в соответствии с общими рекомендациями. Зная геометрические параметры насоса, можно определить среднюю скорость на входе в нагнетательный канал, а из уравнения расхода найти размер D . Для рассматриваемого насоса средняя скорость во входном сечении канала составляет $5,2$ м/с, тогда $D = 0,020...0,024$ м.

Проведено численное гидродинамическое моделирование полученного нагнетательного канала с определенными в первом приближении размерами ($D = 22$ мм, $L = 50$ мм, $T = 20,5$ мм). Контрольные сечения аналогичны представленным на рис. 3.

На рис. 6, $a-g$ приведены поля распределения давления и скоростей в сечениях спроектированного канала. Анализируя полученные диаграм-

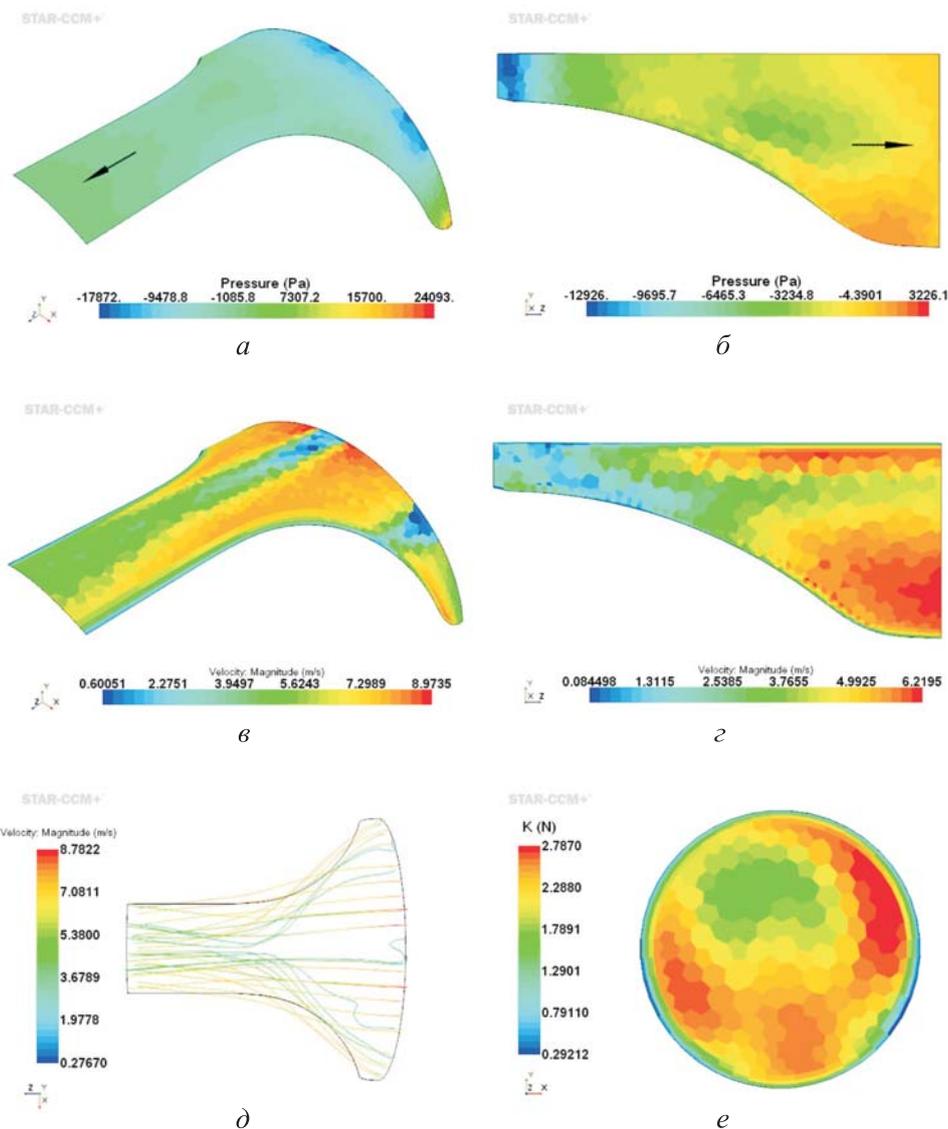


Рис. 6. Поля распределения давления: по цилиндрическому сечению $E-E$ (а) и плоскому сечению $A-A$ (б); поля распределения скоростей: по цилиндрическому сечению $E-E$ (в) и плоскому сечению $A-A$ (г); линии тока (д); поле распределения количества движения по плоскому сечению $D-D$ на выходе нагнетательного канала (е)

мы, выявили значительное выравнивание распределения величин по сечениям потока, чему свидетельствует уменьшение потерь энергии, вычисленных как разность средних давлений во входном и выходном сечениях. Для полученного канала потери составляют $\Delta p = 0,01$ МПа, для исходного $\Delta p = 0,11$ МПа.

Также уменьшился диапазон распределения количества движения (рис. 6, е), и, как следствие, уменьшилась на 30...35 % сумма количества движения выходного сечения спрофилированного нагнетательного канала в сравнении с исходным.

При сравнении линий тока жидкости (рис. 3, д и 6, д) видно струйное расположение линий тока на участке выхода потока из нагнетательного канала (см. рис. 6, д).

Для получения информации о плотности распределения количества движения [9] по выходному сечению при проведении расчета профиля канала с размерами $D = 22$ мм, $L = 50$ мм, $T = 20,5$ мм была определена зависимость суммы количества движения от времени (рис. 7) по тем областям сечения, где значение количества движения больше условно среднего, принимаемого равным $K_{у.ср} = \rho Q_{\max} V_{ср} \approx 2,5$ Н, где $\rho = 821,8$ кг/м³, $Q_{\max} = 30$ л/мин, $V_{ср} = 6$ м/с. Поскольку кинематика движения поршней аксиально-поршневого насоса основана на синусоидальном законе, полученная зависимость пропорциональна сумме полупериодов синусоид с различными фазами.

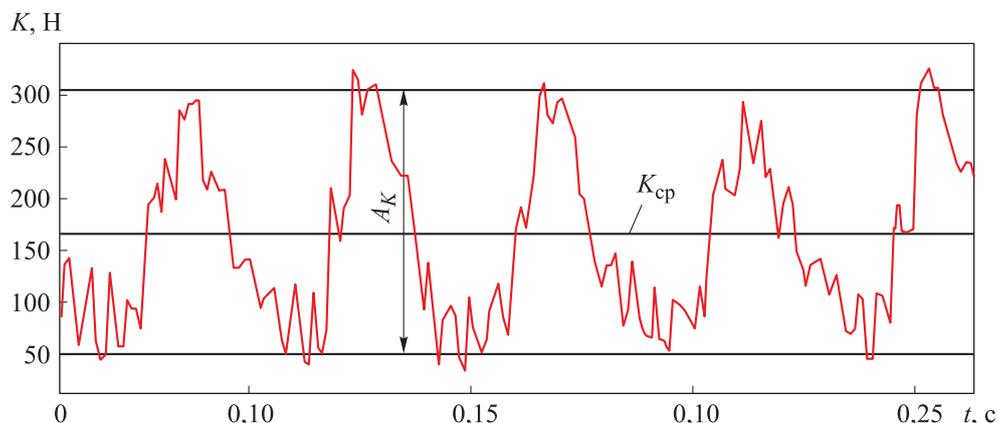


Рис. 7. Зависимость суммы количества движения K в выходном сечении канала от времени t

Полученные зависимости среднего значения суммы количества движения и амплитуды ее колебания от опорных размеров L , D и T приведены на рис. 8.

Из графиков следует, что средняя величина $K_{ср}$ и амплитуда колебаний A_k количества движения, просуммированного по областям выходного сечения, удовлетворяющих условию $K > K_{у.ср}$, в большей степени зависят от опорного размера D и практически не зависят от длины канала L . Для обес-

печения минимальных значений можно рекомендовать следующие выражения для вычисления L , D и T : $D = (1,0...1,18)D'$, $L = (2,18...2,55)D'$, $T = (0,89...0,96)D'$, где D' принимается равным среднему значению из найденного ранее диапазона (для рассмотренного насоса $D' = 22$ мм).

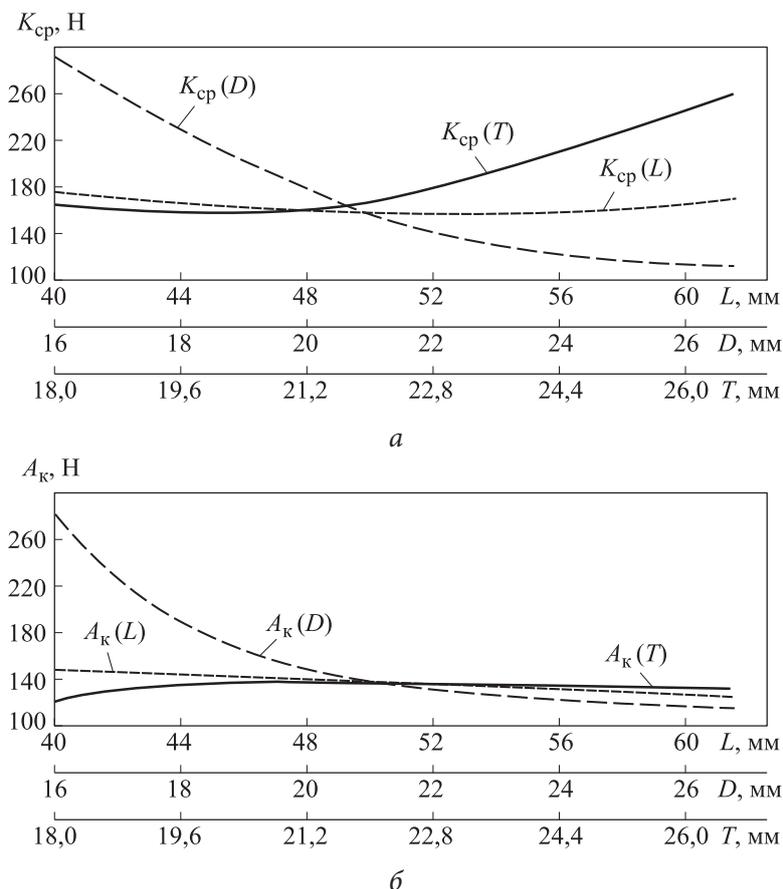


Рис. 8. Зависимости среднего значения суммы количества движения K_{cp} (а) и амплитуды ее колебания A_k (б) от опорных размеров L , D и T

Результаты, полученные в данном случае исключительно на основе расчетно-теоретических исследований, с достаточной точностью могут быть подтверждены экспериментально. Например, в [10] явление кавитации в аксиально-поршневом насосе изучено с помощью численного гидродинамического моделирования. В том числе был проведен эксперимент, по результатам которого удалось зафиксировать расхождение результатов, составившее менее 5 %.

Полученная геометрическая форма проточной части нагнетательного канала выглядит сложной с точки зрения технологии изготовления. Реализация построенной трехмерной модели с соблюдением всех вычислен-

ных размеров возможна с помощью прогрессивных аддитивных технологий [11].

Выводы. Результаты проведенных исследований позволяют:

– проектировать нагнетательный канал с наименьшими потерями энергии потока рабочей жидкости с одновременным снижением неравномерности потерь напора;

– получить более равномерную эпюру распределения скоростей по сечению на выходе потока из нагнетательного канала, что обеспечит минимальное силовое воздействие потока рабочей жидкости на стенки канала насоса и нагнетательного патрубка, способствуя улучшению виброакустических характеристик внешних связей.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Прокофьев В.Н., ред. Основы теории и конструирования гидропередач. М., Высшая школа, 1968.
- [2] Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., Машиностроение, 1969.
- [3] Борисов Б.П. Объемные гидромашины. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018.
- [4] Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.
- [5] Чабурко П.С., Ломакин В.О., Кулешова М.С. и др. Комплексная оптимизация проточной части герметичного насоса методом ЛП-ТАУ поиска. *Насосы. Турбины. Системы*, 2016, № 1, с. 55–56.
- [6] Родионов Л.В. Особенности моделирования гидродинамики рабочего процесса шестеренного насоса. *Известия Самарского науч. центра РАН*, 2017, № 4, с. 15–21.
- [7] Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Леньшин В.В. и др. Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах. Самара, СГАУ, 1998.
- [8] Никитин О.Ф. Влияние давления на выходе из дросселирующего элемента на коэффициенты истечения. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2018, № 6, с. 125–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-125-138
- [9] Прудников С.Н., Шадрин В.С. Моментные характеристики обратных клапанов в наклонных трубопроводах. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 11, с. 57–63. DOI: 10.18698/0536-1044-2016-11-57-63
- [10] Salutagi Sh., Creswick M., Yuan Q.H., et al. Axial piston pump performance prediction using 3D CFD simulation. *FPIRC15*, 2015. URL: https://nfpahub.com/events/wp-content/uploads/sites/2/2015/09/6.4_Yuan_Q_Axial_Piston_Pump_Performance_Prediction_using_3D_CFD_Simulation.pdf (дата обращения: 15.05.2019).
- [11] Свешников В.К. Аддитивные технологии шагнули в гидравлику. *Аддитивные технологии*, 2017, № 4, с. 49–51.

Белов Никита Александрович — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины, гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Никитин Олег Филиппович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины, гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Белов Н.А., Никитин О.Ф. Профилирование проточной части нагнетательного канала аксиально-поршневого насоса. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2019, № 6, с. 53–64. DOI: 10.18698/0236-3941-2019-6-53-64

PROFILING THE DISCHARGE CHANNEL FLOW PART OF AXIAL PISTON PUMP

N.A. Belov
O.F. Nikitin

ch5n@mail.ru
nof1936@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article considers the flow of the working fluid in the discharge channel of the axial piston pump with end distribution. Geometric region shapes of the channels, currently used in axial piston pumps, negatively affecting the dynamic parameters of the flow flowing through it, are determined by numerical simulation. The configuration of the channel cavity allowing a more uniform distribution of dynamic parameters over the volume of the fluid flow is proposed. The optimal ratio between the reference dimensions adopted for constructing a three-dimensional model of the channel was determined based on the study of the dependence of the power factor value, the amount of movement in the output section vs the shape of the channel. Energy loss due to flowing the working fluid through the channel is reduced. The resulting force effect on the discharge pipe and other elements connected to the pump is reduced and the vibroacoustic characteristics of the pump unit are improved

Keywords

Axial piston pump, discharge channel, amount of movement, optimization, vibroacoustic characteristics

Received 15.11.2018
© Author(s), 2019

REFERENCES

[1] Prokof'yev V.N., ed. *Osnovy teorii i konstruirovaniya gidroperedach* [Fundamentals of hydraulic drive theory and engineering]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1968.

- [2] Prokof'yev V.N. *Aksial'no-porshnevoy reguliruemyy gidroprivod*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969.
- [3] Borisov B.P. *Ob'emnye gidromashiny* [Positive-displacement hydraulic machines]. Moscow, BMSTU Publ., 2018.
- [4] Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and hydraulic drive]. Moscow, BMSTU Publ., 2012.
- [5] Chaburko P.S., Lomakin V.O., Kuleshova M.S., et al. Complex wet end part optimization of hermetic pump with LP-TAU method. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2016, no. 1, pp. 55–56 (in Russ.).
- [6] Rodionov L.V. The modeling of the external gear pump hydrodynamics. *Izvestiya Samarskogo nauch. tsentra RAN* [Izvestia RAS SamSC], 2017, no. 4, pp. 15–21 (in Russ.).
- [7] Gimadiev A.G., Kryuchkov A.N., Len'shin V.V., et al. Snizhenie vibroakusticheskikh nagruzok v gidromekhanicheskikh sistemakh. Samara, SGAU, 1998 (in Russ.).
- [8] Nikitin O.F. Effect of throttle output pressure on discharge coefficients. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2018, no. 6, pp. 125–138 (in Russ.).
DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-125-138
- [9] Prudnikov S.N., Shadrin V.S. Torque characteristics of check valves in inclined pipelines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2016, no. 11, pp. 57–63 (in Russ.).
DOI: 10.18698/0536-1044-2016-11-57-63
- [10] Salutagi Sh., Creswick M., Yuan Q.H., et al. Axial piston pump performance prediction using 3D CFD simulation. *FPIRC15*, 2015.
Available at: https://nfpahub.com/events/wp-content/uploads/sites/2/2015/09/6.4.Yuan_Q_Axial_Piston_Pump_Performance_Prediction_using_3D_CFD_Simulation.pdf (accessed: 15.05.2019).
- [11] Sveshnikov V.K. Additive technology stepped in hydraulics. *Additivnye tekhnologii* [Additive Technologies], 2017, no. 4, pp. 49–51 (in Russ.).

Belov N.A. — Student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Nikitin O.F. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Belov N.A., Nikitin O.F. Profiling the discharge channel flow part of axial piston pump. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2019, no. 6, pp. 53–64 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2019-6-53-64