

УДК 621-01
DOI: 10.12737/18263

Е. В. Плахотникова

КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ «ЭЛЕКТРОПРИВОД – ЗАПОРНАЯ АРМАТУРА» С ПОЗИЦИИ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЦИКЛА «ОТКРЫТО-ЗАКРЫТО»

Рассмотрены теоретические предпосылки введения новой научной классификации систем «электропривод – запорная арматура». Приведены основные математические зависимости, позволяющие выделить в качестве классификационного признака вид энергии, используемый для реализации рабочего цикла «открыто-закрыто». Представлены основные классификационные варианты систем,

формализованы признаки перехода из одной системы в другую. Даны практические пояснения особенностей систем в соответствии с предложенной классификацией.

Ключевые слова: классификация, электропривод, трубопроводная запорная арматура, источники энергии.

E.V. Plakhotnikova

CLASSIFICATION OF “ELECTRIC DRIVE – STOP VALVE” SYSTEMS FROM POSITION OF ENERGY SOURCE USED FOR “OPEN-CLOSED” CYCLE CARRYING OUT

The common purpose of investigation – development of theory and methods of “open-closed” systems design.

The investigation problems: development of criteria for the functional compatibility of an electric drive and stop valve within the limits of a system, the classification of “electric drive – stop valve” systems from the position of energy sources used, that allows increasing a technical effectiveness, competitiveness of domestic produce and defining the ways for the realization of the priority trend of the RF in the field of import substitution.

The paper is a generalization of theoretical and practical investigations of the author directed to the

Научная классификация (систематизация) должна выражать систему законов, присущих отображенному в ней фрагменту действительности, которые обуславливают зафиксированные в классификации свойства и отношения объектов. Их систематизация призвана учитывать тот факт, что в природе нет строгих разграничений и переходы от одного класса к другому – неотъемлемое свойство действительности [1].

Системы «электропривод – запорная арматура» состоят из двух технических подсистем: электромеханической подсистемы электропривода и механической подсистемы запорной арматуры. Каждый из элементов системы имеет различные

development of a complex approach to the design of “electric drive – stop valve” systems. The paper reports theoretical prerequisites for the introduction of a new scientific classification of “electric drive-stop valve” systems from the position of energy types used for the realization of the “open-closed” working cycle. Basic classification variants of systems, signs of transition of one system into other, system properties within the limits of the classification offered are shown.

Key words: classification, electric drive, pipeline stop valve, energy source.

виды классификации, базирующиеся на признаках, являющихся для них наиболее общими.

В настоящее время к электроприводам применяются следующие виды классификации [2]:

- по виду движения выходного звена: многооборотные, неполнооборотные (однооборотные) и прямоходные;

- по виду ограничения крутящего момента: с односторонним и двусторонним ограничением крутящего момента (или усилия) на выходном валу (или штоке);

- по назначению: электроприводы нормального (общепромышленного) ис-

полнения, взрывозащищенного исполнения и повышенной безопасности для АС;

- по типу передач редуктора электропривода: червячные, планетарные, цилиндрические, волновые, кулисно-винтовые, спироидные и др.;

- по способу силового ограничения: с отключением электродвигателя (электрическим, электромеханическим или электронным), размыканием силовой цепи механизма (электромагнитным, фрикционным или фрикционно-кулачковым) и т.д.

Запорная арматура классифицируется:

- по размерам условных диаметров: сверхмалых, малых, средних, больших и сверхбольших диаметров;

- по условным давлениям: арматура для глубокого вакуума, вакуумная, малых, средних, высоких и сверхвысоких давлений;

- по способу крепления в трубопроводе;

- по способу расположения и т.д. [3].

Все перечисленные классификации базируются на принципах научной систематизации [1], но используемая дифференциация, связанная с классификацией электропривода и запорной арматуры как отдельных элементов, т.е. вне системы, не

позволяет описать систему законов, определяемых их интеграцией.

Исследования систем «электропривод – запорная арматура» позволили выявить общее свойство, присущее всем системам указанного типа, которое может являться классификационным признаком и основанием для введения новой классификации в отношении рассматриваемого технического объекта.

Речь идет о виде энергии, используемом при реализации рабочего цикла «открыто-закрыто», когда система «электропривод – запорная арматура» создает необходимое усилие на контактирующих поверхностях рабочего органа запорной арматуры и посадочного места, обеспечивая требуемую герметичность трубопровода.

Система «электропривод – запорная арматура», несмотря на простоту своей конструкции, является сложной технической системой, изменяющей в процессе функционирования законы взаимодействия элементов.

Условно рабочий цикл, определяющий переход рабочего органа запорной арматуры из положения «открыто» в положение «закрыто», обеспечивающее требуемую герметичность трубопровода, можно разделить на два основных периода (рис.1).

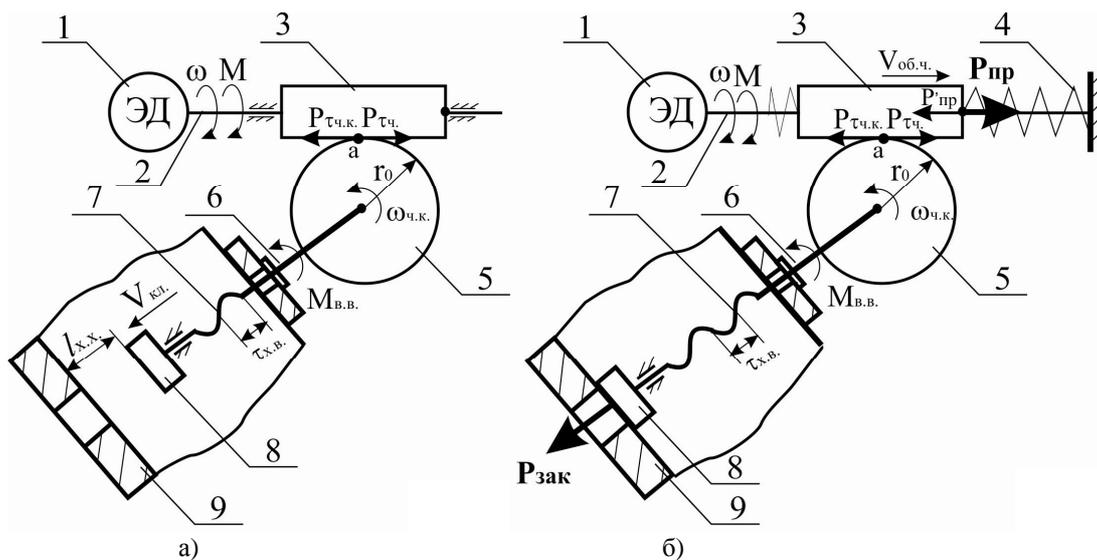


Рис. 1. Кинематические схемы реализации рабочего цикла «открыто-закрыто» системой «электропривод - запорная арматура»: а - до соприкосновения с запорным органом; б - после соприкосновения

Первый период (рис.1а) определяет работу системы при реализации холостого хода, т.е. до соприкосновения рабочего органа арматуры с посадочным местом на трубопроводе. Он составляет до 90 % суммарного времени, затрачиваемого на выполнение рабочего цикла «открыто-закрыто».

Особенность работы системы в первом периоде заключается в отсутствии осевого перемещения червяка 3 (рис. 1а), подпружиненного с обеих сторон силоизмерительными пружинами 4 (рис. 1б). При этом энергия асинхронного электродвигателя 1 практически полностью преобразуется во вращательное движение выходного вала привода 6 и через винтовую пару шпинделя арматуры 7, в случае использования в системе арматуры с прямолинейным движением рабочего органа (задвижки или клапана 8), обеспечивает поступательное перемещение запорного органа 8 в направлении посадочного места 9.

Второй период (рис. 1б) определяет работу системы «электропривод – запорная арматура» после достижения запорным органом арматуры посадочного места на трубопроводе – седла 9, что обеспечивает герметичность перекрытия трубопровода.

В период герметизации червячное колесо 5 практически останавливается; под действием сил, условно представленных на схеме в точке *a* (рис.1б), червяк начинает смещаться вдоль червячного вала, сжимая при этом одну из силоизмерительных пружин 4. Степень сжатия пружины 4 определяется параметрами настройки системы на отключение. При этом систему можно сравнить с неравноплечими весами, находящимися в равновесии.

Условие равновесия системы, пренебрегая моментом, возникающим от перекоса линии действия силы $P_{при}(H)$, сжимающей пружину, относительно соответствующей оси червячного колеса, что дает погрешность не более 5 %, можно с учетом равенства окружной силы на червячном колесе $P\tau_{ч.к}$ и осевой силы на червяке $P\tau_ч$ представить зависимость

$$P_{при} = P_{закі} \cdot \frac{F_{ж.в.}}{2\pi \cdot r_0} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2}$$

Здесь $P_{при}$ – сила сжатия пружины; $P_{закі}$ – суммарная сила, действующая в запорной арматуре при обеспечении герметичности трубопровода; $P_{х.в}$ – ход резьбы ($P_{х.в} = \tau_{х.в}z$, где $\tau_{х.в}$ – шаг ходового винта запорной арматуры; z – число заходов резьбы); r_0 – радиус червячного колеса; η_1 – коэффициент полезного действия червячной передачи с учетом потерь на трение; η_2 – коэффициент полезного действия винтовой передачи шпинделя арматуры с учетом потерь на трение в резьбовой паре.

В момент герметизации элементы системы испытывают упругие деформации. Функции приращения сил $P_{закі}(\Delta_i)$, $P_{при}(X_i)$, где Δ_i соответствуют суммарной деформации подсистемы запорной арматуры [5], а X_i – деформации силоизмерительной пружины, подчиняются линейному закону.

При достижении заданных параметров настройки системы, определяемых нормированным значением силы $P_{закі}$, электродвигатель 1 (рис.1б) отключается и накопленная кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию деформируемых элементов.

Обобщенное уравнение, определяющее баланс энергий в системе «электропривод – запорная арматура» в момент инерционного выбега, можно представить зависимостью

$$\sum E_{кин} = E_{п1} + E_{п2}, \quad (1)$$

где $E_{п1}$ – потенциальная энергия сжимаемой силоизмерительной пружины; $E_{п2}$ – энергия, расходуемая на деформацию запорной арматуры; $\sum E_{кин}$ – кинетическая энергия останавливающейся системы.

$$\sum E_{кин} = \frac{J_1 \cdot \omega^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \omega^2}{2} + \frac{J_3 \cdot \omega^2}{2} + \frac{m_ч \cdot V_{об.ч}^2}{2}. \quad (2)$$

Здесь J_1 – момент инерции ротора двигателя; J_2 – момент инерции вала червяка; J_3 – момент инерции червяка; $m_ч$ – масса червяка; ω – угловая скорость выходного вала электродвигателя; $V_{об.ч}$ – осевая скорость червяка в момент отключения электродвигателя, которая при условии равновесия системы определяется выражением

$$V_{об.ч} = \frac{\eta_{з.д.}}{i} \cdot \frac{G_{пл}}{K_{пр}} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_2} \cdot \frac{F_{ж.в.}}{2 \cdot \pi \cdot r_0}$$

где $n_{э.д}$ – частота вращения выходного вала электродвигателя; i – передаточное отношение редуктора; $C_{кл}$ – жесткость запорной арматуры; $k_{пр}$ – жесткость силоизмерительной пружины.

Распределение кинетической энергии в уравновешенной системе происходит пропорционально коэффициенту (K_c), зависящему от соотношения жесткостей запорной арматуры ($C_{кл}$) и силоизмерительной пружины ($k_{пр}$), КПД электропривода (η_1) и запорной арматуры (η_2), а также параметров, определяемых конструкцией системы ($P_{х.в.}$, r_0).

Значение коэффициента K_c определяется зависимостью

$$K_c = \frac{E_{п2}}{E_{пз}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{кл}}{k_{пр}} \cdot \frac{P_{х.в.}^2}{2\pi^2 \cdot r_0^2} \cdot \frac{\eta_2^2}{\eta_1^2}$$

С учетом коэффициента K_c выражение (1) примет вид

$$\sum E_{кин} = E_{п2} (K_c + 1). \quad (3)$$

Полученное выражение (3) позволяет далее, рассматривая только подсистему запорной арматуры, получить основные зависимости, характеризующие функционирование системы, что пояснит предпосылки введения новой классификации.

Для выделения классификационного признака системы «электропривод - запорная арматура» рассмотрим процесс формирования суммарной деформации ($\Sigma\Delta$), возникающей в подсистеме запорной арматуры, на протяжении второго периода, т.е. с момента соприкосновения запорного органа с посадочным местом на трубопроводе до полной остановки системы.

В общем виде деформацию $\Sigma\Delta$ будет определять выражение

$$\Sigma\Delta = \Delta_p + \Delta_{ин}, \quad (4)$$

где $\Sigma\Delta$ - суммарная деформация запорной арматуры; Δ_p - деформация системы, обеспечиваемая работающим электродвигателем; $\Delta_{ин}$ - деформация системы в период инерционного выбега.

Для составления общего уравнения баланса энергий, расходуемых системой при обеспечении деформации $\Sigma\Delta$, положенного в основу предлагаемой классификации, рассмотрим график зависимости модуля внешней силы $P_{закі}$ от деформации запорной арматуры Δ_i (рис. 2).

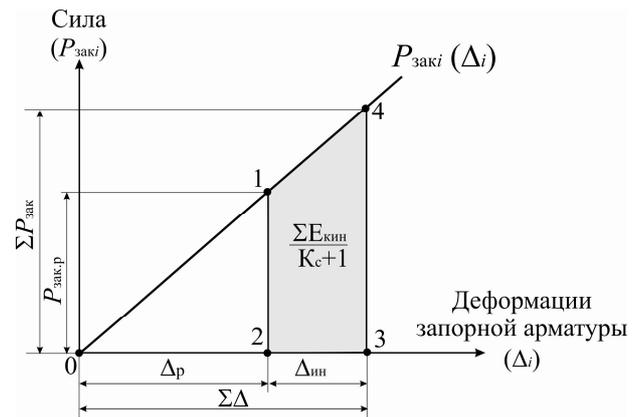


Рис. 2. Зависимость модуля внешней силы $P_{закі}$ от деформации запорной арматуры

Линейность функции $P_{закі}(\Delta_i)$ (рис. 2) определяется работой системы (на протяжении рассматриваемого периода) в области упругих деформаций, что экспериментально и теоретически доказано в предыдущих работах [4; 5].

Значение силы $P_{закі}$, действующей в i -й момент времени, можно определить, согласно закону Гука, выражением

$$P_{закі} = C_{кл} \cdot \Delta_i. \quad (5)$$

Энергию, расходуемую в подсистеме запорной арматуры для обеспечения требуемой герметичности, удобно выразить через площадь треугольника 0-4-3.

Энергия, передаваемая подсистеме работающим электродвигателем, будет определяться площадью треугольника 0-1-2.

Кинетическая энергия, графически определяемая площадью трапеции 1-2-3-4, математически может быть вычислена из выражения (3).

В результате общее уравнение баланса энергий в подсистеме запорной арматуры в период обеспечения герметичности при выполнении цикла «открыто-закрыто» будет иметь вид

$$\frac{1}{2} \cdot \sum P_{зак} \cdot \Sigma\Delta = \frac{1}{2} \cdot P_{закр} \cdot \Delta_p + \frac{\sum E_{кин}}{K_c + 1}. \quad (6)$$

Из выражения (6) с учетом формул (2) и (5) значение деформации Δ_p можно определить зависимостью

$$\Delta_p = \sqrt{\frac{\Sigma\Delta^2 \cdot C_{кл} \cdot (K_c + 1) - ((J_1 + J_2 + J_3) \cdot \omega^2 + m_{ч} \cdot V_{0\delta \text{ ч.}}^2)}{(K_c + 1) \cdot C_{кл}}}. \quad (7)$$

Значение деформации запорной арматуры $\Delta_{ин}$, обеспечиваемой инерционным выбегом после отключения электродвига-

теля, с учетом формулы (7) можно выразить из уравнения (4):

$$\Delta_{и} = \Sigma\Delta - \sqrt{\frac{\Sigma\Delta^2 \cdot C_{\text{вкл}} \cdot (K_c + 1) - ((J_1 + J_2 + J_3) \cdot \omega^2 + m_{\text{ч}} \cdot V_{\text{об.ч.}}^2)}{(K_c + 1) \cdot C_{\text{вкл}}}} \quad (8)$$

Классификационным признаком системы будет являться соотношение деформаций Δ_p и $\Delta_{и}$, определяемых источниками энергии, используемыми при выполнении цикла «открыто-закрыто».

Анализ выражения (8) позволяет определить теоретическую возможность различных вариантов работы системы «электропривод – запорная арматура», используемых в предлагаемой далее классификации. Условием перехода из одной системы в другую является значение подкоренного выражения в формуле (8).

Различные классификационные варианты приведены в таблице.

Таблица

Классификация систем «электропривод – запорная арматура» по видам используемой энергии

Система	Классификационный признак	Схема нагружения
1. Комбинированная	$\Sigma\Delta^2 \cdot C_{\text{вкл}} \cdot (K_c + 1) > (J_1 + J_2 + J_3) \cdot \omega^2 + m_{\text{ч}} \cdot V_{\text{об.ч.}}^2$	$\Sigma\Delta < \Delta_{и}$
2. Инерционная	$\Sigma\Delta^2 \cdot C_{\text{вкл}} \cdot (K_c + 1) = (J_1 + J_2 + J_3) \cdot \omega^2 + m_{\text{ч}} \cdot V_{\text{об.ч.}}^2$	$\Sigma\Delta = \Delta_{и}$
3. Инерционно избыточная	$\Sigma\Delta^2 \cdot C_{\text{вкл}} \cdot (K_c + 1) < (J_1 + J_2 + J_3) \cdot \omega^2 + m_{\text{ч}} \cdot V_{\text{об.ч.}}^2$	$\Sigma\Delta > \Delta_{и}$
4. Безынерционная	$(J_1 + J_2 + J_3) \cdot \omega^2 + m_{\text{ч}} \cdot V_{\text{об.ч.}}^2 = 0$	$\Sigma\Delta = \Delta_p$

Рассмотрим особенности систем в соответствии с приведенной классификацией.

1. Комбинированная система, наиболее широко используемая в настоящее время. В системе применяется наиболее дешевый асинхронный электродвигатель. Энергии работающего двигателя и выбега сбалансированы соответственно равенству (4).

2. Инерционная система, использующая только энергию пуска асинхронного электродвигателя. В данном случае величина Δ_p пренебрежимо мала. Система может быть использована для быстрого дей-

ствующих систем «электропривод – запорная арматура». В настоящее время подобные системы не получили широкого распространения, но при умышленном увеличении момента инерции, например маховиком, могут успешно применяться.

3. Инерционно избыточная система – вариант предыдущей системы с использованием коэффициента запаса

$$K_3 = \frac{\Delta_{и}}{\Sigma\Delta}$$

4. Безынерционная система, наиболее перспективная в ближайшем будущем. В качестве двигателя используется шаговый двигатель с программным управлением. Двигатель безынерционен и после отра-

ботки заданного цикла (шагов) останавливается. Система легко реализуется при снижении стоимости шагового двигателя и системы управления, что было отмечено в работах О.Н. Шпакова [7].

Цель приведенной классификации состоит в том, чтобы обратить внимание производителей систем «электропривод – запорная арматура», особенно конструкторов, на неиспользованные возможности приводов, а также на учет динамических эффектов, игнорирование которых – обычное явление в настоящее время [6].

Как отмечено в Большой советской энциклопедии, «практическая необходи-

мость классификации стимулирует развитие теоретических аспектов науки и техники, а создание классификации дает качественный скачок в развитии знаний» [1].

Реализация в России приоритетной стратегии импортозамещения продукции требует именно качественного скачка. В отношении систем «электропривод – запорная арматура» желаемый скачок позволяет совершить предложенная в статье классификация, дающая возможность пересмотреть направления развития технических систем указанного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Большая советская энциклопедия. В 30 т. Т.12. Кварнер - Конгур / гл. ред. А.М. Прохоров. – 3-е изд. -М.: Сов. энцикл., 1973. -623 с.
2. ГОСТ Р 55511-2013. Арматура трубопроводная. Электроприводы. Общие технические условия.
3. Гуревич, Д. Ф. Трубопроводная арматура с автоматическим управлением: справочник / Д. Ф. Гуревич, О.Н. Заринский [и др.]. -Л.: Машиностроение, 1982. - 320 с.
4. Гарганеев, А. Г. Электропривод запорной арматуры: монография/ А.Г. Гарганеев, А. С. Каракулов, С. В. Ланграф. - Томск: Изд-во ТПУ, 2013. - 157 с.
5. Плахотникова, Е. В. Динамические нагрузки в электроприводной арматуре/Е. В. Плахотникова, Т. А.

Елисеева // Трубопроводная арматура и оборудование. - 2012. - № 5 (62). - С. 72-75.

6. Плахотникова, Е. В. Закон совместимости как базовый элемент повышения качества систем «электропривод - запорная арматура» на пути к импортозамещению/ Е. В. Плахотникова, В. Б. Протасьев// Известия Орловского государственного технического университета. Серия «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии». - 2015.-№ 1 (309).- С. 113-121.
7. Шпаков, О.Н. О расчете нагрузок в электроприводной арматуре / О.Н. Шпаков // Арматуростроение. -2005.-№ 5 (37). - С. 48-51.

1. Large Soviet Encyclopedia in 30 Vol. Vol. 12. Kwarner - Kongur / Editor-in-Chief A.M. Prokhorov. – 3-d Ed. -M.: Sov. Encycl., 1973. – pp. 623.
2. SARS 55511-2013. Pipeline Fittings. Electric Drives. General technical Conditions.
3. Gurevich, D.F., Pipeline Fittings with Automatic Control: Reference Book / D.F. Gurevich, O.N. Zarinisky [et al.]: -L.: Mechanical Engineering, 1982. – pp. 320.
4. Garganeev, A.G., Electric Drive of Stop Valve: Monograph / A.G. Karakulov, S.V. Langraf. - Tomsk: Publishing House TPU, 2013. – pp. 157.
5. Plakhotnikova, E.V., Dynamic Loads in Electric Drive Fittings / E.V. Plakhotnikova, T. A.

Eliseyeva // Pipeline Fittings and Equipment. - 2012. - № 5 (62). - pp. 72-75.

6. Plakhotnikova, E.V., Compatibility law as basic element for quality increase of “Electric Drive-Stop Valve” systems for Import Substitution / E. V. Plakhotnikova, V.B. Protasiev // Bulletin of Orel State Technical University. Series “Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology” 15.-№ 1 (309).- pp. . 113-121.
7. Shpakov, O.N., On computation of loads in electric drive fittings, O.N. Shpakov // Armature Engineering. -2005.-№ 5 (37). - pp. 48-51.

Статья поступила в редколлегию 27.10.15.

Рецензент: д.т.н., профессор

Тульского государственного университета

Борискин О.И.

Сведения об авторах:

Плахотникова Елена Владимировна, к.т.н., доцент кафедры «Инструментальные и метрологиче-

Plakhotnikova Elena Vladimirovna, Can.Eng., Assistant Prof. of the Dep. “Tool and Metrological Sys-

ские системы» Тульского государственного университета, e-mail: e_plakhotnikova@mail.ru.

tems” Tula State University, e-mail: e_plakhotnikova@mail.ru.