

ГИДРАВЛИКА ПНЕВМАТИКА ПРИВОДЫ

Уплотнительные решения для нестандартных скважин



Эндрю Лонгдон,
технический директор Треллеборг Силинг Солюшнс,
рассказывает, благодаря чему компания уверенно занимает
лидирующие позиции в производстве высокотехнологичных
уплотнительных решений для нефтегазовой отрасли.

Читайте на странице 13

НАС ЧИТАЮТ ПРОФЕССИОНАЛЫ!



НОВЫЕ СТРАНИЦЫ РОССИЙСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
WWW.INDUSTRI.RU

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи и массовых коммуникаций РФ. Свидетельство о регистрации СМИ ПИ № ФС77-35842 от 31.03.2009 г. Периодичность выхода — 3 раза в год. Распространяется бесплатно и по редакционной подписке. Формат 214x297. Тираж 4000 экз. Подписано в печать 02.04.2018. Отпечатано в типографии ООО «ИПИ». Заказ № 3675. Издатель/Учредитель: ООО «Институт Промышленной Информации». Генеральный директор — Рафаэль Абрамян.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

192007, Санкт-Петербург,
наб. Обводного канала, д. 64, корпус 2
«Технопарк Обводный 64», пом. 55.
Тел./факс: 8 (812) 244-95-75

РЕДАКЦИЯ

Главный редактор — Генан Абусев: +7-921-947-47-81
e-mail: redaktor@industri.ru

Зам. главного редактора — Ирина Зотова: +7-965-046-41-44
e-mail: irina@industri.ru

КОНСУЛЬТАНТЫ РЕДАКЦИИ

Свешников В.К., к.т.н.,
заведующий лабораторией гидросистем станков «ЭНИМС»:
8 (495) 955-52-25
e-mail: v_sveshnikov@mail.ru

Балиевич В.Е., ведущий профессионального блога
«Практическая гидромеханика»® http://infotechnic.pro:
+7-921-307-23-26
e-mail: vbalievich@gmail.com

РЕКЛАМНАЯ СЛУЖБА

Санкт-Петербург: 8 (812) 244-95-75
Аркадий Ефимов, Алексей Куликов, Юрий Филиппов
e-mail: office@industri.ru, zakaz@industri.ru

Москва: +7 915-199-00-38
Бадыкова Рукия
e-mail: industry-msk@mail.ru

INTERNATIONAL DEPARTMENT

Irina Zotova: EU +359 876 81 3555;
e-mail: Irinazotova808@gmail.com

REPRESENTATIVE IN ITALY

CASIRAGHI INTERNATIONAL ADVERTISING
Via Cardano 81, 22100 COMO — ITALY
Diego Casiraghi
Tel. +39 031 261407
e-mail: diego@casiraghi-adv.com

• Любое использование опубликованных в журнале материалов, в том числе копирование, распространение, передача третьим лицам, опубликование или иные действия, считающиеся использованием в соответствии со ст. 1270 ГК РФ, без письменного согласия редакции, авторов и иных владельцев исключительных прав не допускается за исключением случаев, предусмотренных ГК РФ.

• Рекламуемые товары и услуги подлежат обязательной сертификации в соответствии с законодательством. Ответственность за достоверность публикуемых материалов и наличие соответствующих разрешительных документов несут авторы и рекламодатели.

Полные архивы номеров в pdf-формате, информация о датах выхода, системе распространения журнала и расценках на размещение рекламы размещена на сайте www.industri.ru

СОДЕРЖАНИЕ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ И СИСТЕМЫ МИРОВОГО УРОВНЯ ИЗ ДОЛИНЫ РОЗ И ФРАКИЙСКИХ ЦАРЕЙ!

01

В этом году у болгарских гидравликов два юбилея. 55 лет назад в городе Казанлык было открыто предприятие «ХидроПневмоТехника», а 20 лет назад — Московское представительство фирмы «ХИДРАВЛИКА 96», дочерним предприятием которой сегодня является «ХидроПневмоТехника». За эти годы широкая номенклатура изделий «ХидроПневмоТехники» высочайшего качества завоевала достойное место на российском рынке. А Представительство «ХИДРАВЛИКА 96» в Москве значительно расширило сотрудничество с российскими производителями сельскохозяйственной и строительно-дорожной техники. Сегодня «ХИДРАВЛИКА 96» представляет и поставляет в Россию продукцию ведущих болгарских производителей с мировым именем, таких как «М+С Хидравлик», «Капрони», «Бъдещност» и других.

БОЛГАРСКИЙ ЛИДЕР В МИРОВОЙ ГИДРАВЛИКЕ

02

Компания «М+С ХИДРАВЛИК» является ведущим производителем в мире гидравлических моторов, гидростатических рулевых управлений, клапанов, тормозов и других комплектующих к ним. Этот год для предприятия юбилейный — 55 лет!

ТРИ КЛЮЧЕВЫХ ПРИОРИТЕТА ДЛЯ УСПЕШНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

05

Сокращенный перевод с английского Свешников В.К., к.т.н., ЭНИМС.

Carl Dyke, CD Industrial Group, Inc. Three key priorities for successful agricultural hydraulic design // FluidPower world. Mobile Hydraulic Tips. 2017.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ СМАЗКИ В МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

09

Компания ILC, которую на российском рынке эксклюзивно представляет ПНЕВМАКС, осуществляет поставки и монтаж систем централизованной автоматизированной смазки. Такие системы находят применение в разных отраслях промышленности — сельское хозяйство, горнодобывающая промышленность, машиностроение, пищевая промышленность, электроэнергетика, металлургия и пр. Остановимся на более узком сегменте — дорожно-строительной технике.

ГИДРОАККУМУЛЯТОРЫ. НЕЗНАНИЕ УБИВАЕТ

10

Джек Виск (Jack Weeks), инструктор-консультант GPM Hydraulic Consulting, Inc.

Что вы обычно обсуждаете на инструктаже по технике безопасности? Как правило, поднимаются вопросы средств индивидуальной защиты, цепных ограждений, ремней безопасности и процедур по отключению оборудования от опасных источников энергии. Когда в последний раз на ваших инструктажах звучала тема гидроаккумуляторов? Если вы работаете на среднестатистическом заводе, эту тему вы не обсуждали НИКОГДА. Почему? Потому что руководители по техническому обслуживанию, производству и технике безопасности большинства заводов не осознают всей опасности, которая исходит от аккумуляторов.

УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ НЕСТАНДАРТНЫХ СКВАЖИН И МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НЕФТЕОТДАЧИ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ОТ TRELLEBORG SEALING SOLUTIONS

13

Эндрю Лонгдон, технический директор Треллеборг Силинг Солюшнс, Великобритания, рассказывает, благодаря чему компания уверенно занимает лидирующие позиции в производстве высокотехнологичных уплотнительных решений для нефтегазовой отрасли.

ГИДРАВЛИКА В ЧРЕЗВЫЧАЙНО ТЯЖЕЛЫХ УСЛОВИЯХ

14

Маркус фон Нидерхойзерн, руководитель отдела продаж Wandfluh AG, Фрутиген, Швейцария

В связи с тяжелыми условиями Арктики и тропическим климатом в экваториальной зоне требования к универсальным кораблям ужесточились. Все комплектующие должны либо быть способны выдерживать разнообразие нагрузок, либо быть защищены от любых типов воздействий. Технологии должны подходить для применения не только в низких полярных температурах, но и в тропиках и субтропиках.

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ СФЕРЫ ЭНЕРГЕТИКИ

17

Благодаря своему многолетнему опыту в этой конкретной области, компания Atos разработала технологию управления и контроля. Эти инновационные решения представляют собой плавный, точный и гибкий контроль над управлением паровой или газовой задвижки, что позволяет улучшить показатели скорости вращения турбины и, как следствие, повысить эффективность работы электростанции в целом.

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ

18

ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ СЛЕДЯЩИМ ПРИВОДОМ ВИБРОСТЕНДА

Гойдо М. Е., канд. техн. наук; Бодров В. В., канд. техн. наук; Багаудинов Р. М.

ООО «Уральский инженеринговый центр», г. Челябинск

Применение в составе электрогидравлического привода вибростенда гидроцилиндра с регулируемой величиной хода позволяет расширить полосу пропускания частот вибростенда при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра путем снижения до минимально возможного значения объема рабочей жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра.

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ СЛЕДЯЩИМ ПРИВОДОМ ВИБРОСТЕНДА

Гойдо М. Е., канд. техн. наук; Бодров В. В., канд. техн. наук; Багаутдинов Р. М.

ООО «Уральский инжиниринговый центр», г. Челябинск

Испытания изделий и конструкций всевозможного назначения на вибропрочность и виброустойчивость, как правило, требуется производить в широком диапазоне частот. Очевидно, что для этого частота собственных колебаний, а точнее частота среза исполнительской части вибростенда с установленным на него объектом испытаний должна быть не меньше максимальной частоты вибраций, подлежащих воспроизведению по соответствующей из координат движения стола вибростенда.

Частота среза любой из колебательных механических систем, к которым относятся и вибростенды, определяется, главным образом, приведенной инерционной характеристикой подвижных частей системы (массой при поступательном движении и моментом инерции при вращательном движении) и ее жесткостью. Причем, чем больше при прочих равных условиях жесткость механической колебательной системы, тем выше ее частота среза.

Жесткость вибростендов с электрогидравлическим приводом в основном определяется жесткостью их гидропривода.

Далее для определенности ограничимся рассмотрением электрогидравлического следящего привода поступательного движения, т.е. привода, в котором в качестве гидродвигателя используется гидроцилиндр двухстороннего действия, имеющий рабочие полости А и В. Следует отметить, что любая из рабочих полостей гидроцилиндра может считаться полостью А или полостью В, тогда другая полость соответственно считается полостью В или А. Поэтому приведенные ниже положения и выкладки применимы для любой полости гидроцилиндра и любом направлении движения его выходного звена.

Для тех случаев, когда при изменении нагрузки на выходном звене гидроцилиндра происходит изменение давления в противофазе в обеих полостях гидроцилиндра, коэффициент жесткости $c_{гн}$ собственно гидропривода поступательного движения вычисляется по формуле (1):

$$c_{гн} = A_A^2 E_A / V_A + A_B^2 E_B / V_B, \quad (1)$$

где A_A , A_B – значения эффективной площади поршня гидроцилиндра со стороны его рабочих полостей соответственно А и В;

E_A , E_B – приведенные модули объемной упругости участков гидропривода, присоединенных к полостям соответственно А и В гидроцилиндра;

V_A , V_B – текущие значения объемов рабочей жидкости в полостях соответственно А и В гидроцилиндра и в присоединенных к ним гидролиниях:

$$\begin{aligned} V_A &= V_{A0} + A_A z, \\ V_B &= V_{B0} - A_B z; \end{aligned}$$

z – текущая координата выходного звена гидроцилиндра, отсчитываемая от положения выходного звена, при котором объем рабочей жидкости в полости А гидроцилиндра является минимально возможным;

V_{A0} , V_{B0} – значения объемов рабочей жидкости в полостях соответственно А и В гидроцилиндра и в присоединенных к ним гидролиниях при $z = 0$.

Из формулы (1) видно, что коэффициент жесткости $c_{гн}$ гидропривода при прочих равных условиях тем больше, чем меньше значения объемов V_A и V_B .

Теоретически влияние жесткости гидропривода на частоту среза и, соответственно, на полосу пропускания частот вибростенда можно устранить, если в процессе виброиспытаний подачу рабочей жидкости в текущую напорную полость А гидроцилиндра производить при расходе $Q_{A,н}$ вычисляемом посредством контроллера (рис. 1) в соответствии со следующим выражением:

$$Q_{A,н} = A_A x_{расгн} + k_{ут,А} (p_A - p_T) + k_{перет} (p_A - p_B) + (V_A/E_A) dp_A/dt, \quad (2)$$

где $x_{расгн}$ – сигнал рассогласования;

$k_{ут,А}$ – коэффициент утечек рабочей жидкости для участка гидропривода, присоединенного к полости А гидроцилиндра;

$k_{перет}$ – коэффициент перетечек рабочей жидкости между участками гидропривода, присоединенными к полостям А и В гидроцилиндра;

p_A , p_B – значения давления рабочей жидкости в полостях соответственно А и В гидроцилиндра;

p_T – значение давления в сливной гидролинии привода;

t – время.

С учетом утечек и перетечек рабочей жидкости, а также сжимаемости жидкости и податливости стенок каналов и полостей, в которых она заключена, расход Q_A рабочей жидкости, поступающей на участок, примыкающий к полости А гидроцилиндра, в соответствии с уравнением неразрывности связан со скоростью движения $v = dz/dt$ выходного звена гидроцилиндра следующим образом:

$$Q_A = A_A v + k_{ут,А} (p_A - p_T) + k_{перет} (p_A - p_B) + (V_A/E_A) dp_A/dt. \quad (3)$$

Приравняв правые части выражений (2) и (3), получаем:

$$v = x_{расгн}. \quad (4)$$

Таким образом, при регулировании расхода рабочей жидкости на участке, примыкающем к полости А гидроцилиндра, в соответствии с выражением (2) скорость v перемещения выходного звена гидроцилиндра при движении его в любом направлении (в пределах погрешности проведенных математических выкладок, связанной с переменностью в процессе работы гидропривода целого ряда его характеристик, в частности, коэффициентов утечек и перетечек рабочей жидкости, приведенного модуля упругости и т.п.) зависит лишь от значения сигнала рассогласования $x_{расгн}$.

Следует отметить, что в отдельные моменты времени знак расхода $Q_{A,н}$ может не совпадать со знаком сигнала рассогласования $x_{расгн}$, например, из-за резкого изменения силы на выходном звене гидроцилиндра и, соответственно, значения производной dp_A/dt . Это означает, в частности, при положительном значении сигнала рассогласования $x_{расгн}$ и отрицательном значении расхода $Q_{A,н}$, что рабочая жидкость должна не подаваться в полость А гидроцилиндра, а сливаться из нее при соответствующем абсолютном значении расхода.

Для электрогидравлического привода, следящего по положению, исходный управляющий сигнал $x_{упр}$ равен:

$$x_{упр} = z_{зад} - z, \quad (5)$$

а сигнал рассогласования:

$$x_{расгн} = k_v x_{упр}, \quad (6)$$

где $z_{зад}$ – текущее заданное значение координаты z выходного звена гидроцилиндра (входной сигнал);

k_v – коэффициент усиления.

В данном случае согласно выражениям (4), (5), (6):

$$v = k_v (z_{зад} - z), \quad (7)$$

то есть текущая скорость движения v выходного звена гидроцилиндра прямо пропорциональна отклонению текущего значения координаты z от ее заданного значения $z_{зад}$.

Для электрогидравлического привода, следящего по скорости, исходный управляющий сигнал $x_{упр}$ равен:

$$x_{упр} = v_{зад}, \quad (8)$$

а сигнал рассогласования:

$$x_{расгн} = v_{зад} + k_{ос} (v_{зад} - v), \quad (9)$$

где $v_{зад}$ – текущее заданное значение скорости движения v выходного звена гидроцилиндра (входной сигнал);

$k_{ос}$ – коэффициент обратной связи.

Для такого гидропривода согласно выражениям (4), (8), (9):

$$v = v_{\text{зад}} \quad (10)$$

то есть текущая скорость движения v выходного звена гидроцилиндра равна ее текущему заданному значению $v_{\text{зад}}$.

В электрогидравлических следящих гидроприводах с дроссельным управлением регулирование расхода Q_A осуществляют путем изменения площади проходного сечения рабочих окон электрогидравлического усилителя (сервоклапана или гидрораспределителя с пропорциональным электрическим управлением).

Расход Q_A рабочей жидкости через рабочее окно электрогидравлического усилителя, через которое жидкость поступает в полость А гидроцилиндра или вытекает из нее, в общем случае связан с перепадом давления Δp_A на этом окне зависимостью:

$$Q_A = G_{p.o.A} |\Delta p_A|^{1/2} \text{sign} \Delta p_A, \quad (11)$$

где $G_{p.o.A}$ – коэффициент гидравлической проводимости рабочего окна электрогидравлического усилителя, через которое жидкость поступает в полость А гидроцилиндра или вытекает из нее:

$$G_{p.o.A} = \mu A_{p.o.A} (2/\rho)^{1/2};$$

$A_{p.o.A}$ – площадь проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя, через которое жидкость поступает в полость А гидроцилиндра или вытекает из нее;

μ – коэффициент расхода рабочего окна электрогидравлического усилителя;

ρ – плотность рабочей жидкости.

При $x_{\text{упр}} \geq 0$ и $Q_{A,n} \geq 0$ полость А гидроцилиндра подлежит соединению с напорным каналом электрогидравлического усилителя, а полость В – со сливным каналом последнего. В этом случае (при пренебрежении потерями давления на участке между электрогидравлическим усилителем и полостью А гидроцилиндра):

$$\Delta p_A = p_n - p_A,$$

где p_n – давление в напорном канале электрогидравлического усилителя.

В рассматриваемом случае для обеспечения равенства $Q_A = Q_{A,n}$ и протекающего из него равенства (4) коэффициент проводимости $G_{p.o.A}$ должен составлять:

$$G_{p.o.A} = Q_{A,n} / (p_n - p_A)^{1/2}. \quad (12)$$

При $x_{\text{упр}} \geq 0$ и $Q_{A,n} < 0$ полость А гидроцилиндра подлежит соединению со сливным каналом электрогидравлического усилителя, а полость В – с его напорным каналом.

Для этого случая: $\Delta p_A = p_A - p_{cn}$ – и требуемое значение коэффициента проводимости $G_{p.o.A}$ равно:

$$G_{p.o.A} = Q_{A,n} / (p_A - p_{cn})^{1/2}. \quad (13)$$

Здесь и далее отрицательное значение коэффициента проводимости $G_{p.o.A}$ соответствует соединению полости А гидроцилиндра со сливным каналом электрогидравлического усилителя.

Для случая $x_{\text{упр}} < 0$ получаем следующие формулы для требуемого значения коэффициента проводимости $G_{p.o.A}$:

$$G_{p.o.A} = K Q_{B,n} / (p_n - p_B)^{1/2} \text{ при } Q_{B,n} \leq 0; \quad (14)$$

$$G_{p.o.A} = K Q_{B,n} / (p_B - p_{cn})^{1/2} \text{ при } Q_{B,n} > 0, \quad (15)$$

где $Q_{B,n} = A_B x_{\text{распол}} - k_{\text{ут.В}} (p_B - p_{cn}) - k_{\text{перет}} (p_B - p_A) - V_B / E_B dp_B / dt$; (16)

$K = G_{p.o.A} / G_{p.o.B}$ ($K > 0$) (выбор рационального значения K рассмотрен в работе [1]);

$G_{p.o.B}$ – коэффициент гидравлической проводимости рабочего окна электрогидравлического усилителя, через которое жидкость вытекает из полости В гидроцилиндра или поступает в нее;

$k_{\text{ут.В}}$ – коэффициент утечек рабочей жидкости для участка гидропривода, присоединенного к полости В гидроцилиндра.

В случае работы гидропривода с постоянной по направлению нагрузкой, воспринимаемой рабочей жидкостью, находящейся в полости А гидроцилиндра, значение необходимого в текущий момент времени коэффициента гидравлической проводимости $G_{p.o.A}$ рабочего окна электрогидравлического усилителя предпочтительнее определять в зависимости от величины и характера изменения давления в нагруженной полости гидроцилиндра, то есть в полости А, вне зависимости от знака управляющего сигнала $x_{\text{упр}}$, используя при $x_{\text{упр}} < 0$ вместо выражений (14) и (15) соответственно выражения (13) при $Q_{A,n} \leq 0$ и (12) при $Q_{A,n} > 0$.

Дело в том, что в более нагруженной полости гидроцилиндра и соединенных в ней гидролиниях в меньшей степени проявляется влияние содержащегося в рабочей жидкости газа на текущее

значение ее модуля упругости, вследствие чего при изменении условий работы привода погрешность в вычислении потребного в текущий момент времени значения площади проходного сечения рабочего окна электрогидравлического усилителя уменьшается, что способствует повышению точности отработки электрогидравлическим приводом управляющего сигнала.

Для обеспечения равенства (4) электрический управляющий сигнал, подаваемый с соответствующего выхода контроллера системы управления вибростенда на вход электрогидравлического усилителя, должен формироваться из условия обеспечения потребного в текущий момент времени коэффициента гидравлической проводимости рабочего окна электрогидравлического усилителя (на основании экспериментально определенной зависимости коэффициента гидравлической проводимости рабочего окна используемого электрогидравлического усилителя от величины упомянутого управляющего сигнала) [2].

В соответствии с вышеизложенным рассмотренный алгоритм управления электрогидравлическим следящим приводом теоретически позволяет обеспечить инвариантность скорости движения выходного звена гидроцилиндра по отношению к колебаниям давления в напорном и сливном каналах электрогидравлического усилителя, к величине нагрузки на выходном звене гидроцилиндра (в пределах рабочего диапазона) и к характеру изменения этой нагрузки во времени, а также к регулировочной характеристике электрогидравлического усилителя.

Однако, в силу погрешностей вычислений, связанных с переменностью в процессе работы электрогидравлического привода целого ряда его характеристик, в первую очередь, модуля упругости используемой рабочей жидкости, и невозможностью точного определения мгновенной скорости изменения давления жидкости в рабочей полости гидроцилиндра и на примыкающем к ней участке гидросистемы данный способ управления в действительности не обеспечивает полной независимости скорости движения выходного звена гидроцилиндра от характера изменения нагрузки и приводит при прочих равных условиях к динамическим ошибкам слежения тем большим, чем больше объем рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра. При прочих равных условиях погрешность в отработке приводом управляющих сигналов с увеличением частоты колебаний выходного звена гидроцилиндра увеличивается, что ограничивает частотный диапазон использования привода.

Следует отметить, что при проведении испытаний изделий и конструкций на вибропрочность и виброустойчивость повышенным частотам колебаний, как правило, соответствуют пониженные значения амплитуды (размаха) перемещения стола вибростенда, соединенного с выходным звеном гидроцилиндра. С учетом данного обстоятельства улучшение динамических характеристик привода (а именно: повышение жесткости привода и расширение тем самым его полосы пропускания частот) при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра можно обеспечить, если в составе вибростенда использовать гидроцилиндр с регулируемой величиной хода, а точнее: гидроцилиндр с регулируемой суммарной вместимостью его рабочих полостей, например, гидроцилиндр, одна из крышек которого выполнена подвижной относительно корпуса.

При применении такого гидроцилиндра в составе электрогидравлического следящего привода вибростенда (см. рис. 1) управление приводом осуществляется следующим способом.

Перед началом виброиспытаний с помощью устройства 5 производится задание (ввод) кинематических параметров (закона) движения выходного звена (в рассматриваемом случае штока 8) гидроцилиндра 4, например, частоты и амплитуды изменения скорости движения выходного звена гидроцилиндра 4 (и, соответственно, стола 12 вибростенда), и вид параметра (скорость или координата), который должен использоваться в качестве контролируемого параметра выходного звена гидроцилиндра. В общем случае задаваемый закон движения выходного звена гидроцилиндра 4 может быть сложным, например, полигармоническим.

На основании заданной информации о законе движения выходного звена гидроцилиндра 4, которая из устройства 5 передается в контроллер 1, в контроллере 1 производится вычисление макси-

мального $z_{\max}$ и минимального $z_{\min}$ значений координаты z выходного звена гидроцилиндра, определяемой как расстояние между его поршнем 7 и неподвижной крышкой 10, в процессе виброиспытаний при реализации заданного закона движения при условии, что движение выходного звена начинается при текущем расстоянии $z_{\text{нач0}}$ между поршнем 7 и неподвижной крышкой 10 гидроцилиндра.

Далее в контроллере 1 производится вычисление значения $z_{\text{раб}}$ рабочего хода выходного звена гидроцилиндра 4, соответствующего заданному закону движения указанного звена в процессе предстоящих виброиспытаний изделия 13:

$$z_{\text{pa6}} = z_{\text{max0}} - z_{\text{min0}}.$$

После этого в контроллере 1 выполняются:

– расчет координаты $y_{кр9}$, которую должна иметь подвижная крышка 9 относительно неподвижной крышки 10 для того, чтобы расстояние $L_{кр}$ между крышками 9 и 10 было с минимально допустимым заданным запасом $\Delta z_{зап}$ равно значению вычисленного рабочего хода выходного звена гидроцилиндра 4, сложенному с длиной l_n поршня 7:

$$y_{\text{кр}9} = L_{\text{кр}} = z_{\text{раб}} + l_{\text{п}} + \Delta z_{\text{зап}};$$

– расчет начальной координаты $z_{\text{нач}}$ выходного звена гидроцилиндра 4, при которой в процессе виброиспытаний с заданным законом движения выходного звена обеспечивается равенство минимального расчетного расстояния между поршнем 7 гидроцилиндра и каждой из крышек 9, 10 половине минимально допустимого заданного запаса $\Delta z_{\text{зан}}$ по рабочему ходу выходного звена гидроцилиндра:

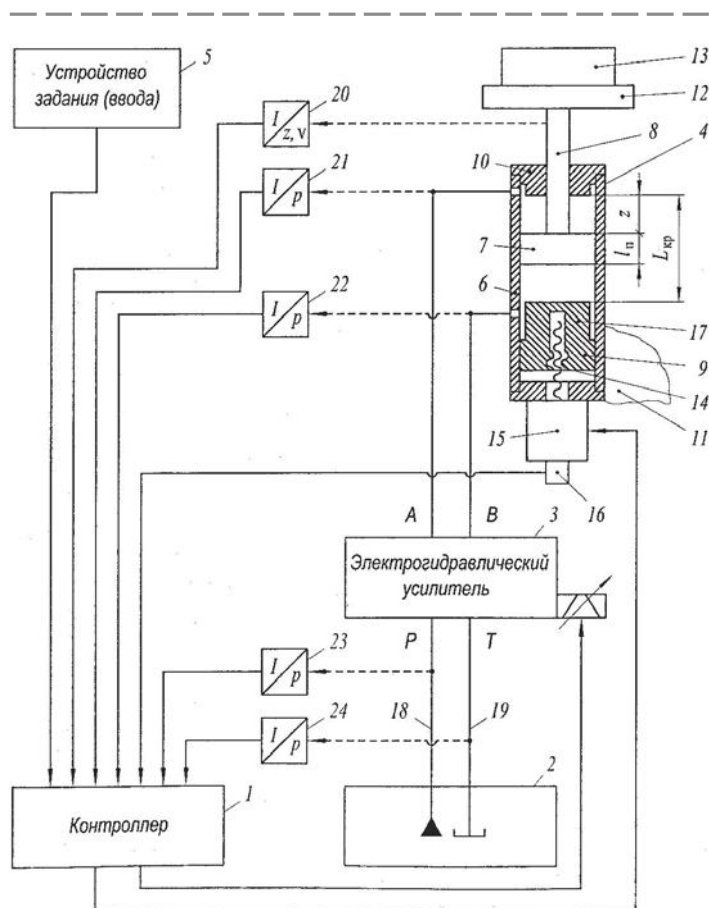


Рис. 1. Схема электрогидравлического следящего привода вибростенда (заявка на изобретение RU № 2017144475):

1 – контроллер; 2 – гидравлический источник питания; 3 – электрогидравлический усилитель; 4 – гидроцилиндр; 5 – устройство задания (ввода) кинематических параметров движения выходного звена гидроцилиндра 4; 6, 7, 8, 9, 10 – соответственно корпус, поршень, шток, подвижная и неподвижная крышки гидроцилиндра 4; 11, 12 – соответственно станина и стол вибростенда; 13 – изделие, подлежащее испытанию на вибропрочность и/или виброустойчивость; 14 – винтовая передача; 15 – шаговый электродвигатель; 16 – абсолютный энкодер вращения (датчик угла поворота); 17 – хвостовик подвижной крышки 9; 18, 19 – соответственно напорная и сливная гидролинии; 20 – датчик перемещения и скорости; 21, 22, 23, 24 – датчики давления.

$$z_{\text{max}} = z_{\text{max0}} - z_{\text{min0}} + \Delta z_{\text{zap}}/2.$$

После проведенных вычислений формируются соответствующие управляющие сигналы, которые с выходов контроллера 1 подаются на управляющие входы электрогидравлического усилителя 3 и шагового электродвигателя 15. В результате обработки указанных сигналов, контроль выполнения которых производится с использованием датчиков 20 и 16, выходное звено гидроцилиндра 4 перемещается в положение, при котором расстояние между поршнем 7 и неподвижной крышкой 10 гидроцилиндра принимает значение $z_{\text{нач}}$, а подвижная крышка 9 перемещается в положение, при котором расстояние между ней и неподвижной крышкой 10 принимает значение $L_{\text{кд}}$.

В результате при каждом текущем значении координаты выходного звена гидроцилиндра 4 в процессе последующего выполнения виброиспытаний с заданным законом движения выходного звена гидроцилиндра 4 объем рабочей жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра является практически минимально возможным и, соответственно, динамическая погрешность в работе привода при прочих равных условиях является также пониженной. Благодаря этому расширяется полоса пропускания частот вибростенда при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра.

Применение рассмотренного способа управления в электрогидравлических следящих приводах вибростендов создает предпосылки для повышения эффективности их использования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учет рассмотренным выше образом утечек и перетечек рабочей жидкости, а также сжимаемости жидкости и податливости стенок каналов и полостей, в которые она заключена, теоретически позволяет при управлении электрогидравлическим следящим приводом вибростенда добиться полной инвариантности привода по отношению к внешним возмущающим воздействиям и, благодаря этому, обеспечить движение его выходного звена с заданной скоростью для приводов, следящих по скорости, и со скоростью, пропорциональной отклонению текущей координаты выходного звена от заданной координаты, для приводов, следящих по положению.

Применение в составе электрогидравлического привода вибростенда гидроцилиндра с регулируемой величиной хода позволяет расширить полосу пропускания частот вибростенда при проведении испытаний изделий на вибропрочность и виброустойчивость при пониженных значениях рабочего хода выходного звена гидроцилиндра путем снижения до минимально возможного значения объема рабочей жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра.

Литература

1. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). — М.: Машиностроение, 2009. 304 с.
2. Патент № 2206804 (RU). Способ регулирования контролируемого параметра выходного звена гидродвигателя электрогидравлического следящего привода / Гойдо М.Е., Бодров В.В., Багаутдинов Р.М. // Опубл. в Б.И. — 2003. — № 17.



ООО «Уральский инжиниринговый центр»
Научно-производственный холдинг CHELTEC
Россия, 454007, г. Челябинск, а/я 897
тел.: +7 (351) 7-750-172
тел./факс: +7 (351) 7-750-168
e-mail: goido@cheltec.ru
www.cheltec.ru