

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО СТЕНДА С СИСТЕМОЙ ПОДДЕРЖАНИЯ ДАВЛЕНИЯ, СОДЕРЖАЩЕЙ РАЗГРУЖЕННЫЙ КЛАПАН

А. В. КРАСИЛЬНИКОВ

*Санкт-Петербургский государственный морской технический университет,
190008, Санкт-Петербург, Россия
E-mail: a.v.krasilnikov@mail.ru*

Рассматриваются роль гидродинамических стендов (ГДС) в технологической организации производства пусковых систем подводных роботов и проблемы их проектирования. Для решения задачи повышения давления внутри ГДС в процессе срабатывания испытываемой пусковой системы предлагается конструкция стенда, оснащенного системой поддержания давления, содержащей разгруженный противодавлением клапан. Представлены расчетная схема разработанного варианта стенда и математические модели, описывающие с использованием уравнений состояния идеального газа и уравнений Ван-дер-Ваальса для реального газа газодинамические процессы в воздушной полости ГДС, а также параметры работы клапана в ходе срабатывания пусковой системы. Приведены результаты компьютерного моделирования работы ГДС. Показано, что при включении в состав ГДС системы поддержания давления с разгруженным клапаном объем воздушной полости стенда может быть уменьшен по отношению к используемому в настоящее время техническим решениям ГДС не менее чем в пять раз при сохранении заданного уровня изменения давления в воздушной полости стенда при работе пусковой системы.

Ключевые слова: *подводные роботы, испытания, гидродинамический стенд, оценка параметров стенда, математическое моделирование.*

Сегодня с целью освоения Мирового океана стремительно развивается подводная робототехника, создаются новые подводные роботы (ПР) различного назначения. Часть подобных устройств ориентирована на функционирование в труднодоступных для надводных носителей акваториях, что делает актуальной разработку пусковых систем, предназначенных для интеграции роботов с подводными носителями, осуществляющими принудительное отделение ПР за счет приложения кратковременного силового импульса [1—6]. Создание пусковых систем требует большого количества испытаний и, как следствие, специализированного оборудования — гидродинамических стендов (ГДС), способных обеспечить проведение всего комплекса экспериментальных работ в условиях производственных помещений [7—9].

Основная трудность при проектировании ГДС обусловлена тем, что пуск ПР осуществляется внутрь замкнутого объема испытательной камеры стенда, давление в которой повышается, и это приводит к ухудшению контролируемых характеристик работы пускового устройства по отношению к натурным условиям. В настоящее время задача поддержания давления в ГДС в процессе пуска ПР решается за счет увеличения объема воздушной полости стенда (реальное отношение последнего к водоизмещению ПР колеблется в пределах 20—40). Обеспечить совпадение характеристик работы пускового устройства в условиях ГДС и натурных испытаний также можно, используя так называемый пристрелочный коэффициент (в этом случае для каждой глубины пуска уменьшается установочное давление в ГДС перед пуском ПР): при этом давление в стенде повышается, превосходя имитируемое гидростатическое давление, но работа, совершаемая пусковым устройством, является близкой по величине к

работе пускового устройства в условиях постоянного внешнего давления. Недостатком способа является относительно невысокая наглядность испытаний.

В рамках существующих подходов создание ГДС с малым объемом воздушных полостей невозможно. Для решения этой задачи требуется включение в состав стенда дополнительной системы, которая может обеспечить поддержание исходного давления в воздушной полости ГДС в процессе пуска ПР. При участии автора настоящей статьи разработан метод поддержания постоянства давления в воздушной полости ГДС при комплексных испытаниях пусковых устройств малогабаритных ПР, позволяющий создавать ГДС с малыми объемами воздушных полостей [10].

Предложенная схема ГДС позволяет обеспечить поддержание имитируемого внешнего давления за счет включения в состав ГДС выпускного клапана, разгруженного противодавлением, равным по величине давлению в воздушной полости ГДС до момента пуска ПР. Для уменьшения инерционности клапан оснащен возвратной пружиной, а его вес компенсируется усилием разгрузочной пружины. В работе представлено математическое описание газодинамических процессов в воздушной полости ГДС и параметров работы клапана в процессе пуска ПР при использовании уравнений Ван-дер-Ваальса для реального газа и уравнения состояния идеального газа.

Расчетная схема для представленного варианта ГДС приведена на рис. 1.

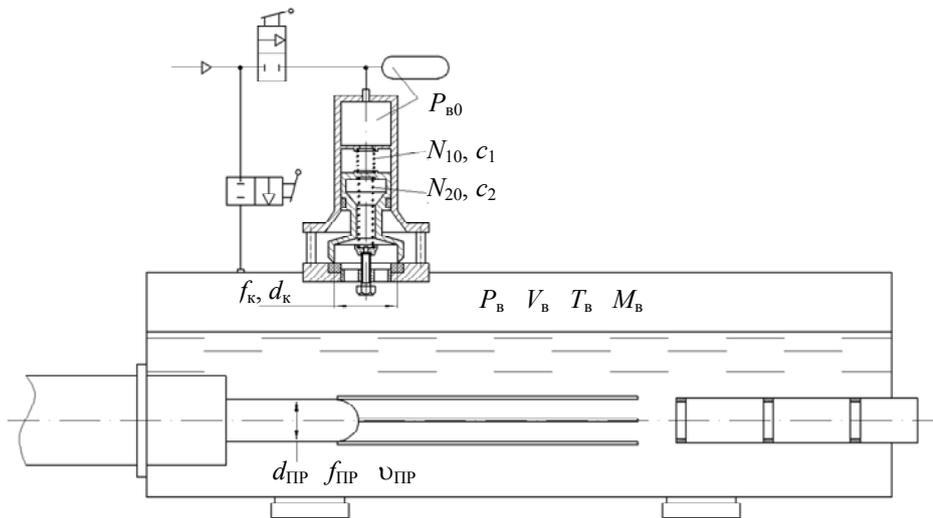


Рис. 1

Давление воздуха P_B в воздушной полости ГДС до момента пуска ПР равно давлению $P_{в0}$, воздействующему на работу клапана. Разгрузочная пружина имеет установочное усилие N_{20} и жесткость c_2 , а возвратная — установочное усилие N_{10} и жесткость c_1 . Повышение начального давления в стенде компенсируется сбросом из воздушной полости части массы газа M_B через проходное сечение клапана площадью f_k .

В случае использования модели идеального газа работа ГДС может быть описана следующим образом.

Изменение объема V_B воздушной полости ГДС ($\text{м}^3/\text{с}$) при пуске ПР определяется так:

$$\frac{dV_B}{dt} = -(f_{\text{ПР}}v_{\text{ПР}} + f_{\text{кз}}v_{\text{кз}}) \approx -1,25f_{\text{ПР}}v_{\text{ПР}}, \quad (1)$$

где $f_{\text{ПР}}$ — площадь поперечного сечения ПР, м^2 ; $v_{\text{ПР}}$ — скорость движения ПР, определяющаяся в каждый момент времени с помощью математической модели работы пускового устройства, $\text{м}/\text{с}$; $f_{\text{кз}}$ — площадь поперечного сечения кольцевого зазора в обтюрации пускового устройства, м^2 ; $v_{\text{кз}}$ — скорость движения жидкости в кольцевом зазоре пускового устройства, $\text{м}/\text{с}$.

Изменение давления P_B в воздушной полости описывается формулой:

$$\frac{dP_B}{dt} = -\frac{k}{V_B} \left(P_B \frac{dV_B}{dt} - RT_B \frac{dM_B}{dt} \right), \quad (2)$$

где $\frac{dM_B}{dt}$ — изменение массы газа в воздушной полости за счет расхода воздуха через клапан, кг/с; $R = 287,1$ — универсальная газовая постоянная, Дж/(кг·К); $k=1,41$ — показатель адиабаты; T_B — температура в демпфирующей воздушной полости, К:

$$T_B = \frac{P_B V_B}{R M_B}. \quad (3)$$

Здесь значение M_B задается перед началом вычислений исходя из начальных объема полости и плотности газа ρ_B (которая, в свою очередь, определяется через начальные давление и температуру из табличных данных [11]).

Баланс сил, действующих на клапан, описывается как:

$$F_K = -g m_K - N_{10} - c_1 y + N_{20} + c_2 y + f_K (P_B - P_{B0}) - j N_{тр}, \quad (4)$$

где m_K — масса клапана, кг; $N_{тр}$ — сила трения в клапане, Н;

$$j = \begin{cases} 1 & \text{при } v_K > 0, \\ -1 & \text{при } v_K < 0. \end{cases}$$

Сила трения в клапане выражается следующим образом:

$$N_{тр} = \mu_{тр} (P_{K0} + (P_{B0} - P_{атм})) \pi d_{упл}^2, \quad (5)$$

где $\mu_{тр}$ — коэффициент трения; $P_{K0} = 3 \cdot 10^5$ — постоянная для клапана, Па; $P_{атм}$ — атмосферное давление, Па; $d_{упл}$ — диаметр кольца уплотнения в клапане, м.

Изменение массы газа в воздушной полости определяется так:

$$\frac{dM_B}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{при } y = 0 \text{ и } F_K \leq 0, \\ -\mu_K \pi d_K y \frac{P_B}{\sqrt{RT_B}} q, & \end{cases} \quad (6)$$

где μ_K — коэффициент расхода воздуха через клапан; d_K — диаметр клапана, м; y — перемещение клапана, м; q — функция расхода воздуха через клапан,

$$q = \begin{cases} \sqrt{k} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} & \text{при } \frac{P_{атм}}{P_B} < 0,528, \\ \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left(\left(\frac{P_{атм}}{P_B} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{атм}}{P_B} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} & \text{при } \frac{P_{атм}}{P_B} \geq 0,528. \end{cases} \quad (7)$$

Ускорение движения клапана:

$$\frac{dv_K}{dt} = \frac{F_K}{m_K}, \quad (8)$$

скорость открытия/закрытия клапана:

$$\frac{dy}{dt} = v_K. \quad (9)$$

При использовании модели Ван-дер-Ваальса для реального газа расчетная схема остается той же, что и для идеального газа. Базовые газодинамические зависимости, используемые

для построения математических моделей с использованием уравнения состояния Ван-дер-Ваальса, приведены в работе [12]. Ряд параметров процесса работы ГДС определяется из выражений, действительных для модели идеального газа: изменение объема V_B воздушной полости ГДС — из (1), баланс сил, действующих на клапан, — из (4), сила трения в клапане — из (5), скорость открытия/закрытия клапана — из (9), а ускорение — из (8).

Изменение массы газа в воздушной полости определяется так:

$$\frac{dM_B}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{при } y = 0 \text{ и } F_K \leq 0, \\ -G, & \end{cases} \quad (10)$$

где G — расход воздуха через клапан, $\text{м}^3/\text{с}$.

Расход G из воздушной полости ГДС зависит от перепада между давлением P_B в ней и атмосферным давлением. При критическом режиме истечения параметры воздуха в выходном сечении клапана рассчитываются таким образом. Критический коэффициент сжимаемости $Z_{кр}$ определяется из следующего выражения:

$$\begin{aligned} & \frac{(2C_v + R)(C_v + R)}{C_v} \left[1 + \frac{2R}{C_v + R} \frac{b\rho_B}{1 - b\rho_B} Z_{кр} + \frac{R}{2C_v + R} \left(\frac{b\rho_B}{1 - b\rho_B} \right)^2 Z_{кр}^2 \right] Z_{кр}^{\frac{R}{C_v}} - \dots \\ & - \frac{6a\rho_B Z_{кр}}{T_B (1 - b\rho_B + b\rho_B Z_{кр})} = 2(C_v + R) + 2R \frac{b\rho_B}{1 - b\rho_B} - \frac{4a\rho_B}{T_B}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $a = 112,817$, $b = 1,053 \cdot 10^{-3}$ — константы уравнения состояния газа Ван-дер-Ваальса для воздуха; C_v — теплоемкость газа при постоянном объеме, Дж/(кг·К); ρ_B — плотность воздуха внутри ГДС.

Критическое значение плотности газа в воздушной полости рассчитывается в соответствии с выражением

$$\rho_{кр} = \frac{\rho_B Z_{кр}}{1 - b\rho_B + b\rho_B Z_{кр}}. \quad (12)$$

Значение критической температуры вычисляется следующим образом:

$$T_{кр} = T_B Z_{кр}^{\frac{R}{C_v}}, \quad (13)$$

критического давления

$$P_{кр} = (P_B + a\rho_B^2) Z_{кр}^{\frac{R+C_v}{C_v}} - a\rho_{кр}^2. \quad (14)$$

При $P_{атм} \leq P_{кр}$ устанавливается критический режим истечения газа из воздушной полости, при котором массовый секундный расход G вычисляется следующим образом:

$$\begin{aligned} G &= \frac{\mu_k \pi d_k \gamma \rho_B Z_{кр}}{1 - b\rho_B + b\rho_B Z_{кр}} \times \\ & \times \sqrt{RT_B \left[\frac{R + C_v}{C_v} \left(1 + \frac{b\rho_B Z_{кр}}{1 - b\rho_B} \right) Z_{кр}^{\frac{R}{C_v}} - \frac{2a\rho_B Z_{кр}}{RT_B (1 - b\rho_B + b\rho_B Z_{кр})} \right]}. \end{aligned} \quad (15)$$

Если $P_{атм} > P_{кр}$, массовый секундный расход рассчитывается согласно соотношению

$$G = \frac{\mu_k \pi d_k u \rho_B Z_{\text{докр}}}{1 - b\rho_B + b\rho_B Z_{\text{докр}}} \times \sqrt{2RT_B \left[\frac{R + C_v}{R} \left(1 - Z_{\text{докр}} \frac{R}{C_v} \right) + \frac{b\rho_B}{1 - b\rho_B} \left(1 - Z_{\text{докр}} \frac{R + C_v}{C_v} \right) - \frac{2a\rho_B}{RT_B (1 - b\rho_B)} \left(1 - b\rho_B - \frac{\rho_B Z_{\text{докр}}}{1 - b\rho_B + b\rho_B Z_{\text{докр}}} \right) \right]}, \quad (16)$$

где коэффициент сжимаемости для докритического режима истечения:

$$Z_{\text{докр}} = \frac{P_{\text{атм}}}{P_B} \frac{1 - b\rho_B}{1 - b\rho_{\text{вых}}}. \quad (17)$$

При этом $\rho_{\text{вых}}$ — плотность газа в выходном сечении клапана — определяется из выражения

$$\frac{P_B + a\rho_B^2}{P_{\text{атм}} + a\rho_{\text{вых}}^2} = \left(\frac{\rho_{\text{вых}}}{\rho_B} \frac{1 - b\rho_B}{1 - b\rho_{\text{вых}}} \right)^{\frac{R + C_v}{C_v}}. \quad (18)$$

Давление P_B в каждый момент времени вычисляется из следующего дифференциального уравнения:

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{R}{V_B C_v (1 - b\rho_B)} \left[- \left(P_B + \frac{C_v}{R} \left(bP_B + \frac{R - C_v}{C_v} 2a\rho_B + 3ab\rho_B^2 \right) \right) G - \frac{dV_B}{dt} \left(P_B \frac{R + C_v}{R} + \frac{R - C_v}{R} a\rho_B^2 + \frac{C_v}{R} 2ab\rho_B^3 \right) \right]. \quad (19)$$

Удельный расход Π_B энергии может быть приравнен к изменению удельной энтальпии i_B :

$$\Pi_B = i_B = \frac{kRT_B}{k - 1} + \frac{bRT_B}{V_{\text{уд}} - b} - \frac{2a}{V_{\text{уд}}}, \quad (20)$$

$V_{\text{уд}}$ — удельный объем газа внутри ГДС.

Изменение температуры в воздушной полости определяется таким образом:

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{1}{V_B C_v \rho_B} \left[- (P_B - C_v T_B + 2a\rho_B) G - \frac{dV_B}{dt} \left(\frac{\rho_B RT_B}{1 - \rho_B b} - 2a\rho_B^2 \right) \right]. \quad (21)$$

На рис. 2 представлены результаты работы ГДС с разгруженным клапаном, полученные с использованием моделей идеального газа (2) и Ван-дер-Ваальса для реального газа (1) (объем воздушной полости ГДС $V_B = 4V_{\text{пр}}$, имитируемая глубина работы пускового устройства — 140 м).

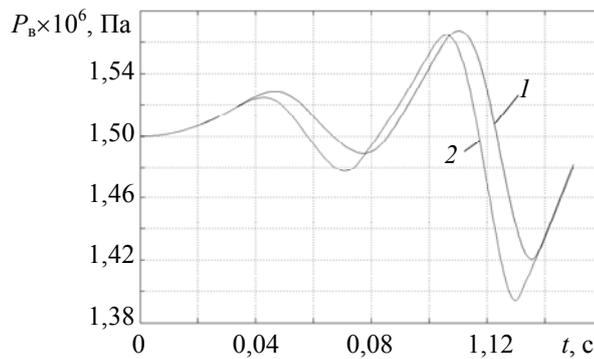


Рис. 2

На основании выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1) представленные математические модели позволяют описывать процессы, протекающие внутри ГДС в ходе пуска ПР;

2) расхождение между значениями давления, полученными с применением моделей идеального и реального газов, не превышает $0,5 \cdot 10^5$ Па в диапазоне имитируемых давлений до 4,5 МПа, поэтому при проектировании ГДС в этом диапазоне целесообразно использование модели идеального газа как более простой;

3) максимальное отклонение давления в воздушной полости от установочного в процессе пуска ПР не превышает 10 %, т.е. при прочих равных условиях ГДС рассматриваемого типа при объеме воздушной полости, равном четырем объемам испытываемого ПР, обеспечивает такие же значения изменения давления, как ГДС классической схемы с объемом воздушной полости, соответствующим 20 объемам исследуемого робота. Таким образом, при использовании разгруженного клапана объем воздушной полости ГДС может быть уменьшен по отношению к классической схеме ГДС не менее чем в пять раз.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент РФ № 87511. Транспортно-пусковой контейнер / О. И. Ефимов, А. В. Красильников, Р. В. Красильников. Оpubл. 10.10.2009. Бюл. № 28.
2. Патент РФ № 97506. Устройство для выпуска подводных аппаратов / О. И. Ефимов, А. В. Красильников, Р. В. Красильников, Е. П. Красильников, П. А. Хорьков, Р. А. Урусов. Оpubл. 10.09.2010. Бюл. № 25.
3. Патент РФ № 116619. Пусковое устройство для подводных аппаратов / О. И. Ефимов, А. В. Красильников, Р. В. Красильников, Е. П. Красильников, П. А. Хорьков, Р. А. Урусов. Р.А. Оpubл. 27.05.2012. Бюл. № 15.
4. Патент РФ № 117601. Устройство для выталкивания подводных аппаратов / О. И. Ефимов, А. В. Красильников, Р. В. Красильников, Е. П. Красильников, П. А. Хорьков, Р. А. Урусов. Оpubл. 27.06.2012. Бюл. № 18.
5. Патент РФ № 2499215. Способ отделения объекта от носителя и устройство для его осуществления / О. И. Ефимов, А. В. Красильников, Р. В. Красильников, А. А. Масько. Оpubл. 20.11.2013. Бюл. № 32.
6. Патент РФ № 144161. Устройство для формирования скорости подводного аппарата при его отделении от носителя / О. И. Ефимов, А. В. Красильников, Р. В. Красильников, Е. П. Красильников, П. А. Хорьков, И. Б. Молчанов, Г. С. Барышев. Оpubл. 10.08.2014. Бюл. № 22.
7. Красильников А. В., Ефимов О. И., Валетов В. А. Испытания пусковых устройств подводных роботов. СПб: Изд-во СПбГМТУ, 2012. 102 с.
8. Красильников А. В. Проблемы создания средств освоения континентального шельфа Мирового океана // Изв. вузов. Приборостроение. 2010. Т. 53, № 8. С. 47—50.
9. Красильников А. В., Красильников Р. В. Перспективный способ комплексных стендовых испытаний пусковых устройств малогабаритных подводных аппаратов // Тр. отраслевой науч.-техн. конф. молодых специалистов МПО-МС-2013. СПб: Концерн „Морское подводное оружие — Гидроприбор“, 2014. 200 с.
10. Патент РФ № 2449254. Гидродинамический стенд / О. И. Ефимов, А. В. Красильников, Р. В. Красильников. Оpubл. 27.04.2012. Бюл. № 12.
11. Сычев В. В., Вассерман А. А., Козлов А. Д., Спиридонов Г. А., Цымарный В. А. Термодинамические свойства воздуха. М.: Изд-во стандартов, 1978. 276 с.
12. Арзуманов Ю. Л., Халатов Е. М., Чекмазов В. И., Чуканов К. П. Математические модели систем пневмоавтоматики: Учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 294 с.

Сведения об авторе

Антон Валентинович Красильников —

канд. техн. наук; Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, научно-исследовательский сектор перспективных энергетических установок; E-mail: a.v.krasilnikov@mail.ru

Рекомендована кафедрой
технологии приборостроения

Поступила в редакцию
22.10.14 г.

Ссылка для цитирования: Красильников А. В. Математическое описание работы гидродинамического стенда с системой поддержания давления, содержащей разгруженный клапан // Изв. вузов. Приборостроение. 2015. Т. 58, № 4. С. 297—303.

**MATHEMATICAL DESCRIPTION OF OPERATION OF HYDRODYNAMIC TEST BENCH WITH
PRESSURE MAINTENANCE SYSTEM INCORPORATING AN UNLOADED VALVE**

A. V. Krasilnikov

*St. Petersburg State Marine Technical University, 190008, Saint Petersburg, Russia
E-mail: a.v.krasilnikov@mail*

The role of hydrodynamic test benches in technological organization of production of underwater robots start systems is described, problems of the test bench design are considered. A test bench equipped with pressure maintenance system incorporating an unloaded valve is developed. The test bench schematic is given, a mathematical description of the test bench operation is presented.

Keywords: underwater robots, tests, hydrodynamic test bench, assessment of the test bench parameters, mathematical modeling.

Data on author

Anton V. Krasilnikov — PhD; St. Petersburg State Marine Technical University, Research Sector of Perspective Power Installations; E-mail: a.v.krasilnikov@mail.ru

Reference for citation: Krasilnikov A. V. Mathematical description of operation of hydrodynamic test bench with pressure maintenance system incorporating an unloaded valve // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Priborostroenie. 2015. Vol. 58, N 4. P. 297—303 (in Russian).

DOI: 10.17586/0021-3454-2015-58-4-297-303