

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОУДАРА В АКСИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНОМ НАСОСЕ

Третьякова Е. А.¹

(ФГБУН Институт проблем управления
им. В.А. Трапезникова РАН, Москва)

Представлен подход к моделированию аксиально-плунжерного насоса компакт-серии с наклонным блоком и выполнен гидродинамический расчет. Были изучены существующие модели аксиально-плунжерного насоса, в ходе чего обнаружен скачок расхода в момент гидроудара, однако «величина удара» была неизвестна. При моделировании вводились допущения, связанные со свойствами рабочей жидкости и геометрией плунжера, также не учитывались температурные изменения. В процессе моделирования были выделены четыре этапа. Первый этап включает в себя создание объема жидкости – жидкостную модель по твердотельной модели насоса. На втором этапе была создана сетка. Третий этап посвящён созданию макросов для движения выделенных ранее составляющих насоса. На четвёртом этапе все подготовленные части модели выгружаются во Fluent 18.1 и производится установка параметров расчёта. Адекватность полученной модели была оценена при помощи сравнения смоделированного полного расхода насоса с величиной теоретического расхода, рассчитанной аналитически. В ходе моделирования была вычислена амплитуда скачка давления во время гидроудара на рабочем режиме насоса при максимальном давлении нагнетания. Был предложен метод по его снижению. Внесены изменения в конструкцию плунжера. Проведен расчет на прочность измененной конструкции.

Ключевые слова: аксиально-плунжерный насос, гидродинамический расчёт, модель, плунжер, сетка, удар, клапан.

1. Введение

Аксиально-плунжерные гидромашины (АПГ) – один из типов объемных гидромашин, широко используемых в качестве гидронасосов или гидромоторов в авиационной и строительной технике, а также станкостроении, где требуется малая подача рабочей жидкости при достаточно высоких её напорах. Также важно отметить компактность и малый вес по сравнению с другими конструкциями поршневых насосов (рис. 1). Малые детали

¹ Екатерина Алексеевна Третьякова, студент (ekaterina_tretikova@mail.ru).

и расположение камер вдоль приводного вала дают меньшие вибрации и низкую инерцию.

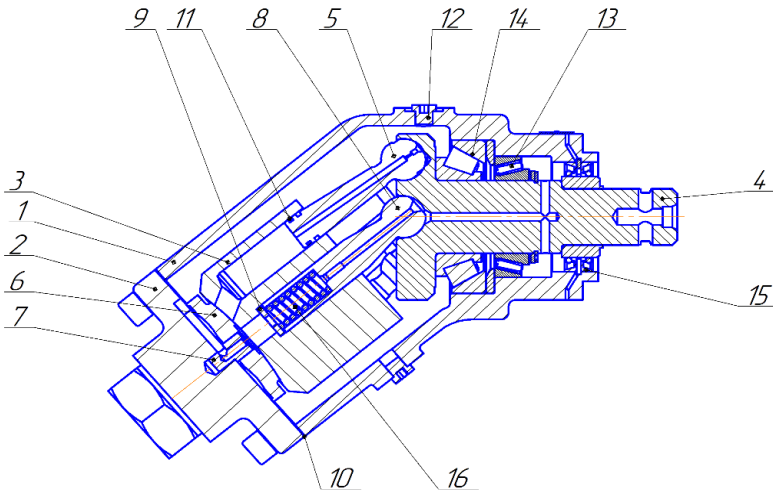


Рис. 1. Аксиально-плунжерный насос: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – блок цилиндров; 4 – вал; 5 – плунжер; 6 – торцевой распределитель; 7 – штифт; 8 – сферическая часть оси; 9 – упор; 10 – уплотнение; 11 – уплотнение цилиндров плунжеров; 12 – заглушка; 13 – радиально-упорный подшипник; 14 – радиально-упорный подшипник

Насосы объемного типа широко распространены в различных гидросистемах из-за свойственной им независимости генерируемого расхода от давления в системе и частоты вращения приводного вала. Принцип работы объемных гидромашин основан на периодическом изменении объема рабочих камер, что приводит к пульсациям подачи, которые в свою очередь приводят к вибрации ограждающих элементов. Такие динамические нагрузки приводят к вибрации, нарушению герметичности и разрушению системы [5].

На сегодняшний день исследования по уменьшению динамических нагрузок ведутся в разных направлениях. В работе рассматривается подход, связанный с созданием динамической

модели с целью выявления природы и направленности гидроудара для дальнейшей его компенсации.

2. Литературный обзор

В ходе анализа существующих моделей аксиально-плунжерного насоса было выделено две основных группы исследований. *Локальное* математическое моделирование создаётся для того, чтобы показать линии тока жидкости в определённой области объекта. Данные модели служат для рассмотрения процессов в относительно небольших объёмах, таких как: канавки, зазоры, каналы всасывания или нагнетания, ходовая часть (например, расчёт спроектированного нагнетательного канала или же моделирование течения жидкости в цилиндре) [1, 3, 4, 6, 8, 9]. *Обобщённое* моделирование показывает динамику течения жидкости в гидравлической системе, учитывая трубопроводы и дополнительные элементы [2, 7]. Обычно данные модели используются для получения пульсационной картины и часто сопровождаются данными эксперимента (например, моделирование насоса с целью изучения дросселирующего отверстия). В данных моделях отличительными допущениями являются упрощённое движение плунжеров и отсутствие зазоров. Важным аспектом является то, что во многих работах говорилось о явлении *гидроудара*, который проявлялся в скачкообразном поведении графиков расхода, однако не было чёткого представления о его величине и направленности. Из анализа существующих модификаций плунжера можно сделать вывод об их немногочисленности [10].

3. Процесс моделирования

В рамках данного исследования проведено моделирование рабочего процесса аксиально-плунжерного гидронасоса компакт-серии для 1 плунжера.

Необходимо обозначить допущения, которые принимались при данном моделировании:

1. Несжимаемая жидкость. Данная модель сплошной среды подразумевает сохранение плотности при изменении давления.

Сжимаемость среды показывается процентным содержанием воздуха в ней и важна для анализа кавитации в насосе. Данное допущение оправдывается ограниченными вычислительными ресурсами и незначительным влиянием на изучаемый процесс. При определении явления отрицательного гидроудара (при резком открытии задвижки) нет необходимости учитывать сжимаемость жидкости, так как нет образования кавитационных процессов.

2. Температура. В данной имитационной модели учитывалась стандартная (по настройкам Fluent) температура рабочего тела. Параметры, зависящие от температуры, (плотность и вязкость жидкости) принимались при $t = 20$ °С. Это обосновывается тем, что действительная температура рабочего тела во время процесса неизвестна. Очевидно, реальная температура превышает принимаемую, что, в свою очередь, повлияет на амплитуду удара. Рабочий процесс приводит к повышению температуры, от чего проявляется уменьшение вязкости и плотности (т.е. уменьшение способности жидкости сопротивляться сторонним воздействиям), результатом является увеличение амплитуды гидроудара.

Данная погрешность результатов не скажется при подходе к модификации плунжера, так как расчёт демпфирующих и упругих сред будет идти по наименьшему давлению (если расчитать для меньшего давления, то будет функционировать при более высоком).

3. Геометрические допущения в виде отсутствия канавок и дросселирующих отверстий в распределительном блоке. Учёт данных модификаций распределительного блока значительно усложнил бы процесс создания модели и сетки. Расчёт канавок и их эффективность не входит в тему данной работы. Главная задача – смоделировать рабочий процесс АПП и провести модификацию плунжера.

4. Допущение геометрии и движения плунжера. В данной работе принималась идеализированная цилиндрическая форма плунжера: без осевого канала и не коническая, что значительно упрощает создание сетки. Также не учитывается радиальное биение, что упрощает задание движения.

5. Утечки. При моделировании соблюдалась идеальная изоляция как зон нагнетания и всасывания, так и цилиндра с пространством внутри корпуса. Перетечки между окнами нагнетания и всасывания в торцевом распределителе являются незначительными, а утечки через противоположный торец цилиндра влияют на полученные результаты расхода. В этом случае правильность полученного расхода мы сможем проверить через теоретический расход насоса.

Создание динамической модели удобно разбить на этапы. На первом этапе моделирования была создана жидкостная модель для расчёта по твердотельной. Модель разбита на 3 тела: зона нагнетания, зона всасывания (что называется статор) и цилиндры с каналами – ротор.

Второй этап представляет собой создание сетки. Конечная сетка модели состоит из 4 тел (рис. 2). Сетка имеет максимальный коэффициент скошенности 0,65, а средний – 0,15, что говорит о её качественности. Всего в сетке 148 734 элемента.

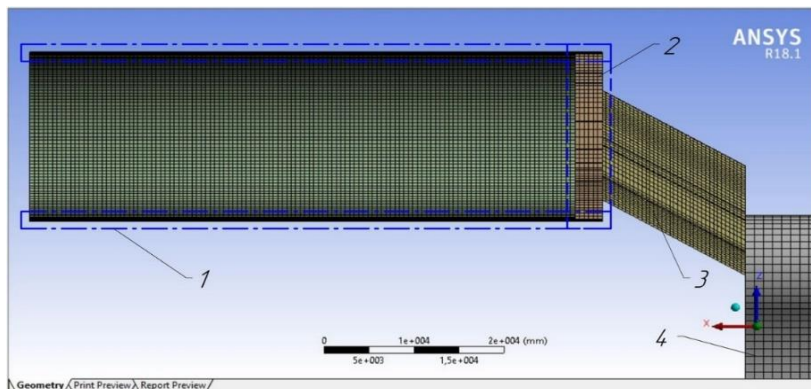


Рис. 2. Сетка модели: 1 – зазор; 2 – область перемещения плунжера; 3 – подвод; 4 – области нагнетания и всасывания

Третий этап включает в себя создание макросов (UDF-файлы) на платформе Microsoft Visual Studio 2012. Путём проб и ошибок было выявлено преимущество вращения тела «статор»,

а не «ротор». Это обосновывается визуальным представлением результатов. Закон движения плунжеров синусоидальный.

На *четвёртом этапе* сетка выгружается во Fluent 18.1, где происходит задание параметров расчёта, граничных условий и макросов движения. Важной частью данного этапа является грамотная настройка параметров перестраивающейся сетки (Dynamic Mesh) и подбор разбиения для рабочего цикла (2900 шагов). Это связано с функцией динамической сетки: необходимо создать такое перемещение тела (создаваемой сетки), чтобы оно было меньшим, чем сам размер сетки для правильного выполнения «Layering» и перестроения сетки.

4. Анализ полученных результатов

Можно отметить, что давление начало возрастать на 1533 шаге, максимальное значение составляет $P = 46,5$ МПа в теле подвод (рис. 2) на 1557 шаге, что превышает давление зоны нагнетания на $\Delta P = 11,5$ МПа (составляет 32,9% от давления зоны нагнетания) (рис. 3).

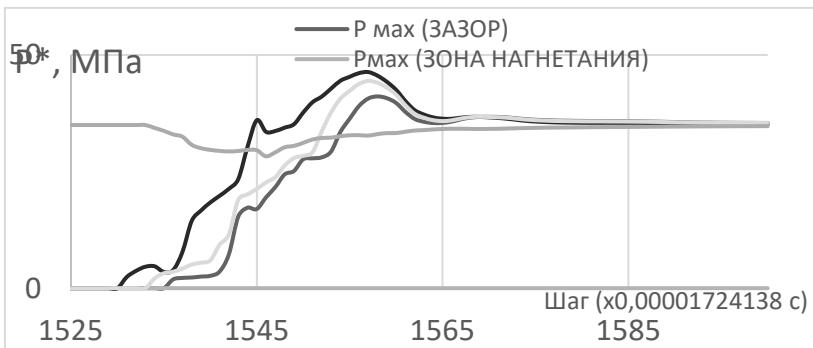


Рис. 3. График зависимости полного давления от шага

Также важно рассмотреть поле распределения давления и векторное направление скорости потока (рис. 4). Векторы направлены в сторону цилиндра, следовательно, основной удар приходится именно на него, т.е. на плунжер.

Резкий скачок параметров сказывается и на картине расхода (рис. 5). На графике можно увидеть кратковременные пики расхода.

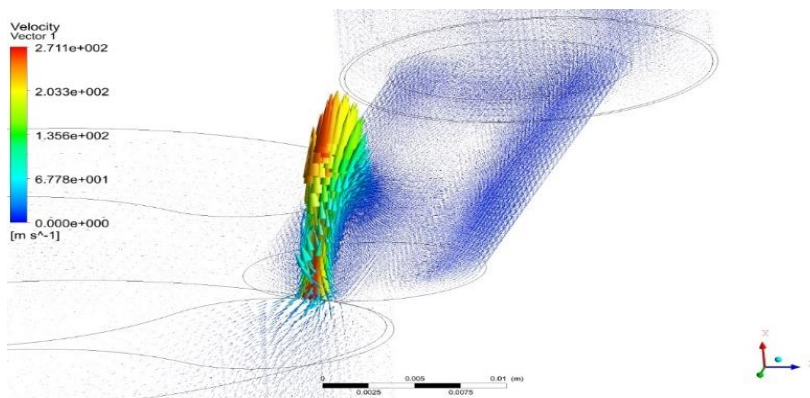


Рис. 4. Векторы скорости потока в момент гидроудара

Среднее значение расхода в данной модели можно определить из графика путём деления разницы максимального и минимального значений пополам, т.е. на один плунжер приходится теоретический расход, равный

$$(1) Q_{\text{сред}1}^{\text{теор}} = \frac{Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}}{2} = \frac{5344 - 13}{2} = 20,22 \text{ л/мин.}$$

Для определения смоделированного полного расхода для аксиально-плунжерного насоса необходимо полученный средний теоретический расход умножить на количество плунжеров ($z = 7$):

$$(2) Q_{\text{сред}}^{\text{теор}} = Q_{\text{сред}1}^{\text{теор}} \cdot z = 20,22 \cdot 7 = 141,54 \text{ л/мин.}$$

Безусловно, данное допущение является грубым, так как не учитываются перетечки между плунжерами во время их одновременного перекрытия зоны нагнетания, однако этого достаточно для оценки порядка расхода и, следовательно, правильности моделирования. Для данной проверки сравнивается смоделированный расход и значение теоретического расхода, которое получено аналитическим путём.

Данное значение соответствует теоретической величине расхода (без учёта объёмных потерь). Сравнивая его с величиной, рассчитанной аналитически, которая равна

$$(3) Q_m = \frac{Q_{эф}}{\eta_0} = \frac{7,5}{0,97} = 7,73 \frac{\text{м}^3}{\text{час}} = 0,13 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}} = 130 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

Разница значений в 8,9% говорит о правильном функционировании модели.

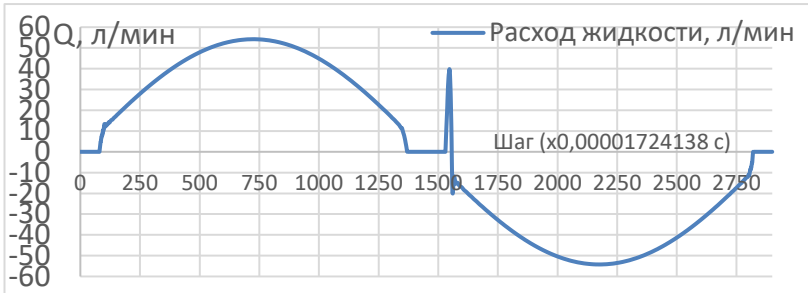


Рис. 5. График расхода жидкости для 1 плунжера, л/мин

5. Модификация конструкции

Полученные данные о величине удара и его направлении дают основания для его компенсации путём демпфирования: резкий скачок давления гасится упругой средой или механизмом. При условии наличия необходимых материалов внутри плунжера можно расположить демпфирующий, невпитывающий материал или демпфирующую среду, в которой бы находилась сферическая головка плунжера. Упругое демпфирование мест соприкосновения плунжера с управляющим валом позволит компенсировать вибрации в сторону ответственного органа системы. Данные идеи пока имеют только теоретический характер. Для осуществления упругой компенсации гидроудара также можно рассмотреть предохранительный клапан с пружиной (рис. 6).

Данная конструкция была рассчитана на прочность в программе ANSYS Workbench 18.1. Основное тело модифицированного плунжера было разбито на элементы размера 1 мм,

а места с содержанием концентраторов напряжений, острых кромок по 0,2 мм. Пружина проходит расчёт на прочность. Но запирающий элемент и корпус плунжера не проходят по коэффициенту запаса текучести. Небольшая разница коэффициентов запаса от минимальных необходимых показывает возможность доработки конструкции.

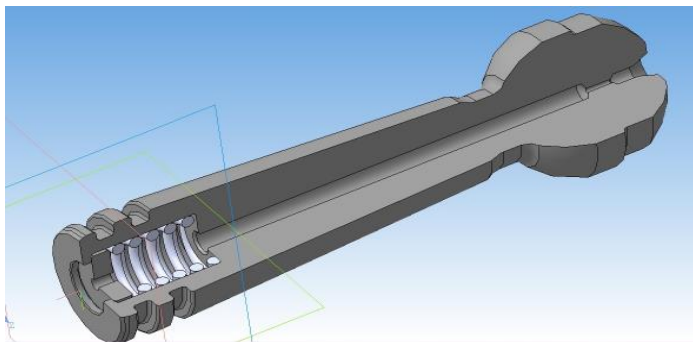


Рис. 6. 3D-модель предложенной модификации

6. Заключение

Проведён подробный анализ явления гидроудара и показана необходимость его исключения. Осуществлён анализ имеющихся подходов динамического моделирования АПГ и конструкций плунжеров.

Выполнен динамический расчёт рабочего процесса аксиально-плунжерного насоса. Результатами являются графики расхода и давлений, динамическое представление процесса гидроудара и деформации пружины в предохранительном клапане. Определена амплитуда гидроудара $\Delta P = 11,5 \text{ Мпа}$, который на 32,9% превышает значение давления зоны нагнетания.

Выдвинуты методы, направленные на борьбу с гидроударом. Проведён анализ на прочность одной из предложенных конструкций. Полученные результаты могут быть использованы при разработке новых и модификации имеющихся аксиально-плунжерных гидромашин (АПГ).

Литература

1. БЕЛОВ Н.А., НИКИТИН О.Ф. *Профилирование проточной части нагнетательного канала аксиально-поршневого насоса* // МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 2019. – 53 с.
2. НИКОЛЕНКО И.В., РЫЖАКОВ А.Н. *Математическое моделирование рабочего процесса в гидроприводе на основе регулируемых аксиально-поршневых гидромашин* // Наука и образование. МГТУ им. Баумана. – 2015. – №9 – С. 17–31.
3. ПУЗАНОВ А.В. *Гидромеханический анализ ходовой части аксиально-поршневой гидромашинны* // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – №4. – С.161–169.
4. ПУЗАНОВ А.В., ЕРШОВ Е.А. *Моделирование индикаторной диаграммы аксиально-плунжерной гидромашинны* // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – №3(56) – С. 29–35.
5. РОДИОНОВ Л.В. и др. *Методические указания для курсового проекта «Проектирование объемного насоса» метод. указания.* – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – С. 32.
6. BERTA G.L., CASOLI P, VACCA A. *Simulation model of axial piston pumps inclusive of cavitation* // Proc. of Fluid Power Systems and Technology Division (FPSTD) ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2015.
7. BIN ZHANG, JIEN MA, HAOCEN HONG, HUAYONG YANG, YOUTONG FANG *Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pump based on the computational fluid dynamics method* // Journal of Aeronautics. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. – 2017. – Vol. 11. – P. 86–95.
8. EDGE K.A., DARLING J. *Cylinder pressure transients in oil hydraulic pump with sliding plate valves.* – School of Engineering, University of Bath, 2016. – 45 p.
9. GUAN CHANGBIN, JIAO ZONGXIA, HE SHOUZHAN *Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston pump with damping holes in valve* // Journal of Aeronautics. School

of Automation Science and Engineering, Beihang University, Beijing, China, 2013. – 182 p.

10. IVANTYSYNOVA M. *The Piston Cylinder Assembly in Piston Machines // A Long Journey of Discovery* Maha Fluid Power Research Center, Purdue University, USA, 2013. – 25 p.

SIMULATION OF A WATER HAMMER IN AN AXIAL PISTON PUMP

Ekaterina Tretyakova, V.A. Trapeznikov Institute of Control Sciences of RAS, Moscow, student (ekaterina_tretikova@mail.ru).

Abstract: The paper presents an approach to modeling an axial piston pump compact series with an inclined block and performed a hydrodynamic calculation. Existing models of the axial piston pump were studied, during which a jump in flow was found at the time of water hammer, but the "shock magnitude" was unknown. During modeling, assumptions related to the properties of the working fluid and the geometry of the plunger were introduced, and temperature changes were also not taken into account. Four stages were identified in the modeling process. The first stage involves the creation of a fluid volume - a fluid model from a solid model of the pump. In the second step, a mesh was created. The third stage is devoted to creating macros for the movement of the previously selected pump components. At the fourth stage, all prepared parts of the model are uploaded to Fluent 18.1 and the calculation parameters are set. The adequacy of the resulting model was assessed by comparing the simulated total pump flow with the theoretical flow calculated analytically. Upon the simulation, the amplitude of the pressure jump was calculated during the water hammer in the operating mode of the pump at the maximum discharge pressure. A method was proposed to reduce it. Changes have been made to the design of the plunger. The strength of the modified structure was calculated.

Keywords: axial piston pump, hydrodynamic calculation, model, plunger, mesh, water hummer, valve.

УДК 62-12

ББК 31.16

DOI: 10.25728/ubs.2023.101.5

*Статья представлена к публикации
членом редакционной коллегии Я.И. Квинто.*

Поступила в редакцию 27.11.2022.

Опубликована 31.01.2023.