

# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИЕЙ

**Стариков Александр Владимирович,**

*доктор технических наук, доцент,*

*Самарский государственный технический университет, г. Самара*

**Кубарьков Юрий Петрович,**

*доктор технических наук, профессор,*

*Самарский государственный технический университет, г. Самара*

**Тимаков Артём Дмитриевич,**

*магистрант, Самарский государственный технический университет,*

*г. Самара*

В данной статье рассматривается математическая модель системы управления насосной станцией, которая будет рассчитана на ЭВМ с помощью программы MATLAB. Данная математическая модель построена для имитационного моделирования процессов, протекающих в насосной станции многоэтажного жилого здания (рис. 1).



*Рис. 1 Упрощенная схема системы управления*

Регулятор, находящийся в составе программируемого логического контроллера (ПЛК), подключен к преобразователю частоты. В свою очередь преобразователь подключен к электродвигателю с насосом. Насос качает воду, создавая требуемое давление в гидросистеме. Гидросистема представляет собой систему трубопровода в здании, ведущую от насосной станции к месту потребления воды жителями, т.е. к смесителям, стиральным и посудомоечным машинам и т.д. Из-за непостоянства использования жильцами здания воды давление в гидросистеме стремится к изменению. За давлением следит датчик давления, установленный на выходе насосной станции, подключенный к ПЛК, образуя тем самым обратную связь. ПЛК обрабатывает данные с датчика и с помощью регулятора управляет изменением частоты в преобразователе.

При повышенном потреблении воды ПЛК благодаря датчику давления "замечает" уменьшение давления в системе и стремится восполнить

недостающее давление путем разгона двигателя. И наоборот, при уменьшении потребления ПЛК притормаживает двигатель, насос соответственно создает меньший напор, следственно давление приходит в норму.

На рис. 2 наглядно показаны важнейшие характеристики гидросистемы и работающего насоса с рабочей точкой во время максимального потребления воды.

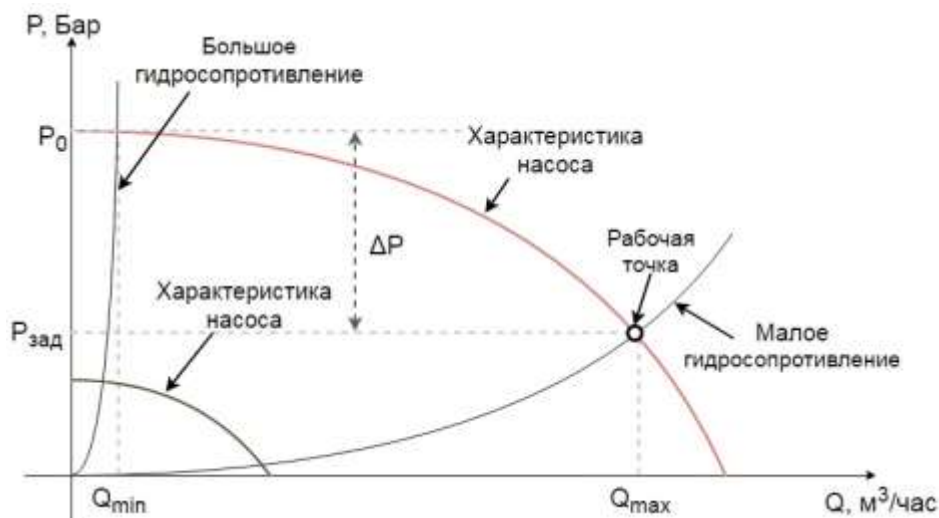


Рис. 2. Характеристика гидросистемы и насоса

При максимальном расходе воды  $Q_{\max}$  (все краны, перекрывающие воду, в доме открыты и на насос действует напор только лишь столба воды в трубе здания) в системе создается малое гидросопротивление. При уменьшении потребления увеличится давление, гидросопротивление соответственно увеличится и изменит свою характеристику. В связи с этим насосная станция должна изменить характеристику насоса для уменьшения давления в гидросистеме.

Из рисунка можно сделать вывод, что

$$\left. \begin{aligned} \square P &= P_0 - P_{\text{зад}}; \\ P_{\text{зад}} &= K_{\text{рмп}} Q^2; \\ P_0 &= K_{\text{рмп}} \omega_{\text{рмп}}^2, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $P_0$  - максимальное давление насоса при нулевом потреблении воды, Бар;  $K_{\text{рмп}}$  - коэффициент насоса, определяющий связь расхода воды  $Q$  и изменения давления насоса  $\Delta P$ , м;  $K_{\text{рмп}}$  - коэффициент насоса, определяющий связь частоты вращения насоса с максимальным давлением насоса при нулевом потреблении воды,  $\frac{\text{Бар}}{(\text{рад/с})^2}$ ;  $\omega_{\text{рмп}}$  - частота вращения насоса, рад/с;  $Q$  - расход воды, м³/час;

$P_{\text{зад}}$  - давление в рабочей точке, Бар;  $P_0$  - максимальное давление насоса при нулевом потреблении воды, Бар.

Уравнение характеристики гидросистемы

$$P_{hs} = K_{hs} Q^2, \quad (2)$$

где  $P_{hs}$  - давление гидросистемы, Бар;  $K_{hs}$  - коэффициент гидросистемы.

По мере использования жителями здания воды формируется коэффициент гидросистемы, который из-за непостоянства потребления воды также не может быть постоянным. Для возможности моделирования математической модели насосной станции был введен упрощенный график изменения коэффициента гидросистемы (рис. 3). Этот график можно сформировать с помощью расчетной модели, представленной на рис. 4.

В случае, когда асинхронный двигатель вращает насос, из-за отсутствия генераторного режима, рабочей части механической характеристики двигателя соответствует область от точки холостого хода, до критического момента  $M_k$ . Точке критического момента  $M_k$  также соответствует точка критического скольжения  $s_k$ . На всем остальном участке рабочей характеристики скольжение меньше скольжения критического  $s < s_k$ .

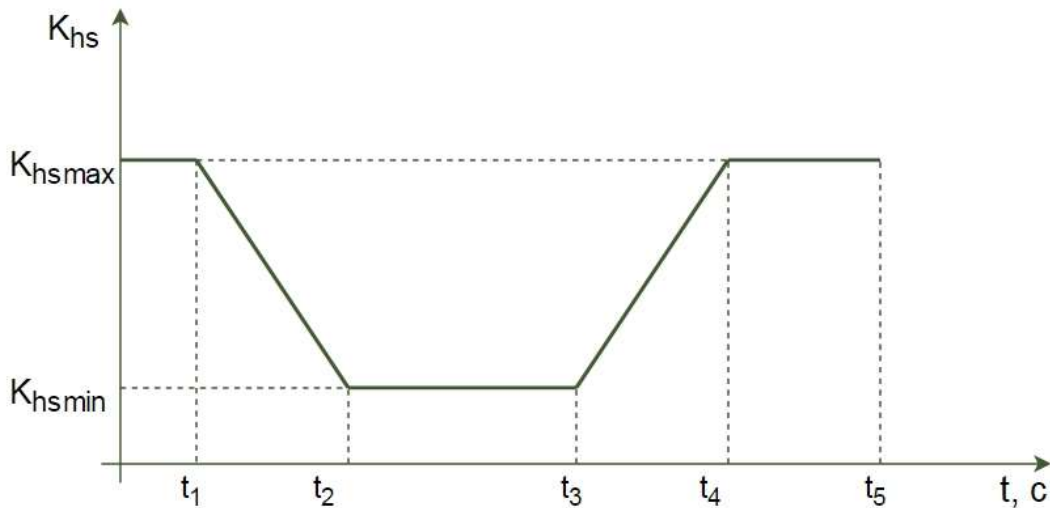


Рис. 3. График изменения коэффициента гидросистемы

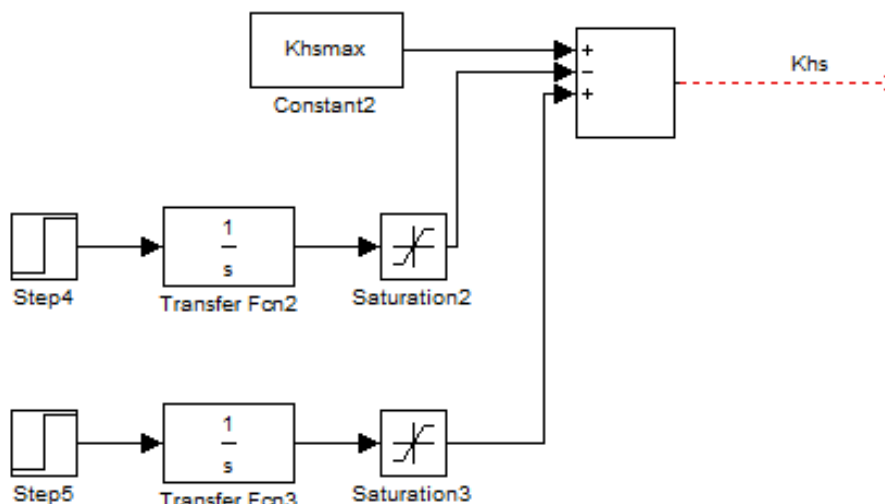


Рис. 4. Модель для расчета коэффициента  $K_{hs}$  гидросистемы

Для нахождения момента двигателя используют упрощенную формулу Клосса:  $M_{\text{дв}} = \frac{2M_{\kappa}}{\frac{s}{s_{\kappa}} + \frac{s_{\kappa}}{s}}$ , но с учетом того, что на всем участке рабочей

характеристики скольжение  $s$  сильно меньше критического скольжения  $s_{\kappa}$ , отношением  $\frac{s}{s_{\kappa}}$  можно пренебречь, что позволит записать формулу момента

следующим образом:  $M_{\text{дв}} = 2 \frac{M_{\kappa}}{s_{\kappa}} s$ . В свою очередь для определения скольжения

используют формулу  $s = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}$ . К электродвигателю с преобразователя частоты

подведено питающее напряжение с изменяющейся частотой  $f$ , от которой зависит угловая скорость двигателя. Эта зависимость выражается в формуле  $\omega = \frac{2\pi f}{P_n}$ , где

$P_n$  - количество пар полюсов электродвигателя [1, 3]. Основное уравнение электропривода выражается следующим образом:  $J \frac{d\omega(t)}{dt} = M_{\text{дв}}(t) - M_c(t)$ .

Таким образом, по данным формулам можно составить упрощенную структурную схему асинхронного электродвигателя (рис. 5).

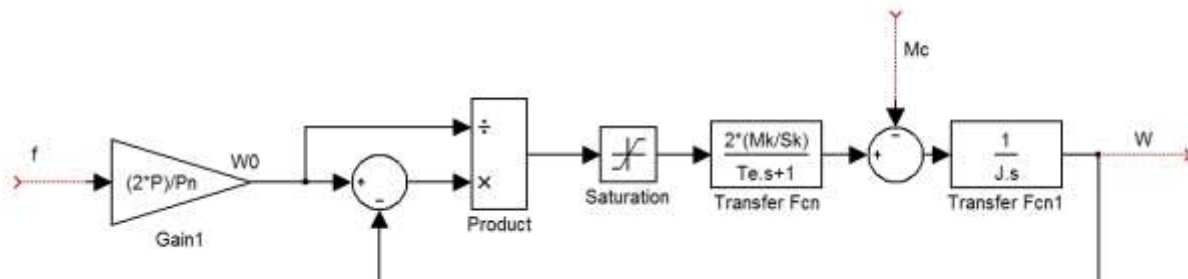


Рис.5. Упрощенная структурная схема асинхронного электродвигателя

До тех пор, пока в гидросистеме присутствует давление и насос качает воду, на насос и, соответственно, вал электродвигателя будет действовать момент сопротивления, преодолевая который двигатель совершает полезную работу.

С помощью известных данных сложно сразу рассчитать момент сопротивления, но его можно определить через мощность

$$M_c = \frac{N}{\omega}, \quad (3)$$

где  $N = P Q$  – мощность, равная произведению давления на расход воды.

Однако важно помнить, что, прежде чем пользоваться данной формулой, следует перевести давление и расход воды в единицы системы СИ.

Преобразователь частоты представит будем моделировать аperiodическим звеном с передаточной функцией

$$W_{fc}(p) = \frac{K_{fc}}{T_{fc} p + 1}. \quad (4)$$

Для расчетов необходимо знать коэффициент и постоянную времени преобразователя. Коэффициент  $K_{fc}$  можно представить как отношение максимальной частоты на выходе преобразователя (50 Гц) к максимальному

сигналу на входе с регулятора (100%)  $K_{fc} = \frac{50 \text{ Гц}}{100\%} = 0,5 \frac{\text{Гц}}{\%}$ .

Для обеспечения требуемых свойств в замкнутой системе используется пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД) регулятор. В данной системе он необходим для формирования управляющего сигнала частотному преобразователю с целью получить точные и качественные переходные процессы давления, угловой скорости и расхода воды на выходе станции. ПИД регулятор состоит из трех составляющих, и формирует сумму их сигналов. Первый сигнал пропорционален разности входного сигнала и сигнала обратной связи, т.е. рассогласованию. Второй и третий сигналы являются интегралом и производной сигнала рассогласования соответственно.

Пропорциональная составляющая противодействует отклонению регулируемой величины от задающего значения. Чем больше задающее значение, тем больше отклонение. Однако использование только пропорциональной составляющей не сможет точно стабилизировать давление для заданного значения. Этому мешает так называемая статическая ошибка, которая равняется некому отклонению регулируемой величины, обеспечивающая выходной сигнал, стабилизирующий выходную величину на данном уровне. Увеличение коэффициента пропорционального сигнала способствует уменьшению статической ошибки, однако при слишком сильном увеличении коэффициента сначала появляются автоколебания, а затем система теряет устойчивость.

Интегральная составляющая способна компенсировать недостаток пропорциональной составляющей. Она накапливает результирующее значение, и, таким образом, позволяет со временем нивелировать статическую ошибку. Тем не менее, неправильный выбор коэффициента может также вызвать автоколебания системы.

Дифференцирующая составляющая зависит от скорости изменения регулируемой величины и необходима вместе с интегральной для компенсации инерционности объекта управления.

Существует необходимость правильного подбора коэффициента регулятора, так как это влияет на качество, скорость регулирования и устойчивость системы [2].

Передаточная функция ПИД-регулятора:

$$W(p) = Kp + \frac{Ki Kp}{P} + \frac{Kd Kp P}{Td p + 1}, \quad (5)$$

где  $Kp$ ,  $Ki$  и  $Kd$  - коэффициенты пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих, соответственно;  $Td$  - постоянная времени аperiodического фильтра.

В соответствии с формулами (1 – 5) и рисунками 1, 4 и 5 в программной среде Matlab Simulink разработана расчетная модель системы управления насосной станцией (рис. 6).

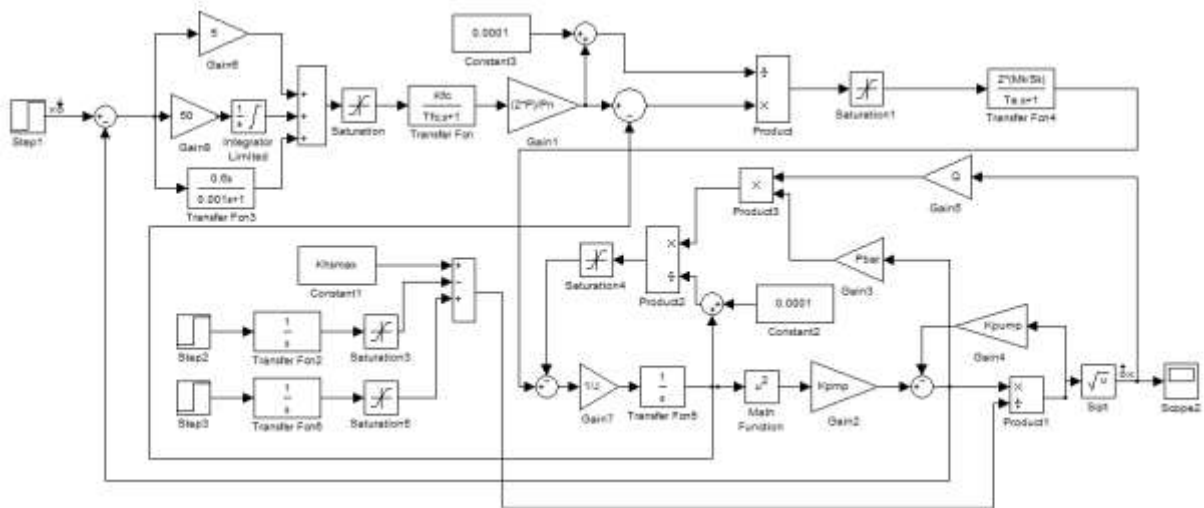
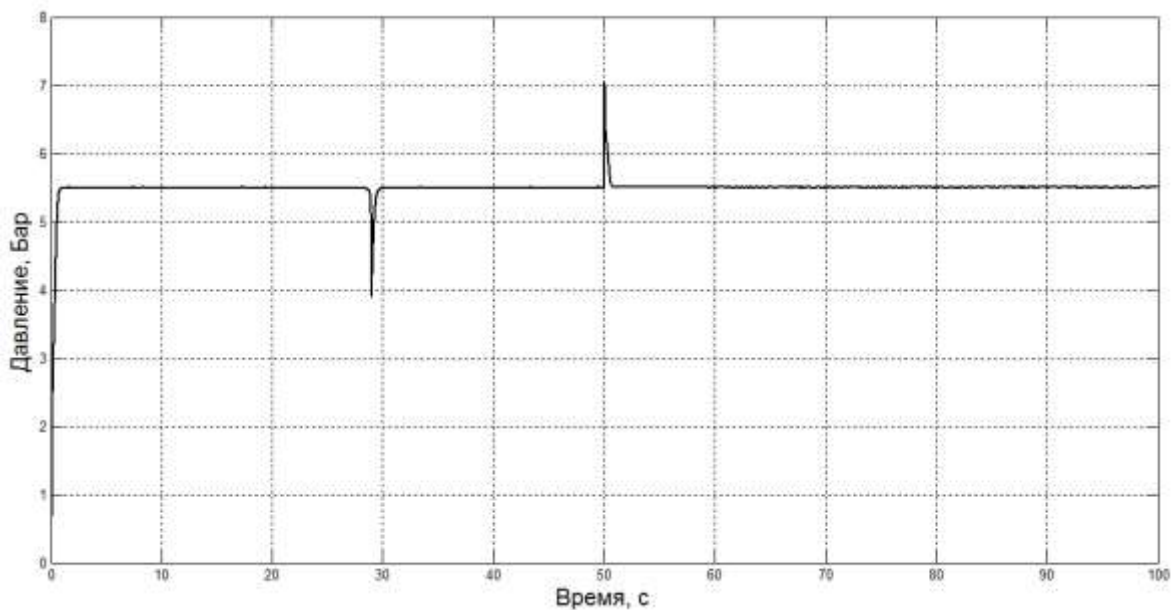


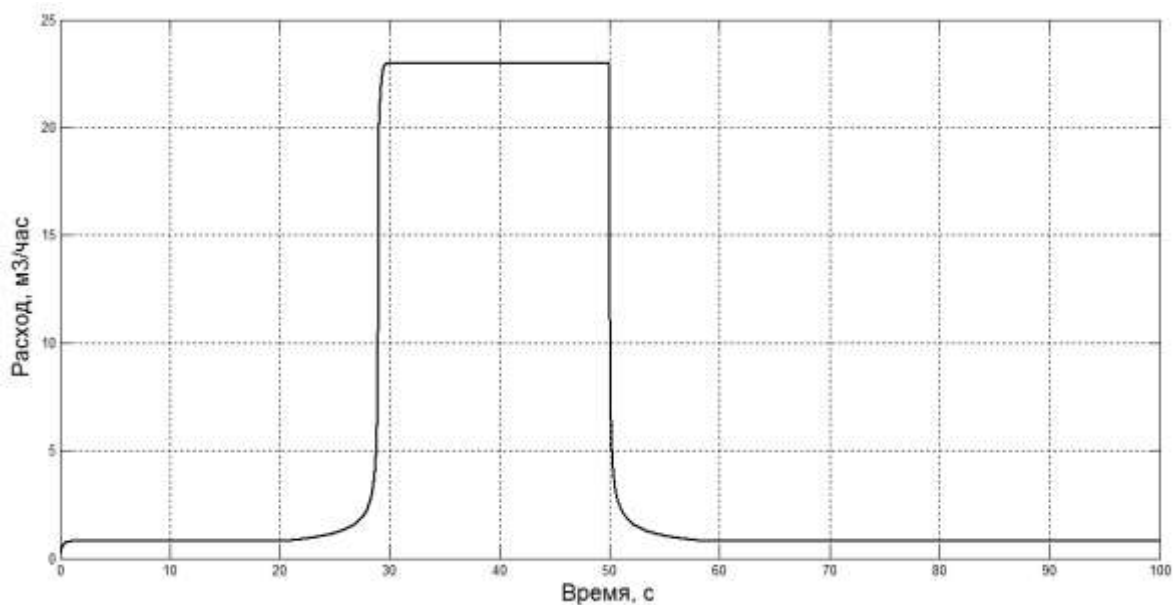
Рис. 6. Расчетная схема системы управления насосной станцией с ПИД-регулятором

С помощью этой расчетной схемы произведено моделирование системы управления, оснащенной насосом CR 20-6 мощностью 7,5 кВт (рис. 7 и 8).

В модели были использованы следующие коэффициенты ПИД-регулятора:  $Kp = 5$ ;  $Ki = 50$ ;  $Kd = 0,6$ ;  $Td = 0,001$ .



*Рис. 7. Переходный процесс давления с ПИД-регулятором*



*Рис. 8. Переходный процесс расхода воды с ПИД-регулятором*

Анализ приведенных графиков показывает, что при выбранных настройках ПИД-регулятора система качественно поддерживает заданное давление даже при резком изменении потребления воды. Действительно, при увеличении расхода на 23 м<sup>3</sup>/час динамический провал давления составляет всего лишь 1,55 Бар.

### Список литературы

[1] Стариков А.В. Линеаризованная математическая модель асинхронного электродвигателя как объекта системы частотного управления // Вестник

Самарского государственного технического университета. Выпуск 16. Серия «Физико-математические науки». – Самара: СамГТУ, 2002. – 180 с.

[2] Александров А. Р., Паленов М. В. Самонастраивающийся ПИД-регулятор // 2-я Российская конференция с международным участием "Технические и программные средства систем управления, контроля и измерения" (УКИ-10). ИПУ РАН. Москва. 2010. С. 3-5.

[3] Москаленко В.В. Электрический привод. – М.: Мастерство: Высшая школа, 2000. – 368с.