

С приложением

Научно-технический и производственный журнал
Издается с января 1997 года

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

СОДЕРЖАНИЕ

Общетеchnическая информация

Бужин Ю. М., Тюнин В. Л. Модификации формулы $E = mC^2$ для решения инженерных задач классической механики 3

Современные технологии

Зубарев Ю. М., Приемышев А. В. Моделирование процесса шлифования микрорезанием единичными абразивными зёрнами. Ч. 3. Образование шлифовочных рисок 10

Конструирование, расчеты

Безъязычный В. Ф., Виноградов К. А., Виноградова О. В., Фадеев В. А. Системный анализ и синтез газодинамических характеристик ступеней турбин газотурбинного двигателя 15

Гойдо М. Е., Батурин А. А., Бодров В. В., Багаутдинов Р. М. Выбор основных параметров гидросистемы стенда для натурных испытаний труб на долговечность внутренним давлением 22

Хейло С. В., Гарин О. А., Палочкин С. В., Дорофеев С. Д. Исследование свойств пространственных механизмов с шестью степенями свободы 28

Кирсанов М. Н. Аналитический расчет деформаций плоской однопролетной балочной фермы с четырьмя опорами в системе Maple 34

Авдюхина Т. М., Чубатенко А. А. Оптимизация проектных параметров конструкции силовой нервюры крыла, выполненной из различных конструкционных материалов 39

Сегодня – студент, завтра – инженер

Нижегородов А. И. Сыпучие строительные материалы. Перемещение сыпучих материалов пневмо- и гидротранспортом. Шестая лекция 47

Разная информация

Кузнецов Е. А., Нестеркина Н. П., Журавлева Ю. А., Микаева С. А. Энергоэффективное освещение общественных помещений 54

Председатель редакционного совета
академик РАН, д-р техн. наук
Р. Ф. ГАНИЕВ

Заместитель председателя редакционного совета
д-р техн. наук, проф.
А. В. КИРИЧЕК

Главный редактор
П. Е. КЛЕЙЗЕР

Заместитель главного редактора
А. А. КУЛИКОВА

Редакция:
С. М. МАКЕЕВА, А. А. КУЛИКОВА

Редакционный совет:

В. Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д-р техн. наук, проф.	А. Ю. КОНЬКОВ, д-р техн. наук
А. И. БОЛДЫРЕВ, д-р техн. наук, проф.	В. Г. МАЛИНИН, д-р физ.-мат. наук, проф.
Р. БЛАШКОВИЧ, д-р техн. наук, проф. (Словакия)	Г. А. НУЖДИН, канд. техн. наук
Р. Я. ВАКУЛЕНКО, д-р экон. наук, проф.	Ю. В. ПАНФИЛОВ, д-р техн. наук, проф.
В. А. ГЛАЗУНОВ д-р техн. наук, проф.	В. Я. РАСПОПОВ, д-р техн. наук, проф.
В. А. ГОЛЕНКОВ, д-р техн. наук, проф.	В. П. СМОЛЕНЦЕВ, д-р техн. наук, проф.
С. Н. ГРИГОРЬЕВ, д-р техн. наук, проф.	Ю. С. СТЕПАНОВ, д-р техн. наук, проф.
А. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук, проф.	А. Г. СХИРТЛАДЗЕ, д-р пед. наук, канд. техн. наук, проф.
В. Л. ЗАКОВОРОТНЫЙ, д-р техн. наук, проф.	С. Ю. ШАЧНЕВ, канд. техн. наук.
Ю. М. ЗУБАРЕВ, д-р техн. наук, проф.	М. Чекарели, PhD, проф. (Италия)
А. С. КАЛАШНИКОВ, д-р техн. наук, проф.	В. П. ЧИРКОВ, д-р техн. наук, проф.

Подписку на журнал можно оформить в любом почтовом отделении, или непосредственно в издательстве. Индексы по каталогам:
72428 – «Роспечать»;
41299 – «Пресса России»;
П3653 – электронный каталог «Почта России»

Телефоны редакции:
(495) 589 56 81, (495) 514 76 50

Адрес редакции: 119048, г. Москва,
ул. Усачева, д. 35, стр. 1

E-mail: hb@idspektr.ru; sizhpost@gmail.com

Http://www.handbook-j.ru; Http://www.idspektr.ru

Журнал зарегистрирован в Комитете Российской Федерации по печати. Свидетельство о регистрации № 014670 от 25.12.1997 г., Свидетельство о перерегистрации ПИ № ФС 77-46364 от 26.08.2011 г.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале «Справочник. Инженерный журнал», допускаются со ссылкой на источник информации и только с разрешения редакции

HANDBOOK

AN ENGINEERING JOURNAL

3 (288)
2021

With supplement

Scientific, technical and production monthly journal
Publishes from January, 1997

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS

CONTENTS

General Technical Information

- Buzin Yu. M., Tyunin V. L.** Modifications of the Formula $E = mC^2$ for Solving Engineering Problems of Classical Mechanics 3

Up-to-date Technologies

- Zubarev Yu. M., Priemyshev A. V.** Modeling of the Grinding Process by Micro-Cutting Single Abrasive Grains. Part 3. Formation of RIS-Grooves 10

Constructing, Calculations

- Bezjazychnyj V. F., Vinogradov K. A., Vinogradova O. V., Fadeev V. A.** System Analysis and Synthesis of Gas-Turbine Stages Aerodynamic Performance 15
- Goydo M. E., Baturin A. A., Bodrov V. V., Bagautdinov R. M.** Selection of Basic Parameters of Hydraulic System of Stand for Full-Scale Tests of Pipes for Durability by Internal Pressure 22
- Kheylo S. V., Garin O. A., Palochkin S. V., Dorofeev S. D.** The Properties of the Mechanisms with Six Degrees of Freedom 28
- Kirsanov M. N.** Analytical Calculation of Deformations of a Planar Single-Span Beam Girder with Four Supports in the Maple System 34
- Avdukhina T. M., Chubatenko A. A.** Optimization of Design Space of Supporting Wing Rib, which is Made by Different Structural Materials 39

Today – a Student, Tomorrow – Engineer

- Nizhegorodov A. I.** Bulk Construction Materials. Moving Bulk Materials by Pneumatic and Hydraulic Transport. Lecture 6 47

Different Information

- Kuznetsov E. A., Nesterkina N. P., Zhuravleva Yu. A., Mikaeva S. A.** Energy Efficient Lighting of Public Premises 54

President of Editorial advisory

R. F. GANIEV

Chairman Assistant

A. V. KIRICHEK

Editor-in-Chief

P. E. KLEYZER

Editorial council

A. A. KULIKOVA

Edition:

S. M. MAKEEVA, A. A. KULIKOVA

Editorial council:

V. F. BEZJAZYCHNY A. Yu. KON'KOV

A. I. BOLDYREV V. G. MALININ

R. BLAZHKOVICH, G. A. NUZHIDIN
(Slovakia) Yu. V. PANFILOV

R. Ya. VAKULENKO V. Ya. RASPOPOV

V. A. GLAZUNOV V. P. SMOLENTSEV

V. A. GOLENKOV Yu. S. STEPANOV

S. N. GRIGORIEV A. G. SHIRTLADZE

A. A. ZHUKOV S. Yu. SHACHNEV

V. L. ZAKOVOROTNY M. CECCARELLI
(Italy)

Yu. M. ZUBAREV A. S. KALASHNIKOV V. P. CHIRKOV

The journal is being distributed according to a subscription, which is available in any post office or at the publishing house directly. Indexes in the catalogue:

72428 – “Rospechat” subscription agency catalogue;

41299 – “Pressa Rossii” union catalogue;

П3653 – Electronic catalog “Pochta Rossii”

The journal is registered in State Committee of Russian Federation on printing. Registration certificate N 014670 at 25.12.1997. Re-registration ПИ N ФС 77-46364 at 26.08.2011.

The Journal is among those approved by VAC RF for dissertation publication.

Reprint, all types of copying and reproduction of the materials published in the journal "Handbook. An Engineering journal" are allowed only with the permission from the editors and with the reference to the source of information. Advertisers are fully responsible for the content of the

Tel.: (495) 589 56 81; (495) 514 76 50

Edition address: Buil. 1, Usacheva St. 35, Moscow, Russia, 119048

E-mail: hb@idspektr.ru; sizhpost@gmail.com

Http://www.handbook-j.ru; www.idspektr.ru

УДК 62-822
DOI: 10.14489/hb.2021.03.pp.022-027

М. Е. Гойдо, канд. техн. наук, А. А. Батуринов, канд. техн. наук, В. В. Бодров, канд. техн. наук,
Р. М. Багаутдинов (ООО «Уральский инжиниринговый центр», Челябинск, Россия,
e-mail: goido@cheltec.ru)

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОСИСТЕМЫ СТЕНДА ДЛЯ НАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТРУБ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

Представлен комплекс формул, последовательное применение которых позволяет на основании заданных характеристик синусоидального закона изменения внутреннего давления в испытываемой трубе выполнить расчет и выбор основных параметров гидросистемы испытательного стенда. Приведен пример использования простого способа проверки корректности сделанного выбора параметров.

Ключевые слова: испытание труб внутренним давлением; электрогидравлический следящий привод; выбор параметров; расчетные зависимости.

M. E. Goydo, A. A. Baturin, V. V. Bodrov, R. M. Bagautdinov
(Ural Engineering Center, Chelyabinsk, Russia)

SELECTION OF BASIC PARAMETERS OF HYDRAULIC SYSTEM OF STAND FOR FULL-SCALE TESTS OF PIPES FOR DURABILITY BY INTERNAL PRESSURE

A complex of formulas is presented, the consistent application of which allows, based on the given characteristics of the sinusoidal law of variation of the internal pressure in the test pipe, to calculate and select the main parameters of the hydraulic system of the test bench. An example is given of using a simple method for checking the correctness of the choice made.

Keywords: Pipe pressure test; Electro-hydraulic servo drive; Selection of parameters; Calculated dependencies.

Статья поступила в редакцию 16.07.2020 г.

Выбор параметров гидросистемы стенда проводится для случая изменения внутреннего давления в трубе, имеющей наибольший внутренний объем из всех труб, подлежащих испытанию на стенде, с максимальной частотой от минимального p_{\min} до максимального p_{\max} значений, предусмотренных при эксплуатации стенда.

Объем $V_{\text{деф}}$ испытательной жидкости (водной эмульсии или воды), которая при нагружении трубы внутренним давлением подвергается деформации вместе с испытываемой трубой, равен:

$$V_{\text{деф}} = V_{\text{тр}} + V_{\text{подкл}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{тр}}$ – внутренний объем испытываемой трубы,

$$V_{\text{тр}} = \pi D_{\text{в}}^2 L / 4; \quad (2)$$

$D_{\text{в}}$ – диаметр внутренней поверхности трубы; L – длина испытываемой трубы; $V_{\text{подкл}}$ – внутренний объем трубопроводов, подключенных к испытываемой трубе.

Расход Q испытательной жидкости, обусловленный сжимаемостью жидкости и податливостью стенок каналов, в которых она заключена, следующим образом связан со скоростью dp/dt изменения текущего значения избыточного давления p жидкости:

$$Q = \frac{V_{\text{деф}}}{E_{\text{тр.пр}}} \frac{dp}{dt}, \quad (3)$$

где t – время.

Приведенный модуль объемной упругости $E_{\text{тр.пр}}$ трубы с испытательной жидкостью определяется по формуле [1]

$$E_{\text{тр.пр}} = \frac{E_{\text{см}}}{1 + E_{\text{см}}/E_{\text{тр}}}. \quad (4)$$

В формуле (4) $E_{\text{см}}$ представляет собой модуль объемной упругости жидкостно-газовой смеси, чем фактически является испытательная жидкость, а $E_{\text{тр}}$ – модуль объемной упругости собственно трубы:

$$E_{см} = \frac{n(p + p_{атм})(B_{ж} + A_{ж}p) \left[(1 - \delta_0) \left(\frac{B_{ж} + A_{ж}p_0}{B_{ж} + A_{ж}p} \right)^{\frac{1}{A_{ж}}} + \delta_0 \left(\frac{p_0 + p_{атм}}{p + p_{атм}} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}{n(p + p_{атм})(1 - \delta_0) \left(\frac{B_{ж} + A_{ж}p_0}{B_{ж} + A_{ж}p} \right)^{\frac{1}{A_{ж}}} + \delta_0 (B_{ж} + A_{ж}p) \left(\frac{p_0 + p_{атм}}{p + p_{атм}} \right)^{\frac{1}{n}}}; \quad (5)$$

$$E_{тр} = \frac{E_M \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\Omega_{тр}} \right)^2 \right]}{2 \left(\frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2} \right) + \mu_M}, \quad (6)$$

где n – показатель политропы; $p_{атм}$ – атмосферное давление; $B_{ж}$ – модуль объемной упругости дегазированной жидкости при $p = 0$ (т.е. при атмосферном давлении) и рабочей температуре; $A_{ж}$ – коэффициент пропорциональности между изменением модуля объемной упругости дегазированной жидкости и избыточным давлением p при рабочей температуре; δ_0 – значение коэффициента объемного газосодержания δ для жидкостно-газовой смеси при фиксированном значении p_0 избыточного давления и рабочей температуре смеси, $\delta = V_{г}/V_{см}$; $V_{г}, V_{см}$ – объем соответственно нерастворенного газа в жидкостно-газовой смеси и непосредственно самой смеси при текущих значениях температуры и давления смеси; E_M, μ_M – соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала трубы; D_H – диаметр наружной поверхности трубы; Ω – угловая частота гармонических колебаний давления в трубе; $\Omega_{тр}$ – угловая частота собственных радиальных колебаний стенки трубы,

$$\Omega_{тр} = 2 \sqrt{\frac{2E_M}{\rho_M [D_H^2 + D_B^2 + (D_H^2 - D_B^2)\mu_M]}}; \quad (7)$$

ρ_M – плотность материала трубы.

Объем испытательной жидкости $\Delta V_{деф}$, который должен быть подан в испытываемую трубу при повышении давления в ней от заданного минимального значения $p_{мин}$ до заданного максимального значения $p_{макс}$, в соответствии с приведенными выше выражениями, составляет:

$$\Delta V_{деф} = \int_{p_{мин}}^{p_{макс}} \frac{V_{деф}}{E_{тр.пр}} dp. \quad (8)$$

При гармоническом (синусоидальном) законе изменения давления p в испытываемой трубе от заданного минимального значения $p_{мин}$ до заданного максимально его значения $p_{макс}$ с частотой f (в Гц)

зависимость давления от времени t описывается выражением

$$p = [(p_{макс} + p_{мин}) + (p_{макс} - p_{мин}) \sin(2\pi ft - \pi/2)]/2. \quad (9)$$

В данном случае скорость изменения давления dp/dt представляет собой также гармоническую функцию времени t :

$$dp/dt = \pi f (p_{макс} - p_{мин}) \cos(2\pi ft - \pi/2). \quad (10)$$

С учетом зависимости (10) выражение (8) приобретает вид

$$\Delta V_{деф} = \pi V_{деф} f (p_{макс} - p_{мин}) \int_0^{\frac{1}{2f}} \frac{\cos(2\pi ft - \pi/2)}{E_{тр.пр}} dt. \quad (11)$$

Следует отметить, что величина $E_{тр.пр}$ в соответствии с выражениями (4), (5) и (9) является функцией времени. При этом в выражении (6): $\Omega = 2\pi f$.

На основании вычислений по формуле (3) с учетом выражений (1), ..., (6), (9) и (10) для интервала времени t от 0 до $1/(2f)$ находится максимальное значение $Q_{макс}$ расхода Q в испытываемую трубу.

Для создания потока испытательной жидкости с требуемым в каждый текущий момент времени расходом Q применяются гидропреобразователи, состоящие из поршневого гидроцилиндра одностороннего действия, работающего на испытательной жидкости, и поршневого гидроцилиндра двухстороннего действия, работающего на гидравлическом масле, поршни которых посредством общего штока жестко соединены между собой (рис. 1). Применение гидропреобразователей с использованием в качестве второй рабочей жидкости гидравлического масла обусловлено тем, что гидравлические устройства, работающие на масле, обеспечивают лучшие, по сравнению с устройствами, работающими на водной эмульсии или воде, динамические характеристики работы, имеют более широкую номенклатуру и функциональные возможности,

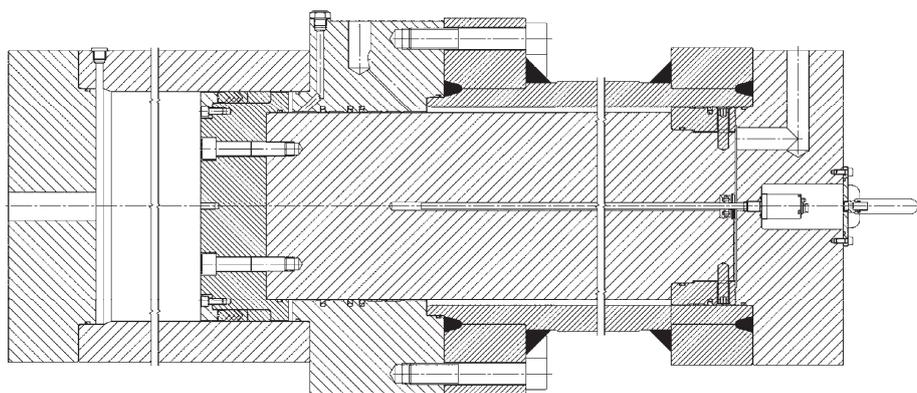


Рис. 1. Конструктивная схема гидропреобразователя

обладают большими доступностью и долговечностью и при прочих равных условиях – более низкой стоимостью.

На этапе уменьшения давления в испытываемой трубе поршневая полость гидроцилиндра, работающего на гидравлическом масле, соединяется со сливом. При этом движение поршней гидропреобразователя происходит под действием предварительно сжатой испытательной жидкости и гидравлического масла, поступающего в штоковую полость гидроцилиндра, работающего на масле. Последнее необходимо для обеспечения заданного закона изменения давления в испытываемой трубе на завершающем этапе снижения в ней давления, когда (из-за гидравлических потерь и силы трения $F_{тр}$ в подвижных парах гидропреобразователя) давление в полости гидропреобразователя со стороны испытательной жидкости может оказаться недостаточным для перемещения поршней гидропреобразователя с требуемой для этого скоростью. При этом, чем меньше эффективная площадь поршня гидроцилиндра, работающего на масле, со стороны его штоковой полости, тем меньше противодействие в штоковой полости указанного гидроцилиндра на этапе увеличения давления в испытываемой трубе, что является положительным фактором, поскольку позволяет при прочих равных условиях создать требуемое давление в испытываемой трубе при пониженном значении давления масла в поршневой полости гидроцилиндра. Следует отметить, что допустимое значение эффективной площади поршня гидроцилиндра, работающего на масле, со стороны его штоковой полости является ограниченным сверху из-за недопустимости повышения давления в поршневой полости сверх установленного максимального значения на начальном этапе снижения давления в испытываемой трубе.

Для управления подачей рабочей жидкости в поршневую и штоковую полости гидроцилиндра, входящего в состав гидропреобразователя и работающего на гидравлическом масле, используется четырехлинейный трехпозиционный гидрораспределитель с пропорциональным электрическим управлением и симметричными рабочими окнами, индивидуальный для каждого гидропреобразователя. Указанный гидрораспределитель при его полностью открытом рабочем окне и перепаде давления на нем порядка 0,5 МПа (являющемся стандартным при определении номинальной пропускной способности пропорциональных гидрораспределителей) должен обладать пропускной способностью, соответствующей максимальному расходу гидравлического масла к гидропреобразователю, необходимому при работе стенда. Такой подход к выбору пропорционального гидрораспределителя при прочих равных условиях позволяет полностью использовать весь диапазон перемещения золотника его выходного каскада при пониженных требованиях к значению давления в его напорном канале и при выбранных параметрах гидросистемы и прочих равных условиях с приемлемой погрешностью проводить испытания труб при трапецидальном законе изменения их внутреннего давления.

Число $k_{гп}$ гидропреобразователей в составе стенда и рабочий объем $V_{гп}$ полости каждого гидропреобразователя со стороны испытательной жидкости выбираются с учетом конструктивных соображений, исходя из очевидного соотношения:

$$k_{гп}V_{гп} = k_{зап}\Delta V_{деф}, \quad (12)$$

где $k_{зап}$ – коэффициент запаса ($k_{зап} > 1$).

Так же из конструктивных соображений выбираются эффективная площадь $A_{гп}$ поршня гидропреобразователя со стороны испытательной жидкости и значение полного хода поршня $H_{гп}$, которые связаны между собой соотношением

$$V_{гп} = A_{гп}H_{гп}. \quad (13)$$

В связи с тем, что максимальное давление p_{max} , необходимое при проведении испытания труб на долговечность, имеет меньшее значение по сравнению с максимальным давлением $p_{max,м}$,

которое выбрано для части гидросистемы стенда, работающей на гидравлическом масле (исходя из возможностей применяемого гидрооборудования и в целях снижения значений расхода гидравлического масла), гидропреобразователи одновременно выполняют функцию мультипликаторов расхода и давления.

С учетом вышеизложенного выбор значений $A_{\text{пш.м}}$ и $A_{\text{шт.м}}$ эффективных площадей поршня гидроцилиндра гидропреобразователя, работающего на гидравлическом масле, со стороны соответственно его поршневой и штоковой полостей при пренебрежении рядом второстепенных факторов проводится на основании следующих выражений:

$$A_{\text{пш.м}} \geq \frac{A_{\text{гп}}(p_{\text{max}} + \Delta p_{\text{н}}) + F_{\text{тр}}}{p_{\text{max.м}} - \Delta p_{\text{н.м}}}; \quad (14)$$

$$A_{\text{шт.м}} \leq (A_{\text{пш.м}} p_{\text{max.м}} - A_{\text{гп}} p_{\text{max}}) / p_{\text{max.м}}, \quad (15)$$

где $\Delta p_{\text{н}}$ – потери давления на участке от полости гидропреобразователя со стороны испытательной жидкости до полости испытываемой трубы при $Q = Q_{\text{max}}$; $\Delta p_{\text{н.м}}$ – потери давления на участке от насосной установки гидросистемы стенда до поршневой полости входящего в состав гидропреобразователя гидроцилиндра, работающего на гидравлическом масле, при $Q = Q_{\text{max}}$.

Число $k_{\text{н}}$ работающих на масле выбранных силовых регулируемых насосов, оснащенных регуляторами давления с внешним управлением посредством предохранительного клапана с пропорциональным электрическим управлением, минимально необходимое для проведения испытаний трубы с нагружением ее внутренним давлением, составляет:

$$k_{\text{н}} = i Q_{\text{max}} / Q_{\text{н}}, \quad (16)$$

где i – коэффициент мультипликации гидропреобразователя,

$$i = A_{\text{пш.м}} / A_{\text{гп}}; \quad (17)$$

$Q_{\text{н}}$ – номинальная подача одного силового насоса.

Полученное по формуле (16) значение $k_{\text{н}}$ должно быть округлено до ближайшего большего целого числа.

При работе стенда вся механическая энергия, потребляемая силовыми насосами, в конечном итоге преобразуется в тепловую энергию.

За один цикл работы стенда (за время $t_{\text{ц}} = 1/f$) при использовании постоянного давления $p_{\text{max.м}}$

на выходе силовых насосов эта энергия $E_{\text{с.н}}$ составляет:

$$E_{\text{с.н}} = (1 + A_{\text{шт.м}} / A_{\text{пш.м}}) i \Delta V_{\text{деф}} p_{\text{max.м}} / \eta_{\text{н}}, \quad (18)$$

где $\eta_{\text{н}}$ – полный коэффициент полезного действия силового насоса.

Соответственно, средние за цикл потери мощности $N_{\text{пот.с.н}}$ в процессе работы стенда, связанные с работой силовых насосов, равны

$$N_{\text{пот.с.н}} = E_{\text{с.н}} / t_{\text{ц}} = (1 + A_{\text{шт.м}} / A_{\text{пш.м}}) i \Delta V_{\text{деф}} p_{\text{пит}} f / \eta_{\text{н}}. \quad (19)$$

Охлаждение рабочей жидкости при работе стенда осуществляется благодаря работе циркуляционных насосов и теплообменных аппаратов с воздушным охлаждением. Мощность $N_{\text{ц.н}}$, потребляемая каждым циркуляционным насосом при его работе, так же в конечном итоге преобразуется в тепловую мощность.

С учетом последнего положения уравнение теплового баланса при работе стенда может быть представлено в следующем виде (в предположении, что число $k_{\text{т.а}}$ используемых теплообменных аппаратов связано с числом $k_{\text{ц.н}}$ работающих циркуляционных насосов соотношением $k_{\text{т.а}} = m k_{\text{ц.н}}$):

$$N_{\text{пот.с.н}} + k_{\text{ц.н}} N_{\text{ц.н}} = m k_{\text{ц.н}} K (T_{\text{р.ж}} - T_{\text{о.с}}), \quad (20)$$

где K – удельная (приходящаяся на один градус перепада температур) мощность рассеивания теплообменного аппарата; $T_{\text{р.ж}}$ – температура рабочей жидкости, которая должна поддерживаться при работе теплообменных аппаратов; $T_{\text{о.с}}$ – текущая температура окружающей среды; m – коэффициент, равный отношению подачи циркуляционного насоса выбранного типоразмера к номинальному расходу гидравлического масла через теплообменный аппарат выбранного типоразмера.

На основании уравнения (20) число циркуляционных насосов, минимально необходимое для поддержания температуры рабочей жидкости при работе стенда на уровне $T_{\text{р.ж}}$, составляет:

$$k_{\text{ц.н}} = \frac{N_{\text{пот.с.н}}}{mK(T_{\text{р.ж}} - T_{\text{о.с}}) - N_{\text{ц.н}}}. \quad (21)$$

Полученное по формуле (21) значение $k_{\text{ц.н}}$ и производное от него значение $k_{\text{т.а}} = m k_{\text{ц.н}}$ должны быть округлены до ближайших больших целых чисел.

Для проверки корректности выбора параметров гидросистемы испытательного стенда [2], разрабатываемого в ООО «Уральский инжиниринговый центр» по заданию АО «Транснефть-Диаскан», проводился, в частности, расчет значения давления на выходе силовых насосов, которое необходимо для обеспечения изменения давления в трубе с наружным диаметром 1220 мм, толщиной стенки 29 мм и длиной 22,6 м от $p_{\min} = 0,5$ МПа до $p_{\max} = 20,0$ МПа по гармоническому закону с частотой $f = 0,04$ Гц при максимальном значении площади проходного сечения рабочих окон выбранных гидрораспределителей с пропорциональным электрическим управлением и различными значениями коэффициента δ_0 объемного газосодержания для испытательной жидкости. Расчеты (результаты которых для случая $\delta_0 = 0,02$ в виде графиков представлены на рис. 2) показывают, что для обеспечения требуемого закона изменения давления в испытываемой трубе достаточным является значение давления на выходе силовых насосов, равное 27,6 МПа (при принятом допустимом максимальном давлении $p_{\max.м}$ в части гидросистемы стенда, работающей на гидравлическом масле, равном 30,0 МПа).

Эксплуатация стенда предполагает использование различной настройки регуляторов давления силовых насосов (на значение, меньшее значения $p_{\max.м}$) в соответствии с конкретными заданными условиями проведения испытаний трубы внутренним давлением, что должно способствовать снижению потребления энергии при работе стенда.

Потребление энергии при эксплуатации стенда может быть существенно снижено, если в процессе его работы на этапе увеличения давления в испытываемой трубе изменять давление настройки регуляторов силовых насосов в соответствии с требуемым законом изменения давления в трубе с запасом на гидравлические и механические потери, обеспечивающим гарантированный перепад давления на напорном рабочем окне пропорционального гидрораспределителя порядка 0,5 МПа [3], а на этапе снижения давления в трубе изменять давление настройки регуляторов, например, из условия поддержания постоянного давления в поршневой полости масляного гидроцилиндра гидропреобразователя. Применение клапана с пропорциональным гидравлическим управлением для настройки регуляторов силовых насосов обеспечивает такую возможность.

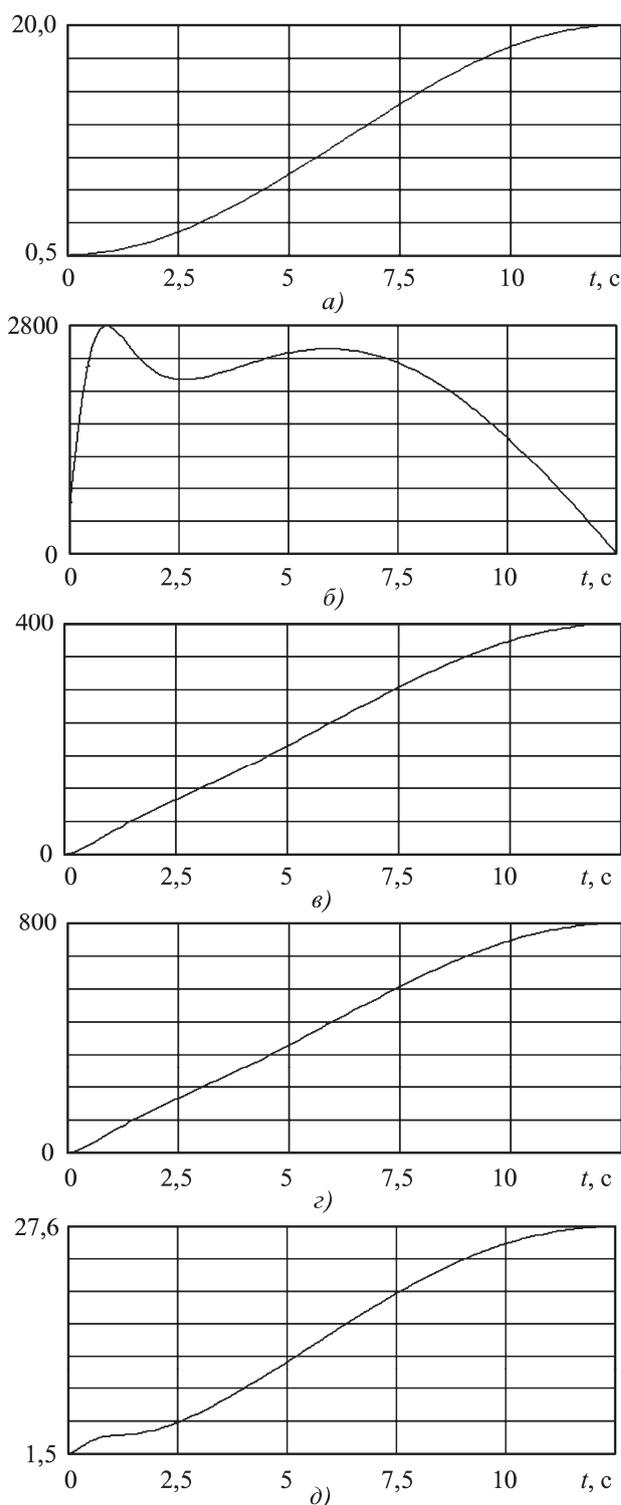


Рис. 2. Графики изменения давления в трубе (а), расхода (б) и объема (в) испытательной жидкости, поступающей в трубу, координаты поршней гидропреобразователей (г) и необходимого давления на выходе насосов (д) при максимальном значении площади проходного сечения рабочих окон выбранных пропорциональных гидрораспределителей и коэффициенте объемного газосодержания испытательной жидкости равном 2,0 %, при атмосферном давлении

Заключение

Применение комплекса формул, приведенных в статье, позволяет выполнить расчет и выбор основных параметров гидросистемы стенда для натурных испытаний труб внутренним давлением, при которых гарантированно обеспечивается реализация заданного закона изменения давления в трубе.

Использование для настройки регуляторов давления силовых насосов гидросистемы стенда предохранительного клапана с пропорциональным электрическим управлением позволяет организовать управление работой стенда, при котором достигается минимизация потребления энергии.

Библиографический список

1. Гойдо М. Е. Проектирование объемных гидроприводов (Б-ка конструктора). М.: Машиностроение, 2009. 304 с.

Запись для цитирования статьи:

Гойдо М. Е., Батурич А. А., Бодров В. В., Багаутдинов Р. М. Выбор основных параметров гидросистемы стенда для натурных испытаний труб на долговечность внутренним давлением // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2021. № 3. С. 22 – 27. DOI: 10.14489/hb.2021.03.pp.022-027

Goydo M. E., Baturin A. A., Bodrov V. V., Bagautdinov R. M. (2021). Selection of Basic Parameters of Hydraulic System of Stand for Full-Scale Tests of Pipes for Durability by Internal Pressure. *Spravochnik. Inzhenerniy zhurnal s prilozheniem*, (3), pp. 22 – 27. [in Russian language] DOI: 10.14489/hb.2021.03.pp.022-027

2. Пат. № 2691271 (RU). Стенд для испытаний труб внутренним давлением и на изгиб / Бодров В. В., Багаутдинов Р. М., Батурич А. А., Талалушкин Е. В.; опубл. в Б.И. 2019. № 17.

3. Lovrec D., Deticek E., Faber F. Electro Hydraulic Load-Sensing with Closed-Loop Controlled Actuators – Theoretical Background // *Advances in Production Engineering & Management*. 2009. No. 4. P. 93 – 104.

References

1. Goydo M. E. (2009). *Design of volumetric hydraulic drives (Constructor library)*. Moscow: Mashinostroenie. [in Russian language]

2. Bodrov V. V., Bagautdinov R. M., Baturin A. A., Talalushkin E. V. (2019). Test bench with internal pressure and bending for pipes. *Ru Patent No. 2691271. Russian Federation*. [in Russian language]

3. Lovrec D., Deticek E., Faber F. (2009). Electro hydraulic load-sensing with closed-loop controlled actuators – theoretical background. *Advances in Production Engineering & Management*, (4), pp. 93 – 104.

Внимание!

В номере 2,2021 г. на стр. 18 допущена ошибка.

$$\text{Вместо } D^2 = \frac{4C}{mnEbh^3} l^{1,5}; \quad (3)$$

$$\text{должно быть напечатано } D^2 = \frac{4C}{mnEbh^3} l^3 \text{ или } D = \sqrt{\frac{4C}{mnEbh^3}} l^{1,5}; \quad (3)$$