

УДК 621.671

Полешкин М.С. к.т.н., доцент каф. «Гидравлика, ГПА и ТП», ФГБОУ ВО ДГТУ;

Поварова М.Е. ст. гр. УИ41, ФГБОУ ВО ДГТУ;

Мозгалева А.А. ст. гр. УИ41, ФГБОУ ВО ДГТУ.

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ГИДРОАППАРАТОВ НА ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ

Аннотация. В работе рассматривается разработка двухсекционного центробежного насоса предназначенного для испытаний на прочность и герметичность гидроаппаратуры на специальном стенде. Составлена математическая модель и проведены исследования разработанной конструкции насоса, которые позволили установить параметры его функционирования.

Abstract. In this paper deals with the development of a two-section centrifugal pump designed to test the strength and tightness of hydraulic equipment on a special stand. The mathematical model is developed and studied design of the pump, which allowed him to set operating parameters.

Ключевые слова: центробежный насос, испытания на герметичность, методика расчета, математическое моделирование.

Key words: centrifugal pump, leak testing, calculation methods, mathematical modeling.

Современное промышленное оборудование должно обладать высоким уровнем надежности, в связи с чем, особое внимание уделяется заключительным стадиям производственного контроля. В большинстве систем тепло- и водоснабжения используются запорно-регулирующая гидроаппаратура, приемосдаточные испытания которой обязательно включают в себя испытания на прочность и герметичность. В этих случаях требуется создать избыточное давление на входе в аппарат до 200 м. вод. ст. на период времени до 2-х минут [1]. В связи с этим, разработка специализированного испытательного стенда требуется введение в конструкцию нестандартного устройства насосного агрегата, способного работать в заданном режиме.

Представленные на рынке решения насосов, не удовлетворяют по массогабаритным параметрам и стоимости, поскольку являются зарубежными разработками (Wilo, Grundfos), что обуславливает задачу создания оригинального решения центробежного насоса под заданные параметры. Расчет, проектирование и его дальнейшее исследование является целью данной работы.

Создание давления более 120 м.вод.ст. целесообразно производить многоступенчатым насосом, поэтому за аналог принята конструкция насоса типа ЦНС. Для заданного давления в 200 м.вод.ст. достаточно использовать 2 последовательные ступени насоса. Используя известную методику и программный пакет Mathcad [2], по заданным параметрам выполнен расчет, в ходе которого определены следующие параметры (табл.1) для проектирования и моделирования центробежного насоса.

Таблица 1. Исходные данные для расчета центробежного насоса

Параметры	Значения	Коэффициенты	
		Наименование	Значение
Число потоков (1-2)	$k_n = 1$	k_3	1,1
Количество ступеней, 1-п	$I=2$	k_2	0,8
Подача насоса, м ³ /ч	$Q_H=20$	k_1	0,06
Напор насоса, м	$H_H=200$	k_4	0,55
Частота вращения рабочего колеса, об/мин	$n=1450$	Коэффициент стеснения на входе k_{11}	1,1
Толщина лопасти, м чугун (3-4), сталь (3-5)	$s=4$	Коэффициент скорости закручивания V_{u2}	0,5
Число участков изменения интервалов величин r , W , V_m (8-10)	$j=8$	Коэффициент стеснения на выходе k_{21}	1,1
Плотность воды, кг/м ³	$\rho=1000$	Механический КПД, η_m	0,96

Данные полученные в результате расчета, представлены в таблице 2, являются основополагающими для дальнейшего проектирования:

- Канала рабочего колеса в меридианном сечении;
- Профиля лопасти рабочего колеса;
- Спирального отвода с круговым сечением.

Таблица 2. Результаты расчета параметров расчета центробежного насоса

№ п/п	Наименование	Значение	№ п/п	Наименование	Значение
1	dv – диаметр вала	0,04 м	6	r2 – радиус РК на выходе	0,173 м
2	Do – диаметр входа в РК	0,168 м	7	b – ширина РК на выходе	0,0234 м
3	r1 – радиус средней кромки лопасти	0,076 м	8	r3 – радиус начала кругового сечения спирального. отвода	0,18 м
4	lvt – длина втулки	0,67 м	9	b3 – ширина спирального отвода	0,041 м
5	z – количество лопастей	6			

При проектировании полученные в результате расчета параметры непроточной части корректировались в соответствии с выбранным прототипом центробежного насоса (тип ЦНС), имеющего аналогичные параметры (Q_n, H_n, n_s, N)[3].

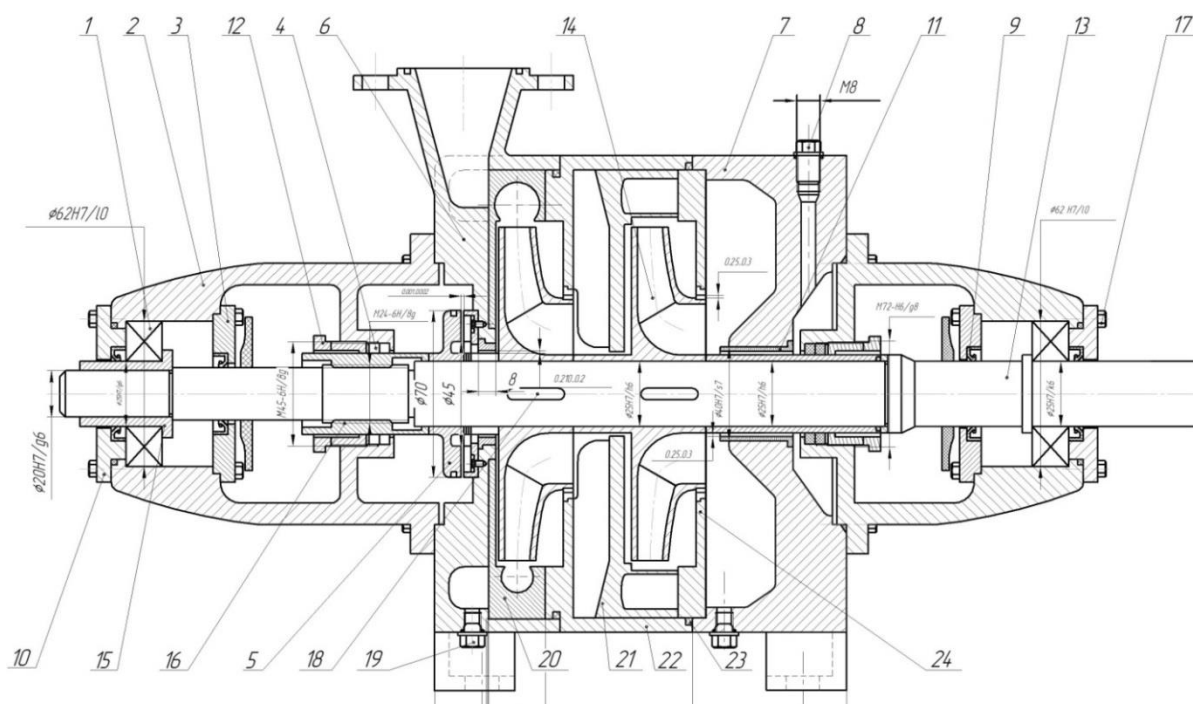


Рис.1. Общий вид конструкции проектируемого насоса: 1 – подшипник; 2 – кронштейн; 3 – крышка внутренняя; 4 – набивка сальниковая; 5 – пята гидравлическая; 6 – корпус; 7 – крышка корпуса; 8, 17 – болт; 9 – манжета; 10 – крышка подшипника; 11, 16 – втулка; 12 – крышка сальника; 13 – вал; 14 – рабочее колесо; 15 – отбойник; 23 – уплотнение.

Общий вид спроектированного 2-х ступенчатого насоса представлен на рис.1. Дальнейшее исследование разработанного центробежного насоса проводили при его рабочих параметрах указанных в таблице 2, при этом математическое моделирование проводилось для процесса пуска насоса, с целью определения устойчивого режима работы.

Центробежный насос при исследовании, рассматривается как объект управления, описание его статических и динамических режимов, составлено на основе математической модели центробежного насоса [4].

Математическое описание напорной характеристики насоса задается следующим выражением:

$$H = h_0 \cdot \omega^2 + b \cdot \omega - rH \cdot q^2, \quad (1)$$

где h^0 – приведенный напор холостого хода насоса, м;

b – коэффициент, характеризующий линейную зависимость между напором и подачей насоса;

rH - коэффициент, характеризующий внутреннее гидравлическое сопротивление насоса.

В уравнении (1) два первых члена определяют процесс передачи энергии от рабочего колеса жидкости, а третий член определяет суммарные потери центробежного насоса, пропорциональные квадрату производительности. Из этого следует, что динамические показатели и инерционность насоса определяется двумя первыми слагаемыми уравнения. Для получения зависимостей, характеризующих поведение насоса в динамике, обозначим $z = h_0 \cdot \omega^2 + b \cdot \omega$ как динамическую составляющую характеристику центробежного насоса.

Динамическую характеристику насоса с учетом переходных процессов в нем можно представить в виде:

$$T_H \frac{dz}{dt} + z = b \cdot \omega + h_0 \cdot \omega^2, \quad (2)$$

Математическая модель системы преобразователя частоты – асинхронного двигателя (ПЧ – АД) с обратной связью по скорости – центробежный насос, на основе системы уравнений (1) и (2), будет иметь следующий вид:

$$\frac{d\Delta\omega}{dt} = \frac{1}{\beta T_m} (\Delta M - \Delta M_c), \quad (3)$$

$$T_\omega \frac{d\Delta M}{dt} + \Delta M = \beta (\Delta\omega_0 - \Delta\omega), \quad (4)$$

$$T_{ПЧ} \frac{d\Delta\omega_0}{dt} + \Delta\omega_0 = k_{ПЧ} \Delta U_{PC}, \quad (5)$$

$$T_{PC} \frac{d\Delta U_{PC}}{dt} = \Delta U_y - k_{PC} T_{PC} k_{OC} \frac{d\Delta\omega}{dt} - k_{PC} T_{PC} k_{OC} \Delta\omega, \quad (6)$$

$$T_H \frac{dz}{dt} + z = b \cdot \omega + h_0 \cdot \omega^2 \quad (7)$$

где T_H – постоянная времени переходных процессов в рабочем колесе насоса;

$\Delta\omega$ – приращение скорости; ΔM – приращение момента;

$\Delta\omega_0$ – приращение угловой скорости электромагнитного поля АД;

ΔM_c – приращение статического момента нагрузки;

β – модуль жесткости механической характеристики;

T_ω – эквивалентная электромагнитная постоянная времени цепей статора и ротора АД;

$k_{ПЧ}$ – передаточный коэффициент функции ПЧ;

$T_{ПЧ}$ – постоянная времени цепи управления ПЧ;

$\Delta U_{3.c}$ - приращение задающего сигнала;

$k_{o.c}$ - коэффициент обратной связи по скорости;

T_m – электромеханическая постоянная времени.

В ходе моделирования, насос с системой ПЧ – АД представляли как единый механизм, который обладает маховой массой, составленной ротором электродвигателя и рабочим колесом насоса и имеет механическую постоянную времени.

Решение математической модели, выполняли в программе MATLAB подсистемы Simulink, блок схема математической модели которой представлена на рис.2. Для решения системы дифференциальных уравнений (4-8) использовался прямой численный метод Рунге – Кутта.

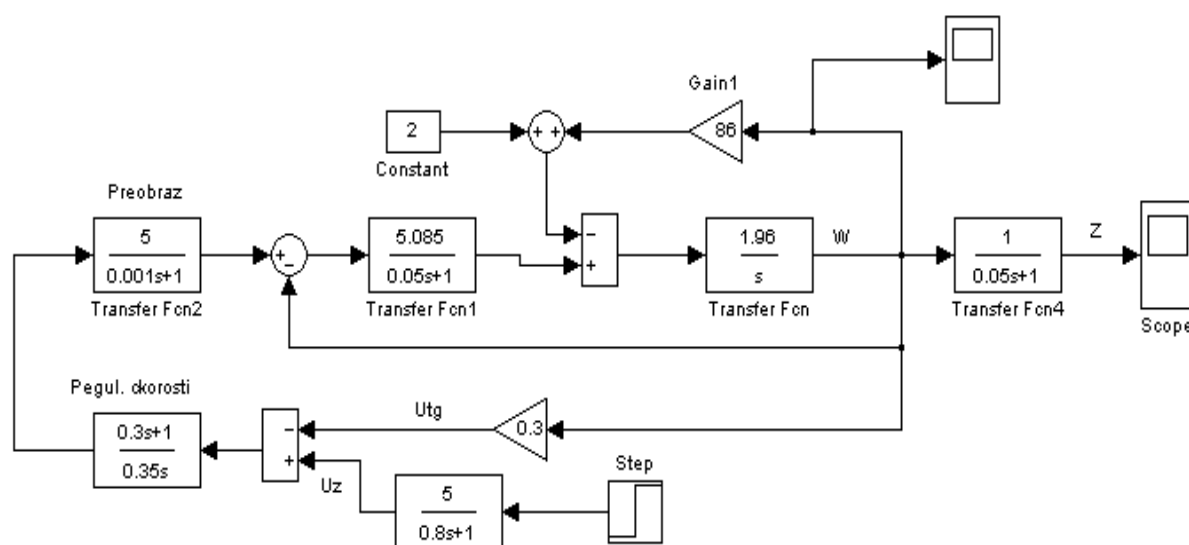


Рис.2 Блок-схема математической модели центробежного насоса.

Важной целью исследований было установление плавности пуска и центробежного насоса и времени выхода на рабочее давление.

Осциллограммы расхода и напора, полученные в результате математического моделирования, представлены на рис.3. Зависимость изменения подачи насоса от времени представлена на рис.3а.

Диаграмма на рис.3б иллюстрирует увеличение напора на выходе насоса от времени, при этом выход на рабочий режим составил 8 секунд с момента пуска центробежного насоса.

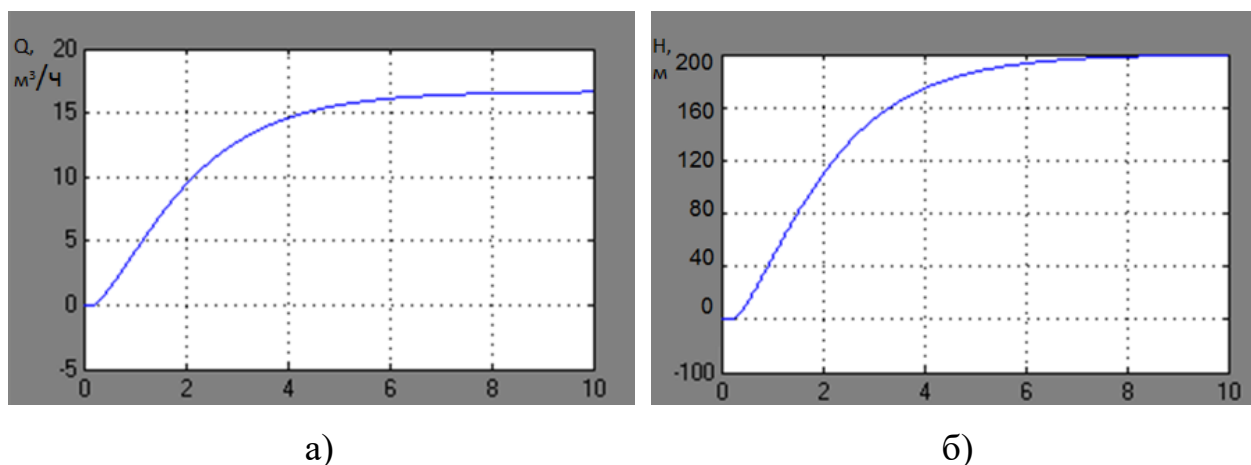


Рис.3.График зависимости параметров пуска центробежного насоса:

а) расхода от времени; б) напора от времени.

Полученные в результате динамического расчета осциллограммы имеют апериодический характер переходного процесса с отсутствием колебаний, что свидетельствует об устойчивости гидросистемы и возможности плавного безударного пуска разработанного насоса.

В результате выполненной работы был спроектирован центробежный 2-х ступенчатый насос с оригинальными техническими параметрами, произведено его математическое моделирование в программе Matlab, исследован процесс пуска насоса, удовлетворяющий требованиям функционирования гидросистемы стендового оборудования.

Список литературы

1. Белоусов Е.В., Полешкин М.С. Универсальный исследовательский стенд для определения параметров теплопередачи и приемосдаточных испытаний пластинчатых теплообменных аппаратов. Сборник трудов Юбилейной конференции студентов и молодых ученых, посвященной 85-летию ДГТУ, 12-13 мая 2015г., Ростов-на-Дону, Эл. ISBN 978-5-7890-0951-2, с.243-254.
2. Тумаков А.А., Полешкин М.С. Расчет и проектирование центробежного насоса. Учебное пособие к курсовому проектированию. – Ростов-на-Дону: издат. центр ДГТУ, 2010.
3. Тумаков А.А., Полешкин М.С. Система автоматизированного расчета и моделирования лопастных насосов. Системный анализ, управление и обработка информации: докл. Междунар. науч. техн. семинар. [Электронный ресурс] / ДГТУ. – 1 CD диск. – Загл. с экрана. - Ростов н/Д, 2011.
4. Витальев В.П., Фаликов В.С. Автоматизация тепловых пунктов: Справочное пособие. — М.: Энергоатомиздат, 1989. - 256 с., ил.