

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТЕНДА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ БАЛЛОНОВ

А.М. Анодин, В.В. Бодров, М.Н. Устюгов

Стенд гидравлических испытаний предназначен для автоматизации технологического процесса по испытанию баллонов на циклическую долговечность. Разработка математической модели стенда позволит выявить характерные особенности его функционирования для создания соответствующего программного обеспечения.

1. Анализ стенда

гидравлических испытаний баллонов

Насосная установка с гидропанелями обеспечивает изменение давления в гидролинии, к которой подсоединяется подлежащий испытанию баллон, по закону в соответствии с требованиями на проведение испытаний баллона. В гидросхеме стенда выделяются всасывающий канал (соединяющий насос с гидробаком), напорный канал (соединение насоса и баллона) и сливной канал. В стенде используется радиально-поршневой нерегулируемый насос, а в качестве регулирующего органа применяется клапан непрямого действия с пропорциональным электрическим управлением и со встроенной электроникой.

Для перехода к сосредоточенной модели гипотетические упругие элементы, учитывающие сжимаемость жидкости и податливость стенок гидролинии, расположим согласно Т-образной расчетной схеме без учета процессов, происходящих в гидронасосе (рис. 1).

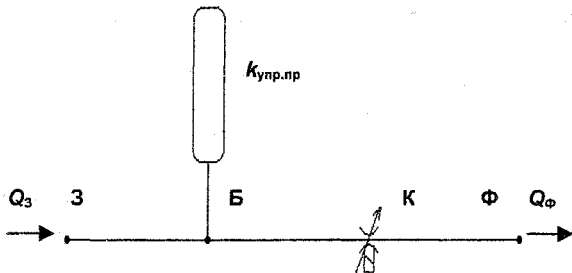


Рис. 1. Расчетная схема гидролинии:

3, Б, К, Ф – сечения гидролинии,
 Q_3, Q_Φ – расход в соответствующих сечениях,
 $k_{упр.пр}$ – приведенный коэффициент упругости

Для составления математической модели необходимо описать механизм функционирования стенда. На основе гидросхемы предложена блочно-функциональная схема стенда, отражающая физические процессы и являющаяся основой математического описания механизма функционирования (рис. 2).

2. Математическое описание стенда

При использовании Т-образной расчетной схемы податливость гидролинии с находящейся в ней жидкостью учитывают посредством одного упругого элемента, присоединенного к среднему сечению гидролинии и имеющего коэффициент упругости, равный приведенному коэффициенту упругости $k_{упр.пр}$ данной гидролинии с жидкостью. В этом случае движение жидкости в гидролинии описывается одним уравнением неразрывности и двумя уравнениями баланса:

$$Q_3 = Q_\Phi + k_{упр.пр} (P_Б) dP_Б / dt; \quad (1)$$

$$P_3 = P_Б + P_{пот.ЗБ} (Q_3) + P_{ин.ЗБ} (dQ_3 / dt); \quad (2)$$

$$P_Б = P_\Phi + P_{пот.БФ} (Q_\Phi) + P_{ин.БФ} (dQ_\Phi / dt), \quad (3)$$

где $P_Б$ – давление жидкости в баллоне; $P_{пот.ЗБ} (Q_3)$ – потери давления между сечениями 3 и Б гидролинии, являющейся функцией расхода Q_3 ; $P_{ин.ЗБ} (dQ_3 / dt)$ – инерционный перепад давления между сечениями 3 и Б гидролинии, являющейся функцией скорости изменения расхода dQ_3 / dt ; $P_{пот.БФ} (Q_\Phi)$ – потери давления между сечениями Б и Ф гидролинии, являющейся функцией расхода Q_Φ ; $P_{ин.БФ} (dQ_\Phi / dt)$ – инерционный перепад давления между сечениями Б и Ф гидролинии, являющейся функцией скорости изменения расхода dQ_Φ / dt .

При подсчете полных потерь давления $P_{пот}$ на некотором участке гидропривода, в пределах которого имеются последовательно соединенные прямолинейные гидролинии постоянного сечения и фасонные каналы, применяют принцип суперпозиции, согласно которому полные потери давления равны сумме потерь давления по длине и местных потерь давления

$$P_{пот} = \sum_{j=1}^n P_{пот.длj} + \sum_{k=1}^m P_{пот.мk} \quad (4)$$

где $P_{пот.длj}$ – потеря давления по длине в j -й гидролинии постоянного сечения ($j = 1, 2, \dots, n$); n – количество последовательно соединенных гидролиний постоянного сечения на рассматриваемом участке гидропривода; $P_{пот.мk}$ – местная потеря давления в k -м фасонном канале ($k = 1, 2, \dots, m$); m – количество последовательно соединенных фасонных каналов на рассматриваемом участке гидропривода.

Для определения расчетным путем потерь давления по длине $P_{пот.дл}$ в прямолинейной гидролинии постоянного круглого сечения в общем случае пользуются формулой, являющейся производной из формулы Дарси–Вейсбаха и имеющей вид

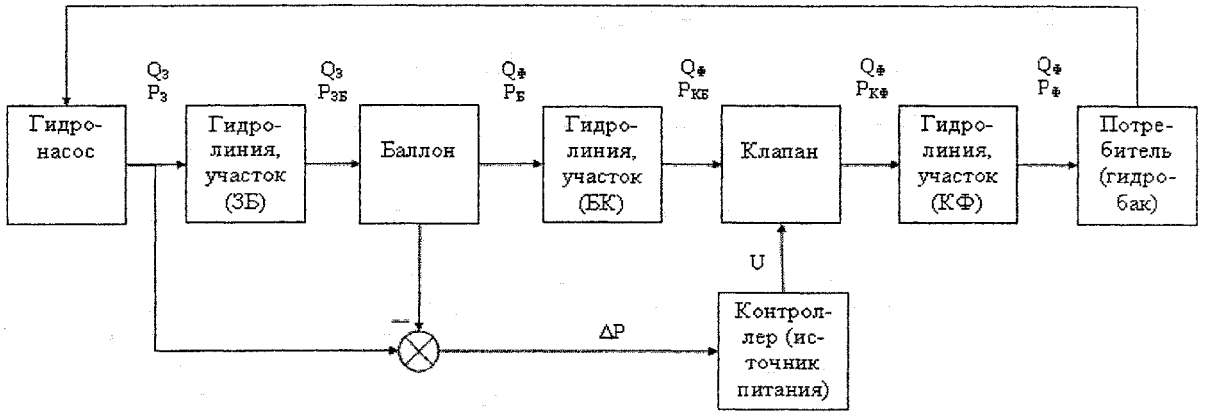


Рис. 2. Блочная-функциональная схема стенда гидравлических испытаний: P_i и Q_i – давление и расход в соответствующих сечениях гидролинии, U – управляющий электрический сигнал

$$P_{\text{пот.дл}}(Q) = \frac{8\lambda\rho l |Q|Q}{\pi^2 D_B^5}, \quad (5)$$

где l – длина участка гидролинии, в пределах которого находят потери по длине; ρ – плотность жидкости; λ – коэффициент гидравлического трения; D_B – внутренний диаметр трубы.

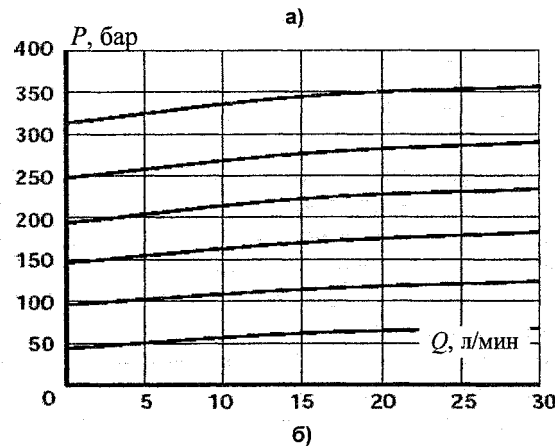
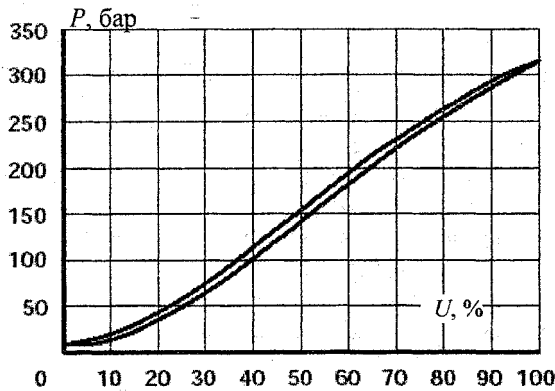


Рис. 3. Зависимость давления:
а – $P(U)$ при $Q = 5$ л/мин,
б – $P(Q)$ при 50°C

Местные потери давления $P_{\text{пот.м}}$ рассчитывают по соотношению на основе формулы Вейсбаха для местных сопротивлений

$$P_{\text{пот.м}}(Q) = \frac{\xi_m \rho l |Q|Q}{2A^2}, \quad (6)$$

где ξ_m – коэффициент местного сопротивления; A – площадь проходного сечения на участке.

Инерционный перепад давления $P_{\text{ин}}$ для случаев неустановившегося движения жидкости, при которых форма линии тока в потоке не изменяется с течением времени, описан уравнениями [1]

$$P_{\text{ин}} \left(\frac{dQ}{dt} \right) = \frac{\rho l}{A} \frac{dQ}{dt}. \quad (7)$$

Потери давления между сечениями Б и Ф гидролинии состоят из потери давления на клапане $P_{\text{пот.кп}}$ и в самой гидролинии $P_{\text{пот.гл}}$. По характеристикам клапана (рис. 3) зависимость $P_{\text{пот.кп}}(U)$ представим в виде колебательного, а зависимость $P_{\text{пот.кп}}(Q)$ в виде усилительного звеньев [2, 4].

Приведенный коэффициент упругости $k_{\text{упр.пр}}$ находим как сумму из коэффициента упругости смеси и коэффициента упругости баллона. В предположении, что у баллона деформируются только стенки и не происходит удлинения, коэффициент упругости баллона рассчитываем как коэффициент упругости для тонкостенной трубы.

С использованием полученных ранее зависимостей стенд гидравлических испытаний баллонов описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений 5-го порядка:

$$P_3 = P_B + \frac{8\lambda\rho l Q_3^2}{\pi^2 D_B^5} + \frac{\xi_m \rho l Q_3^2}{2A_M^2} + \frac{\rho l}{A} \frac{dQ_3}{dt};$$

$$P_B = P_\Phi + \frac{8\lambda\rho l Q_\Phi^2}{\pi^2 D_B^5} + \frac{\xi_m \rho l Q_\Phi^2}{2A_M^2} + \frac{k_U U}{T^2 \frac{d^2}{dt^2} + 2\xi_T \frac{d}{dt} + 1} +$$

$$+ P_0 + k_Q(Q_\Phi - Q_0) + \frac{\rho l}{A} \frac{dQ_\Phi}{dt}; \quad (8)$$

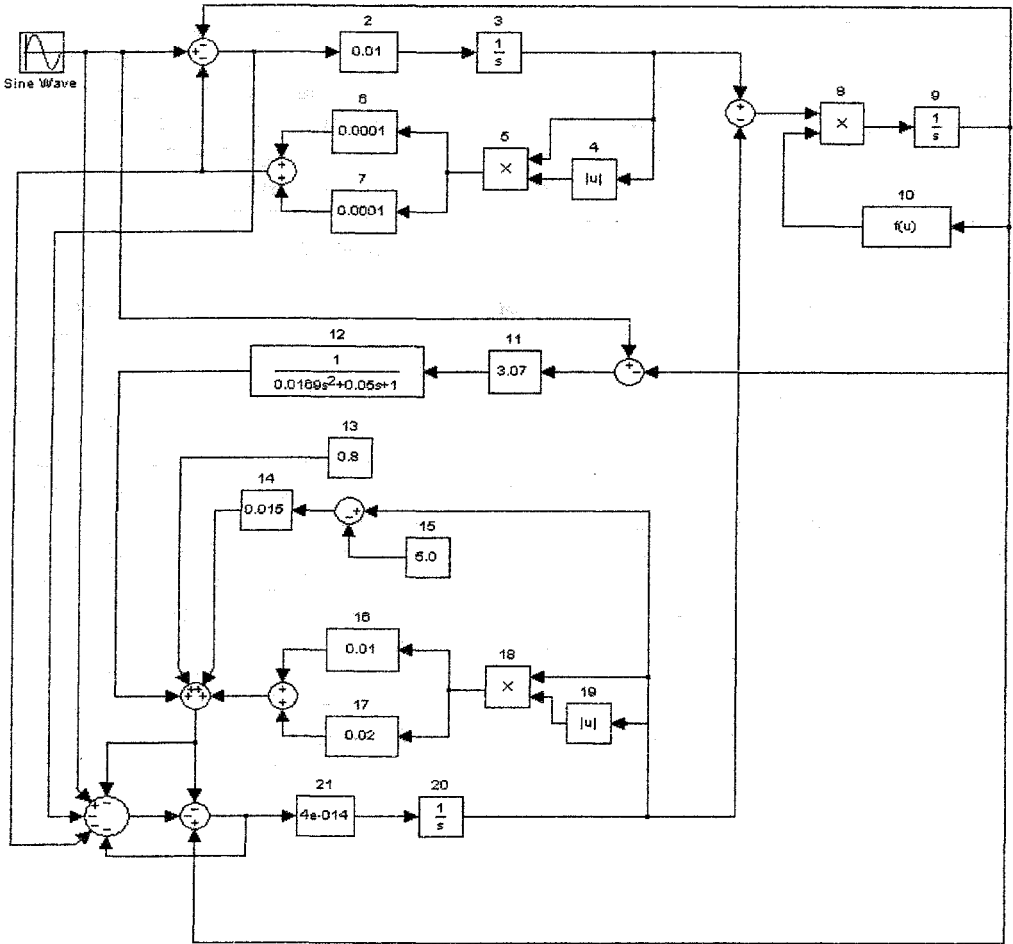


Рис. 4. Структурная схема стенда

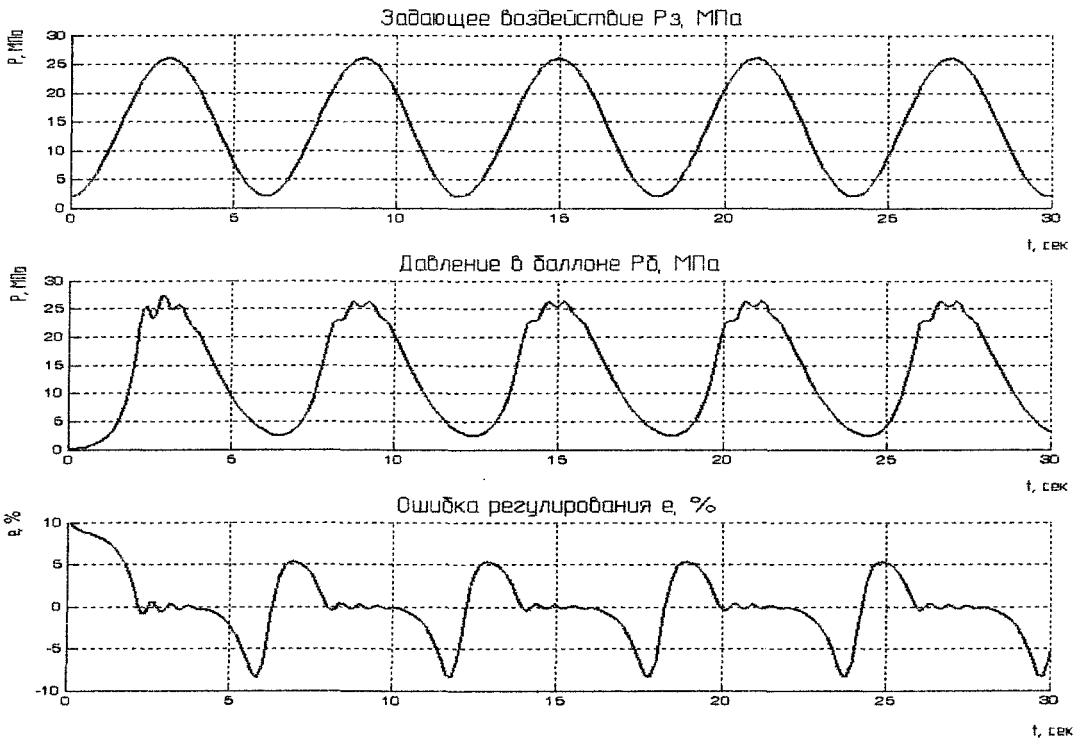


Рис. 5. Результаты моделирования

$$Q_3 = Q_\Phi + \left[\frac{1}{E_{см}(P_B)} + \frac{1}{E_{бал}} \right] V_{бал} \frac{dP_B}{dt},$$

где $E_{см}$ - модуль объемной упругости жидкостно-газовой смеси; $E_{бал}$ - модуль объемной упругости баллона; $V_{бал}$ - объем баллона; U - величина управляющего электрического сигнала на входе электронного блока управления клапана; P_0 - избыточное давление на входе клапана при нулевом расходе рабочей жидкости через клапан, равно Q_0 ($Q = Q_0$); k_U, k_Q - коэффициенты линеаризации.

3. Реализация модели,

получение и анализ результатов

По системе уравнений (8) в программном комплексе MATLAB составлена нелинейная структурная схема, параметры в которой определены по экспериментальным и паспортным данным оборудования, рис. 4.

Для испытаний баллонов на циклическую долговечность при моделировании реализован синусоидальный закон изменения задающего давления в испытываемом баллоне

$$P_{зад} = \frac{[(P_{max} + P_{min}) + (P_{max} - P_{min})] \sin(\omega t - \pi/2)}{2} \quad (8)$$

На рис. 5 представлены результаты моделирования стэнда в виде временных характеристик изменения давления в баллоне, ошибки при регулировании и задающего воздействия.

Анализ результатов моделирования показал, что система управления с учетом принятых допущений реализует управляющее воздействие с допустимой по техническому заданию ошибкой регулирования в 10 %.

Литература

1. Гойдо М.Е. Теория и проектирование гидроприводов: Учебное пособие. - Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998. - 255 с.
2. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов, 2-е изд. перераб. — М: Машиностроение, 1982. - 423 с.
3. Дьяконов В.П. MATLAB 6.5 SP1 / 7 + Simulink 5/6. Основы применения. Серия «Библиотека профессионала». - М.: СОЛОН-Пресс, 2005. - 800 с.
4. Бодров В.В., Багаутдинов Р.М., Гойдо М.Е. ОБ Улучшении динамических характеристик электрогидравлического следящего привода// Приводная техника. - 2004. - № 2.-С. 58-61.