

### III. СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

УДК 532.517

#### ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ СТЕНД ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ МОРСКОЙ ВОДЫ

**Е.И. Есипенко, Дальрыбвтуз, Владивосток**

*Разработана структурная схема гидродинамического стенда для моделирования движения морской воды. Определены основные параметры элементов стенда. Предложена методика расчета скорости движения морской воды в рабочем участке стенда. Определена зависимость скорости движения морской воды в рабочем участке от величины напора воды.*

Существующие метрологические стенды можно разделить на группы по конструктивным особенностям, обеспечивающие способ создания потока жидкости, и метрологическому значению.

По конструктивным признакам существующие метрологические стенды можно разделить на два типа:

- стенды замкнутого петлевого типа, в которых жидкость движется по замкнутому контуру; перепад давления, создающий движение жидкости, в таких стендах обеспечивается с помощью насоса, работающего за время измерений или эксперимента в непрерывном режиме;

- стенды гравитационного типа, в которых перепад давления обеспечивается за счет разности уровней двух баков; движение жидкости может носить как циклический (прерывный) так и непрерывный характер.

Стенды второго типа весьма разнообразны по способу создания перепада давления.

Наибольшую точность воспроизведения единицы скорости потока обеспечивают в настоящее время гравитационные стенды.

Погрешность воспроизведения единицы скорости стендами этого типа может быть до 0,2 %,

По метрологическому функциональному назначению в настоящее время наметилось разделение гидродинамических стендов на два типа:

- стенды для поверочных режимных работ с несколькими, часто фиксированными значениями скорости потока. Все остальные параметры (температура, давление, соленость, пульсации этих параметров) имеют нормальное значение, измеряются, но регулированию в широких пределах не подлежат;

- стенды для метрологического исследования разрабатываемых первичных преобразователей (скорости потока, температуры, давления, солености и пульсационных характеристик этих параметров) обыч-

но изготавливаются с плавной регулировкой скорости потока, солёности, давления, температуры, пульсацией этих параметров в широких пределах, соответствующих натурным условиям используемых измерительных преобразователей.

К гидродинамическим стендам, используемым для поверки образцовых измерителей скорости потока, относятся стенды гравитационного типа. В гидродинамических стендах гравитационного типа скоростной поток жидкости создается давлением столба жидкости. Истечения жидкости из сосуда через отверстие, поперечное сечение которого мало по сравнению с площадью сосуда, не зависит от физических свойств жидкости и определяется высотой столба жидкости. Этот вывод дает возможность создавать гидродинамические стенды, в которых скорость потока зависит от высоты столба жидкости и может быть с большой точностью отградуирована в зависимости от высоты столба жидкости. Поэтому для стенда, предназначенного для исследования пульсаций магнитного поля, индуцированных потоком турбулентной морской воды, использован гравитационный принцип.

Стенд может работать в двух режимах: воспроизведения средней скорости и воспроизведения регулярных пульсаций скорости потока. В первом случае скорость потока в рабочем участке при каждом заданном значении остается постоянной; во втором режиме на постоянную скорость потока накладывается регулярная переменная составляющая. При этом и постоянная, и переменная составляющие скоростей потока могут изменяться в широких пределах.

Конструктивно стенд представляет собой гидродинамическую трубу гравитационного типа с органами управления потока. Гравитационный стенд имеет два режима работы (рис. 1):

- свободный слив из напорного бака в сливной через трубопровод, включающий рабочий участок, под действием напора столба воды в напорном баке;

- слив из напорного бака (1) в сливной бак (2), включающий рабочий участок, под действием напора столба воды в напорном баке и разрежения в сливном баке.

В первом режиме наполнение напорного бака осуществляется поршневым насосом (9), перекачивающим воду из сливного бака (2) при открытых (4, 7) и закрытых (3, 5, 6, 10) вентилях. Рабочий режим – слив жидкости из напорного бака в сливной через рабочий участок – происходит при открытых вентилях (3, 4, 5, 7, 10), т.е. в этом случае рабочий цикл происходит при свободном доступе атмосферного воздуха в напорный и сливной баки.

Во втором режиме наполнение напорного бака производится перекачкой жидкости поршневым насосом сливного бака в напорный при открытых (4, 5) и закрытых (3, 6, 7, 10) вентилях.

Рабочий режим обеспечивается здесь открытием вентиля (3, 10) при заливке жидкости из сливного бака в напорный, в сливном баке создается разрежение (сообщение с атмосферой перекрыто), а слив

жидкости из напорного бака в сливной происходит под напором столба жидкости напорного бака и одновременного действия разрежения в сливном баке. К основным узлам гидродинамического стенда (ГДС) относятся: конфузор, спрямляющие решетки, диффузор, рабочий участок.

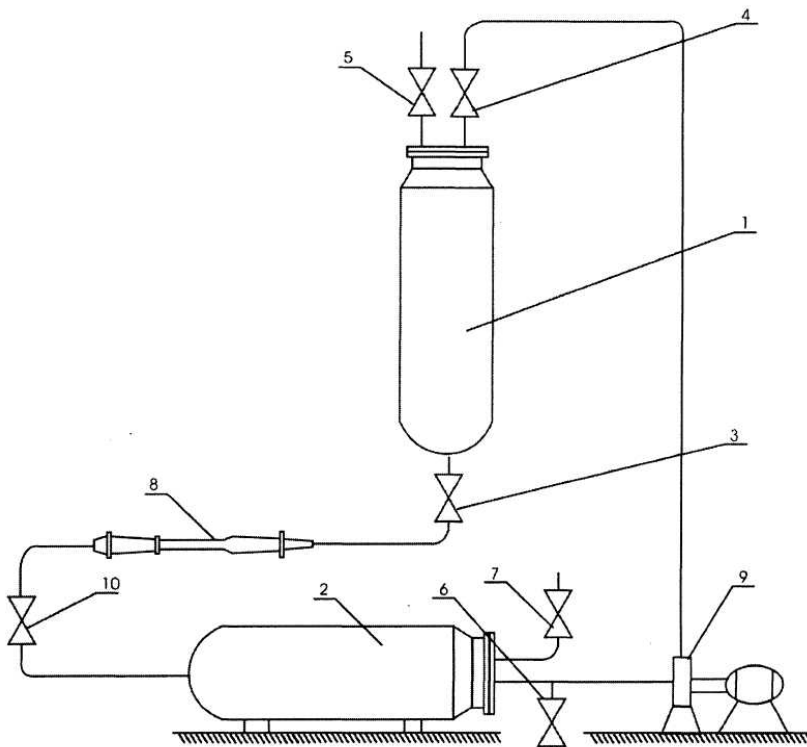


Рис. 1. Структурная схема ГДС: 1 – напорный бак; 2 – сливной бак; 3,4,5,6,7,10 – вентили; 8 – канал; 9 – насос

Профиль конфузора рассчитан по формуле Витошинского:

$$A = \frac{R}{R_0} \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \frac{1}{n_0}\right) (1 - m_K^2)^2}},$$

$$\sqrt{1 - \frac{2}{\left(1 + \frac{2}{3m_K^2}\right)^3}}$$

где  $m_K = \frac{X}{L_K}$ ;  $X$  – расстояние от входного сечения;  $L_K$  – длина конфузора;

$n_0$  – поджатие конфузора (выбрано равным 9);  $R$  – радиус расчетного сечения;  $R_0$  – радиус на входе конфузора.

Профиль образующей для этих условий приведен на рис. 2. Конфузор выполнен как единое целое с рабочим участком и спрямляющим аппаратом.

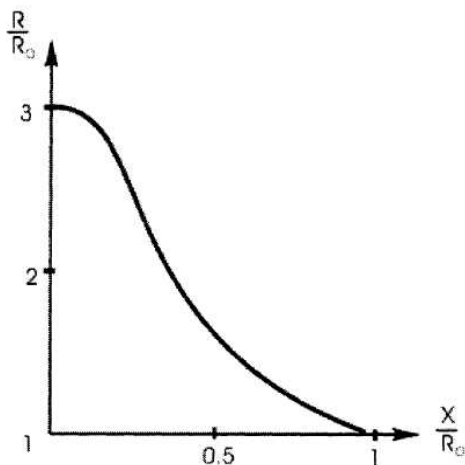


Рис. 2. Профиль конфузора для  $n_0 = 9$

Скорость на выходе конфузора равна

$$nU_1 \left( 1 + \frac{\delta}{n_0^2} \right),$$

где  $\delta$  – приращение скорости, т.е. конфузор уменьшает относительное изменение скорости в  $n_0^2$  раз, где  $n_0$  – степень поджатия конфузора.

Для эффективного уменьшения вариаций осевой скорости профильной компоненты по сечению и уменьшению масштаба турбулентности (до 0,1 %) применен сотовый спрямляющий аппарат из 4 решеток. Соотношение длины сотовой ячейки к ее поперечному размеру составляет 6. Это условие связано с пространственным масштабом корреляции движения элементарных струй жидкости.

Для выбора размеров спрямляющего участка и стабилизирующего участка используется соотношение, определяющее степень турбулентности:

$$\sqrt{\frac{\bar{u}^2}{\bar{U}}} = \frac{2}{n_0^{3/2}} \frac{a}{X},$$

где  $a$  – размер ячеек выпрямителя;  $n_0$  – поджатие конфузора;  $X$  – длина стабилизирующего участка.

Зависимость изменения степени начальной турбулентности от расположения спрямляющих решеток в широкой части трубы приведена на рис. 3.

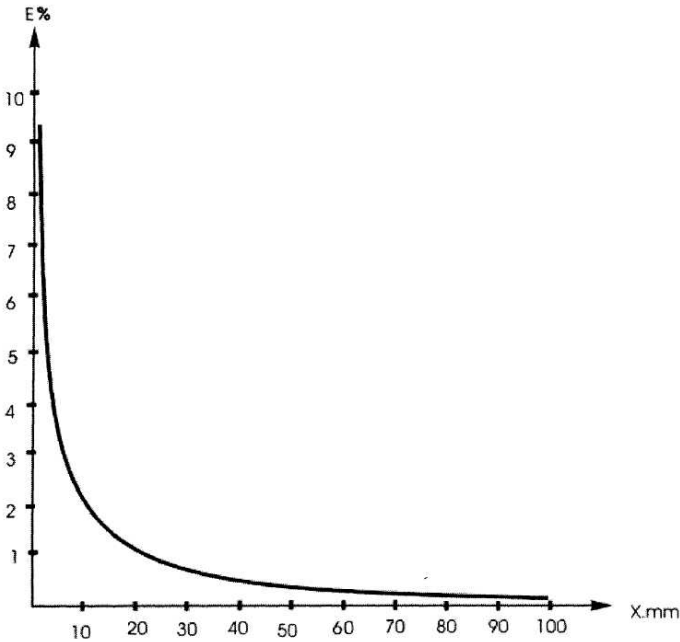


Рис. 3. Зависимость изменения степени начальной турбулентности от расположения спрямляющих решеток

Угол раскрытия диффузоров более  $7^\circ$  нежелателен, так как появляется поперечная неустойчивость потока жидкости. Из этих и конструктивных соображений выбирается угол раскрытия  $5^\circ$ .

Скорость жидкости в канале ГДС гравитационного типа есть функция напора столба жидкости плюс разрежение в сливном баке и сопротивление движению жидкости (распределенных и местных).

Потери напора в гидроканале состоят из потерь на трение по длине канала и потерь на местных сопротивлениях (внезапное сужение, кран, тройник, колено, диффузор и т.п.).

Внезапное сужение  $\xi = 0,5$ , кран  $\xi = 1,8$ , выход  $\xi = 1,0$ , плавный поворот на  $90^\circ$ .

$$\xi = \left[ 0,2 + \frac{0,001}{100C^2 \sqrt{\frac{d}{R}}} \right],$$

где  $R$  – радиус закругления;  $d$  – диаметр трубы (в эту формулу входят и потери на трение по длине канала).

Сопротивление диффузора:

$$\xi_{\text{диф}} = \xi_{\text{расш}} + \xi_{\text{тр}},$$

где  $\xi_{\text{расш}}$  – сопротивление расширения струи;  $\xi_{\text{тр}}$  – сопротивление трения:

$$\xi_{\text{тр}} = \frac{C}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left[ 1 - \left( \frac{F_0}{F_1} \right)^2 \right],$$

где  $\alpha$  определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2 \sqrt{\frac{\alpha B}{\pi}} - D_0}{2l},$$

где  $F_0, F_1$  – площадь входного и выходного сечения диффузора;  $l$  – длина диффузора;  $D_0$  – диаметр трубы на выходе в диффузор;  $\alpha, B$  – размеры сторон прямоугольника.

Сопротивление расширения  $\xi_{\text{расш}}$  определяется в зависимости от угла раскрытия диффузора.

Угол раскрытия для выхода с квадрата на круг определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - 2 \sqrt{\frac{\alpha B}{\pi}}}{2l},$$

где  $D_1$  – диаметр круга;  $\alpha, B$  – размеры сторон квадрата;  $l$  – длина перехода.

Потери в конфузоре состоят в основном из потерь на трение и могут быть при криволинейном контуре конфузора для круглого или прямоугольного сечений определены как:

$$\xi_{\text{конф.}} = \frac{4}{9} C \frac{l}{D_m} \frac{n^{9/2}}{n^{5/2}(n-1)},$$

где  $n$  – степень поджатия конфузора (в нашем случае  $n = 9$ );  $l$  – длина конфузора.

Потери на рабочем участке состоят из потерь на трение и определяются в зависимости от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости  $\varepsilon$ :

$$\xi_{\text{тр}} = C(Re \xi) \frac{l}{D_r}.$$

Сопротивление широкой части трубы:

$$\xi_{\text{ш.ч.}} = C \frac{l}{D_r} \frac{1}{\left(\frac{F}{F_0}\right)^{5/2}},$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения широкой части трубы;  $F_0$  – площадь сечения рабочей части трубы.

Сопротивление спрямляющей решетки:

$$\xi_{\text{реш.}} = \left[ 0,5 + \tau \sqrt{1-m}(1-m) + (1+m)^2 + C \frac{l}{d_r} \right] \frac{1}{m^2},$$

где  $d_r = \frac{4m_0}{n_0}$ ;  $n_0$  – периметр отверстия;  $m_0$  – площадь отверстия;  $F_1$  –

площадь сечения трубы в месте установки решетки.

После просчета суммарного сопротивления контура ГДС прохождению жидкости как функции от напора  $H$  и сопротивления  $\Sigma \xi$ .

По расчету жидкости и сечению рабочего участка канала определяем скорость течения жидкости.

Время понижения уровня в закрытом сосуде при  $P_{\text{изб.}} = \text{const}$  в общем случае определяется выражением:

$$t = \int_{H_1}^{H_2} \frac{S_0 dH}{\mu \sqrt{2g(H + P_{изб.} / \gamma)}}$$

где  $H$  – переменный напор;  $S_0 = f(H)$  – площадь свободной поверхности воды при временном напоре;  $dH$  – понижение напора за время  $dt$ ;

$\mu = \sqrt{\frac{1}{\alpha + \xi}}$  – коэффициент расхода.

Результаты расчета сведены в таблицу и отражены на графике (рис. 4).

### Зависимость расчетной скорости потока от высоты жидкости в напорном баке

$H$	м	1,5	1,45	1,4	1,35	1,3	1,25	1,2	1,15	1,1	1,05
$V$	м/с	3,6	3,54	3,48	3,41	3,35	3,29	3,22	3,15	3,08	3,01
$H$	м	1,0	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55
$V$	м/с	2,24	2,87	2,79	2,71	2,63	2,55	2,46	2,37	2,28	2,18

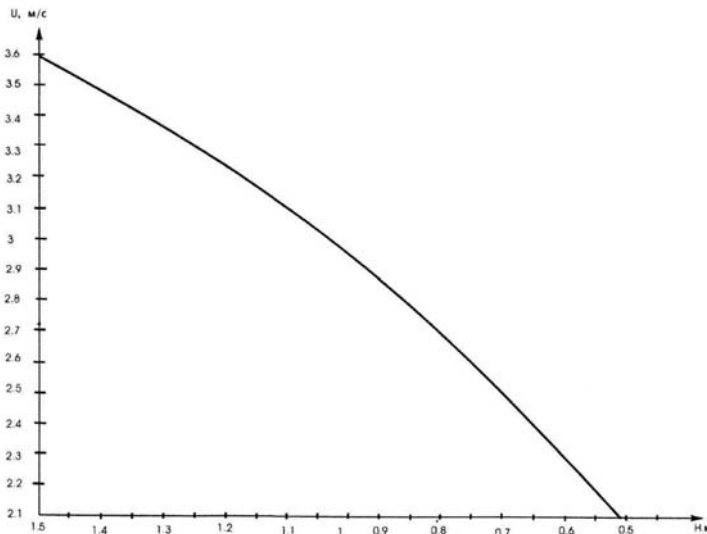


Рис. 4. Зависимость скорости потока от уровня воды в напорном баке

### Библиографический список

1. Ландау Л.Д., Лившиц Е.М. Гидродинамика. М.: Наука, 2003. 278 с.
2. Фонарев А.Л. Гидромеханика. М.: Колос, 1996. 192 с.



## ИССЛЕДОВАНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА ФУНДАМЕНТ МЕХАНИЗМА НОЖНИЦ ДЛЯ РЕЗКИ МЕТАЛЛА

Н.П. Кадочникова, Дальрыбвтуз, Владивосток

*Описан механизм ножниц для резки металла. Рассмотрено изменение давления на болты, соединяющие корпус ножниц с фундаментом при условии вращения кривошипа и при условии, когда кривошип не вращается.*

Механизм ножниц для резки металла состоит из кривошипно-шатунного механизма  $OAB$ , к ползуну  $B$  которого прикреплен подвижный нож. Масса корпуса ножниц  $m_1$ . Шатун  $AB$  и кривошип  $OA$  считать однородными стержнями одинаковой длины  $l$  и массой  $m_1$  каждый. Масса ножа  $m_2$  (рис. 1).

Кривошип  $OA$  равномерно вращается с угловой скоростью  $\omega$ . Трением между корпусом ножниц и фундаментом пренебречь.

Определить наибольшее вертикальное и горизонтальное давление на фундамент.

Механическая система состоит из корпуса ножниц, кривошипа  $OA$ , шатуна  $AB$ , ножа  $B$ .

Покажем силы, действующие на систему:

$\bar{G}, \bar{G}_1, \bar{G}_1, \bar{G}_2$  – силы тяжести корпуса ножниц, кривошипа  $OA$ , шатуна  $AB$ , ножа  $B$  (рис. 2).

$$G = m_1 g, \quad G_1 = m_1 g, \quad G_2 = m_2 g;$$

$\bar{N}, \bar{R}$  – реакции опор;  $\bar{N}$  – вертикальная реакция фундамента;  $\bar{R}$  – горизонтальная составляющая силы давления на болты.

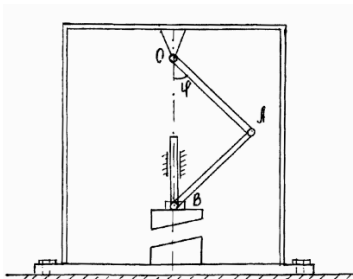


Рис. 1. Схема механизма

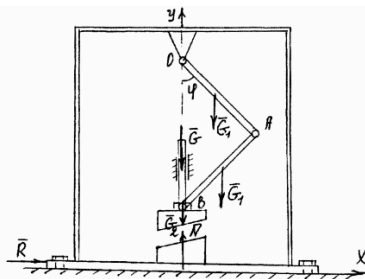


Рис. 2. Действующие силы

Воспользуемся теоремой об изменении количества движения системы в проекциях на оси  $x$ ,  $y$ .

$$\frac{d\bar{Q}}{dt} = \sum F_k^e \quad \frac{d\bar{Q}}{dt} = \bar{G} + 2\bar{G}_1 + \bar{G}_2 + \bar{N}$$

$$\frac{dQ_x}{dt} = R \quad \frac{dQ_y}{dt} = N - G - 2G_1 - 2G_2$$

$$R = \frac{dQ_x}{dt} \quad N = m\dot{q} + 2m_1\dot{q} + m_2\dot{q} + \frac{dQ_y}{dt}.$$

Количество движения системы геометрически складывается из количества движения корпуса ножниц, количества движения кривошипа  $OA$  количества движения шатуна  $AB$  и ножа  $B$ :

$$\bar{Q} = m_1\bar{V}_{C_1} + m_1\bar{V}_{C_2} + m_2\bar{V}_B,$$

$$Q_x = m_1V_{C_1x} + m_1V_{C_2x} + m_2V_{Bx},$$

$$Q_y = m_1V_{C_1y} + m_1V_{C_2y} + m_2V_{By}.$$

Определим скорости центров масс кривошипа  $OA$ , шатуна  $AB$  (рис. 3).

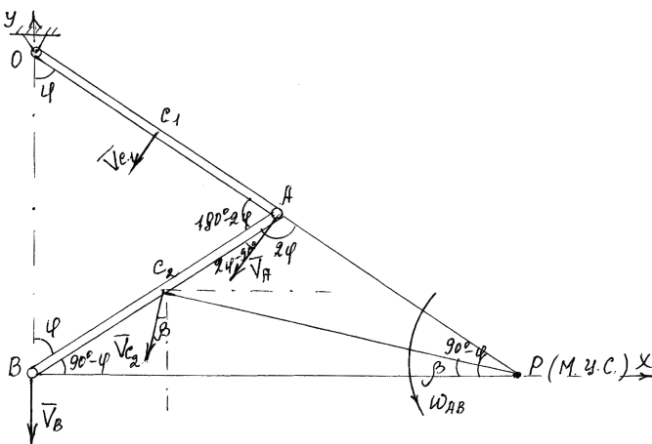


Рис. 3. Скорости точек механизма

Кривошип  $OA$  совершает вращательное движение вокруг оси  $O$ , перпендикулярной плоскости чертежа.

$$V_{C_1} = \omega \cdot \frac{l}{2} \quad \bar{V}_{C_1} \perp OA \text{ направлена в сторону дуговой стрелки } \omega,$$

$$V_A = \omega \cdot l \quad \bar{V}_A \perp OA \text{ направлена в сторону дуговой стрелки } \omega.$$

Шатун  $AB$  совершает плоскопараллельное движение, найдем мгновенный центр скоростей этого звена как точку пересечения перпендикуляров к скоростям  $\bar{V}_A$  и  $\bar{V}_B$  – это точка  $P$ .

Угловая скорость звена  $AB$ :

$$\omega_{AB} = \frac{V_A}{AP} = \frac{\omega l}{l} = \omega, \quad V_{C_2} = \omega_{AB} \cdot C_2P = \omega \cdot C_2P.$$

$\bar{V}_B$  определим из теоремы о проекциях скоростей точек  $A$  и  $B$  на прямую  $AB$ .

$$V_A \cos(90^\circ - 2\varphi) = V_B \cos \beta,$$

$$V_B = \frac{V_A \cos(90^\circ - 2\varphi)}{\cos \varphi} = \frac{\omega \cdot l \sin 2\varphi}{\cos \varphi} = 2\omega l \sin \varphi,$$

$$Q_x = -m_1 V_{C_1} \cos \varphi - m_1 V_{C_2} \sin \beta, \quad \sin \beta = \frac{C_2K}{C_2P} = \frac{l \cos \varphi}{2C_2P},$$

$$Q_x = -m_1 \omega l \cos \varphi - m_1 \omega l \cos \omega t, \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt}, \quad \varphi = \omega t,$$

$$Q_y = -m_1 V_{C_1} \sin \varphi - m_1 V_{C_2} \cos \beta - m_2 V_B,$$

$$BP = 2l \sin \varphi, \quad KP = BP - BK = 2l \sin \varphi - l \sin \varphi = \frac{3}{2} l \sin \varphi,$$

$$\cos \beta = \frac{KP}{C_2P} = \frac{3l \sin \varphi}{2C_2P}.$$

$$Q_y = -m_1 \omega \frac{l}{2} \sin \varphi - \frac{m_1 \omega \cdot C_2 P \cdot 3l \sin \varphi}{2C_2 P} - m_2 2\omega l \cdot \sin \varphi.$$

$$Q_y = -2m_1 \omega l \sin \varphi - 2m_2 \omega l \sin \varphi = -2\omega l(m_1 + m_2) \sin \omega t,$$

$$R = \frac{dQ_x}{dt} = (-m_1 \omega l \cos \omega t)' = m_1 \omega^2 l \sin \omega t,$$

$$\frac{dQ_y}{dt} = (-2(m_1 + m_2) \omega l \sin \omega t)' = -2(m_1 + m_2) \omega^2 l \cos \omega t,$$

$$N = mq + 2m_1 q + m_2 q - 2(m_1 + m_2) \omega^2 l \cos \omega t.$$

Сила  $N$  складывается из гармонической составляющей, изменяющейся с частотой  $\omega$ , и постоянной составляющей из сил тяжести.

$R_{\max}$ ,  $N_{\max}$  получим при  $\sin \omega t = 1$  и  $\cos \omega t = -1$ :

$$R_{\max} = m_1 \omega^2 l.$$

Максимальное горизонтальное давление на болты прямо пропорционально весу кривошипа, шатуна, угловой скорости вращения кривошипа и его длине:

$$N_{\max} = mq + 2m_1 q + m_2 q - 2(m_1 + m_2) \omega^2 l.$$

Болты, соединяющие корпус ножниц с фундаментом, будут растягиваться при условии вращения кривошипа  $OA$ , и вертикальные силы, растягивающие болты, равны весу ножниц при условии, когда кривошип  $OA$  не вращается.

### Библиографический список

1. *Тарз С.М.* Краткий курс теоретической механики: Учебник для вузов. Т. 19. 13-е изд., стереотип. М.: Высш. шк., 2003. 416 с.
2. *Яблонский А.А., Норейко С.С. и др.* Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике / Под общ. ред. проф. А.А. Яблонского. М.: Высш. шк., 2006. 369 с.

## УРАВНЕНИЕ РЕГРЕССИЙ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСА УПОРНО-ОПОРНОГО ПОДШИПНИКА СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА

**Л.К. Капран; В.В. Маницын; З.П. Старовойтова,  
Дальрыбвтуз, Владивосток**

*Приводятся уравнения регрессий основных конструктивных характеристик корпуса упорно-опорного подшипника судового валопровода (длина, ширина, высота, масса) на основании исследования их зависимости от диаметра упорного вала.*

Исследования зависимостей основных конструктивных характеристик корпуса упорно-опорного подшипника судового валопровода от диаметра упорного вала являются продолжением выполненной работы, результаты которой приведены в статье [1].

Цель исследований – найти форму связи между диаметром упорного вала и конструктивными характеристиками корпуса подшипника для получения уравнений регрессий, по которым можно быстро рассчитать размеры подшипника и этим упростить работу конструкторов, проектировщиков и дипломников.

Упорно-опорный аксиально-радиальный подшипник скольжения системы Митчеля (рис. 1) предназначен для восприятия осевого упора винта и передачи его корпусу судна, радиальной нагрузки от массы и расцентровки судового валопровода.

Упорно-опорный подшипник включает: корпус подшипника, который состоит из нижней и верхней частей, в нижней части расположена масляная ванна, змеевик охлаждения масла, упорный вал с упорным гребнем, упорные подушки (сегменты) и два опорных подшипника.

На судах устанавливают упорно-опорные подшипники скольжения с индивидуальной смазкой (самосмазкой), могут быть со змеевиком охлаждения, с циркуляционной (принудительной) смазкой.

Конструктивные размеры корпуса упорно-опорного подшипника скольжения судового валопровода зависят от диаметра упорного вала, который рассчитывается от крутящего момента двигателя (дизеля, газовой или паровой турбин). Это позволяет предположить наличие связи между ними, так как с изменением диаметра упорного вала изменяются и конструктивные характеристики корпуса подшипника, которые приведены в табл. 1.

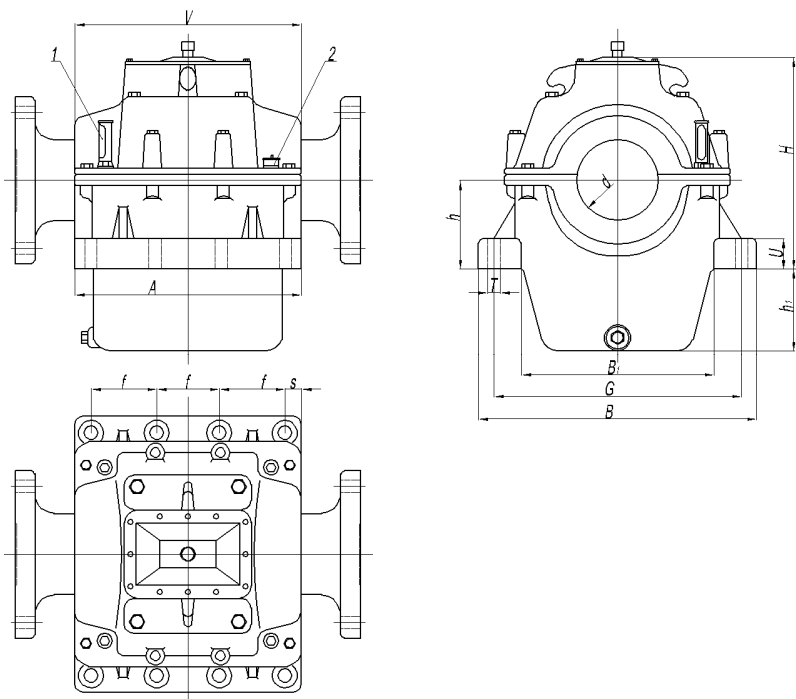


Рис. 1. Корпус упорно-опорного подшипника: 1 – термометр масла; 2 – указатель уровня масла

Таблица 1  
**Конструктивные эмпирические характеристики корпуса  
 упорно-опорного подшипника, мм**

$d$	$A, V$	$B$	$B_1$	$G$	$H$	$h$	$h_1$	$U$	$T$	$f$	$s$	Масса без вала $P$ , кг
110	300	420	290	360	335	150	110	50	23	80	30	106
125	350	480	320	420	360	150	120	55	23	95	32,5	156
140	385	530	360	460	400	160	140	60	27	105	35	215
160	430	570	330	500	425	180	160	65	27	120	35	284
180	485	640	440	560	470	200	180	70	33	135	40	394
200	560	680	470	600	530	220	200	75	33	160	40	553
220	600	750	530	660	570	240	240	80	33	170	45	722
250	640	840	580	740	630	260	260	85	39	180	50	951
280	700	920	660	820	710	280	280	90	39	200	50	1270
300	800	1000	700	900	780	300	280	100	39	230	55	1689
350	870	1180	780	1060	865	325	320	110	39	250	60	2338
400	970	1330	990	1200	1040	380	350	120	45	280	65	3485
450	1100	1440	1080	1300	1160	440	410	150	45	320	70	4985
500	1250	1740	1260	1540	1310	470	530	170	52	350	100	8000
600	1450	2000	1500	1800	1550	600	650	200	61	400	125	12780

Типоразмерный ряд корпусов упорно-опорных подшипников (см. табл. 1) в зависимости от диаметра упорного вала 110, ..., 600 мм (зарубежные данные) позволил получить формулы для расчёта конструктивных характеристик корпуса упорно-опорного подшипника:  $A, V$  – длина нижнего и верхнего корпуса упорно-опорного подшипника;  $B$  – общая ширина фундамента;  $B_1$  – внутренняя ширина фундамента;  $G$  – межцентровое расстояние отверстий под фундаментные болты по ширине;  $H$  – высота от нижней плоскости фундамента до верха корпуса;  $h$  – расстояние от нижней плоскости фундамента до разъёма корпуса;  $h_1$  – высота от нижней плоскости корпуса до нижней плоскости фундамента;  $U$  – толщина фундамента;  $T$  – диаметр отверстий в фундаменте;  $f$  – межцентровые расстояния отверстий под фундаментные болты по оси;  $s$  – расстояние от края фундамента до оси фундаментного отверстия;  $P$  – масса корпуса без вала.

Рассмотрим зависимость длины нижнего и верхнего корпуса упорно-опорного подшипника  $A, V$  от диаметра упорного вала по данным табл. 1 (рис. 2).

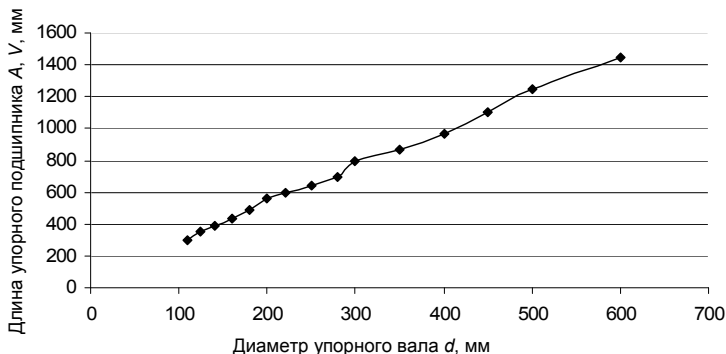


Рис. 2. Зависимость длины корпуса упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала

Эта зависимость может быть задана линейной функцией  $A(d) = ad + b$ , где параметры  $a; b$  находятся по формулам [2]:

$$a = \frac{n \sum_{i=1}^n d_i \cdot A_i - \sum_{i=1}^n d_i \cdot \sum_{i=1}^n A_i}{n \sum_{i=1}^n d_i^2 - \left( \sum_{i=1}^n d_i \right)^2}; \quad b = \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n A_i - a \cdot \sum_{i=1}^n d_i \right).$$

Уравнение зависимости  $A$  от  $d$  имеет вид:  $A = 2,322d + 65,65$ . Геометрическая интерпретация эмпирических и теоретических значений подтверждает правильность выбора функциональной зависимости (рис. 3).

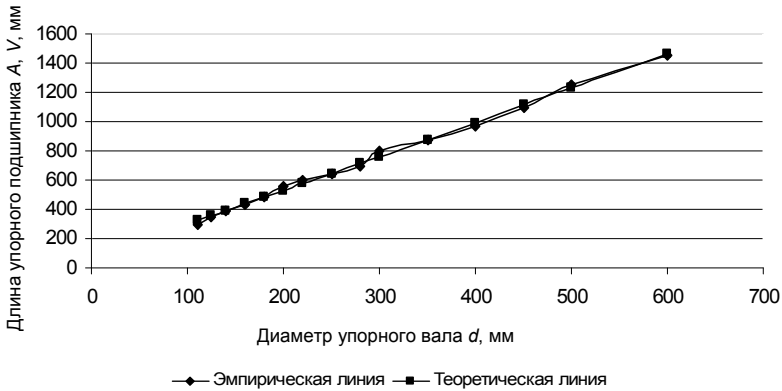


Рис. 3. Зависимость длины корпуса упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала

Величина коэффициента корреляции  $r_{dA} = 0,998$  показывает наличие сильной линейной зависимости длины корпуса упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала. Коэффициент корреляции рассчитывается по формуле:

$$r_{dA} = \frac{k_{dA}}{\sigma_d \sigma_A}, \quad \text{где} \quad k_{dA} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (d_i - \bar{d})(A_i - \bar{A});$$

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n d_i; \quad \bar{A} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n A_i$$

$$\sigma_d = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (d_i - \bar{d})^2}; \quad \sigma_L = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (A_i - \bar{A})^2}.$$

Ошибка аппроксимации для каждого наблюдения определяется как

$$\left| \frac{A_i - \hat{A}_i}{A_i} \right| \cdot 100, \quad \text{где} \quad \hat{A}_i = 2,322d_i + 65,65.$$

Средняя ошибка аппроксимации находится как средняя арифметическая индивидуальных ошибок:

$$\bar{\Delta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{A_i - \hat{A}_i}{A_i} \right| \cdot 100 = \frac{36,365}{15} \approx 2,4\%.$$

Ошибка аппроксимации показывает хорошее соответствие расчетных и фактических данных: среднее отклонение составляет 2,4 %.



Аналогично была получена линейная регрессия для общей ширины фундамента подшипника  $B$ :  $B = 3,225d + 51$  (рис. 4). Коэффициент корреляции при этом равен:  $r_{dB} = 0,998$ . Коэффициент детерминации составляет:  $r_{dD}^2 = 0,998^2 = 0,996004$ , т.е. вариация  $B$  на 99,6 % объясняется вариацией  $d$ . На долю прочих факторов, не учитываемых в регрессии, приходится 0,4 %. Среднее отклонение расчетных и фактических данных равно 2,5 %.

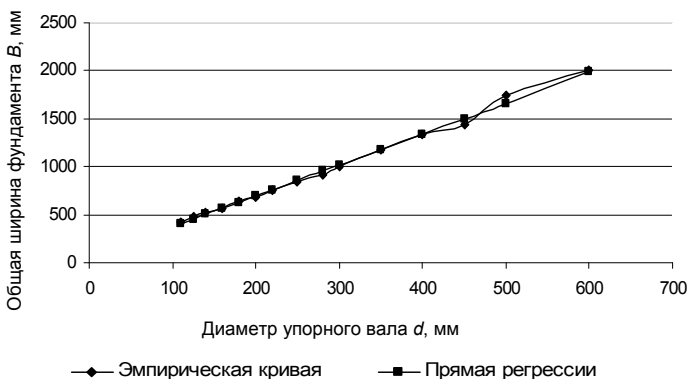


Рис. 4. Зависимость общей ширины фундамента от диаметра упорного вала

Уравнение зависимости внутренней ширины фундамента  $B_1$  от диаметра упорного вала имеет вид:  $B_1 = 2,49d - 21,64$  (рис. 5). Величина коэффициента корреляции  $r_{dB_1} = 0,996$  показывает наличие сильной линейной зависимости толщины гребня от диаметра упорного вала. Ошибка приближения при этом составляет 5,05 %, что вполне допустимо.

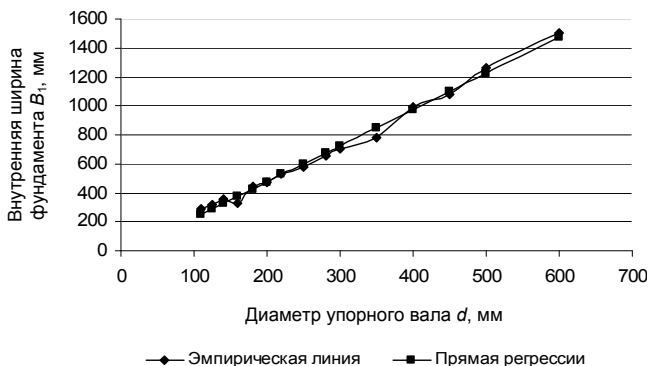


Рис. 5. Зависимость внутренней ширины фундамента от диаметра упорного вала

Зависимость межцентрового расстояния отверстий под фундаментные болты по ширине  $G$  от диаметра упорного вала имеет вид:  $G = 2,93d + 28,08$  (рис. 6). Коэффициент корреляции при этом  $r_{dG} = 0,999$ . Средняя ошибка приближения составляет 2,28 %.



Рис. 6. Зависимость межцентрового расстояния отверстий под фундаментные болты по ширине от диаметра упорного вала

Уравнение линейной зависимости  $H$  – высоты от нижней плоскости фундамента до верха корпуса – от диаметра упорного вала  $d$  имеет вид:  $H = 2,52d + 27,34$  (рис. 7).

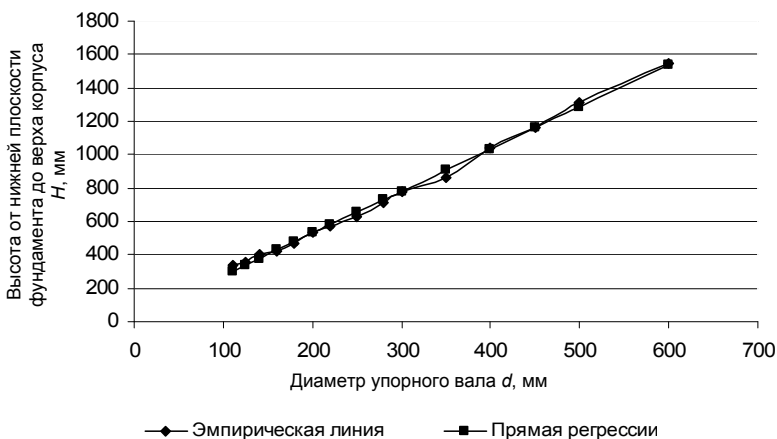


Рис. 7. Зависимость высоты от нижней плоскости фундамента до верха корпуса упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала

Коэффициент корреляции  $r_{dh} = 0,998$ , средняя ошибка приближения равна 2,7 %.

Зависимость расстояния  $h$  от нижней плоскости фундамента до разъёма корпуса упорно-опорного подшипника определяется уравнением:  $h = 0,954d + 20,78$  (рис. 8). Коэффициент корреляции  $r_{dh} = 0,98$ , средняя ошибка приближения равна 6,98 %, что вполне допустимо.

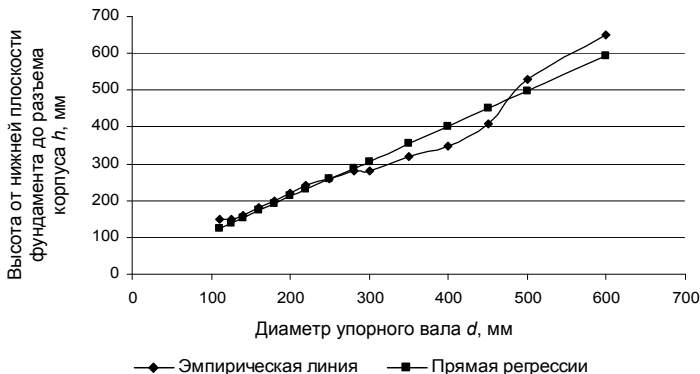


Рис. 8. Зависимость расстояния от нижней плоскости фундамента до разъёма корпуса упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала

Высота от нижней плоскости корпуса до нижней плоскости фундамента  $h_1$  может быть рассчитана по формуле  $h_1 = 1,02d - 8,56$  (рис. 9), средняя ошибка при этом составляет  $\bar{\Delta} = 5,73\%$ , коэффициент корреляции  $r_{dh_1} = 0,986$ , что позволяет говорить о тесной линейной зависимости.

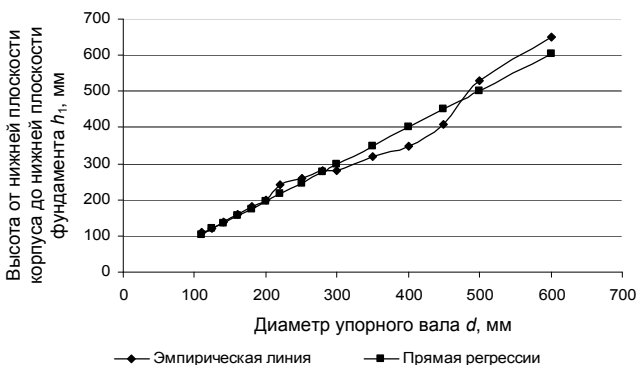


Рис. 9. Зависимость высоты от нижней плоскости фундамента до нижней плоскости корпуса упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала

Толщина фундамента упорно-опорного подшипника определяется уравнением  $U = 0,3d + 14,36$  (рис. 10), средняя относительная ошибка составляет 4,89 %, коэффициент корреляции  $r_{dU} = 0,991$ .

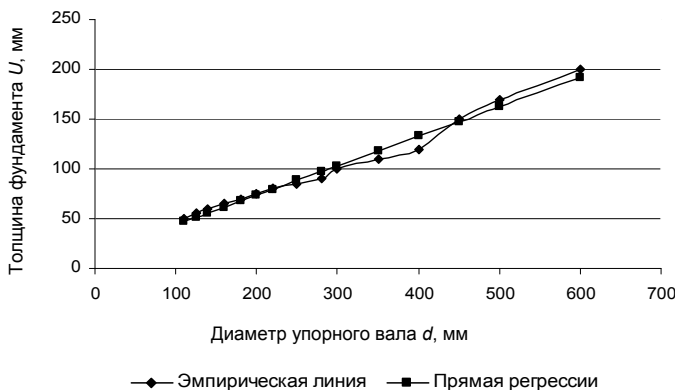


Рис. 10. Зависимость толщины фундамента упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала

Линейная зависимость  $T$ -диаметра отверстий в фундаменте от диаметра упорного вала определяется уравнением  $T = 0,07d + 17,27$  (рис. 11), коэффициент корреляции  $r_{dT} = 0,976$ , средняя ошибка приближения при этом равна 5,388 %, что говорит о хорошем подборе модели к исходным данным.

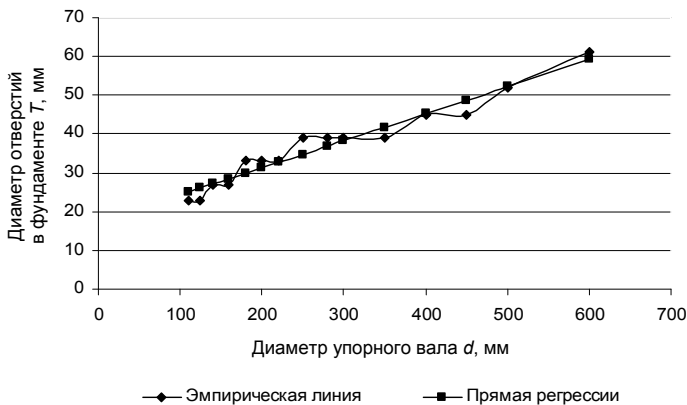


Рис. 11. Зависимость диаметра отверстий в фундаменте упорно-опорного подшипника от диаметра упорного вала

Для расчета межцентровых расстояний отверстий под фундаментные болты по оси была получена формула  $f = 0,66d + 17,463$  (рис. 12), средняя ошибка приближения при этом составляет 3,49 %, коэффициент корреляции  $r_{df} = 0,997$ .

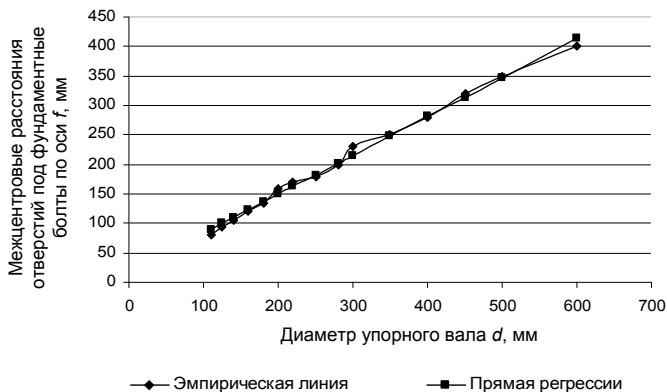


Рис. 12. Зависимость межцентровых расстояний отверстий под фундаментные болты по оси от диаметра упорного вала

Линейная зависимость  $s$ -расстояния от края фундамента упорно-опорного подшипника до оси фундаментного отверстия от  $d$ -диаметра упорного вала получена согласно данным табл. 1 и имеет вид:  $s = 0,172d + 6,63$  (рис. 13). Корреляционный момент  $r_{ds} = 0,96$  говорит о тесной линейной зависимости. Качество модели оценивается как хорошее, так как ошибка приближения равна 9,07 % и не превышает 10 %.

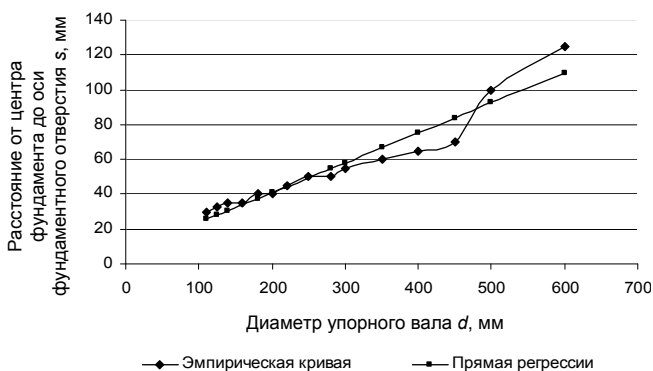


Рис. 13. Зависимость расстояния от края фундамента упорно-опорного подшипника до оси фундаментного отверстия от диаметра упорного вала

Рассмотрим зависимость массы корпуса упорно-опорного подшипника без вала от размеров диаметра упорного вала. Согласно данным табл. 1, эмпирическая кривая представлена рис. 14.

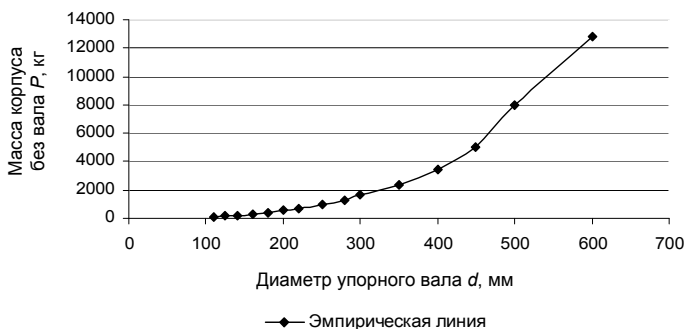


Рис. 14. Зависимость массы корпуса упорно-опорного подшипника без вала от диаметра упорного вала

Понятно, что от линейной зависимости нужно отказаться сразу. Для квадратичной зависимости  $P = 0,064d^2 - 20,9d + 1933,121$  средняя ошибка составляет 42,8 %, что говорит о плохой модели. Если в качестве модели выбрать функцию  $P = 0,00006d^3 + 4,56$ , то средняя ошибка аппроксимации составит 10,6 %, что больше допустимого, поэтому и эта модель плохая.

Выберем зависимость массы корпуса упорно-опорного подшипника без вала от диаметра упорного вала в виде степенной функции  $P = 0,00022d^{2,78}$  (рис. 15), средняя ошибка при этом составляет 5,64 %.

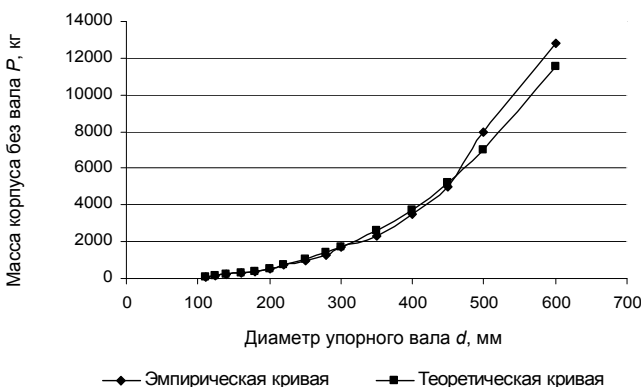


Рис. 15. Зависимость массы корпуса упорно-опорного подшипника без вала от диаметра упорного вала

Показателем тесноты связи выступает индекс корреляции:

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum(P - \bar{P})^2}{\sum(P - \bar{P})^2}} = 0,9924 ,$$

где  $\bar{P} = 0,00022d^{2,78}$ ,  $\bar{P} = \frac{1}{n} \sum P$ .

Коэффициент детерминации  $R^2 = 0,9849$  показывает, что 98,49 % вариации  $P$  связано с вариацией  $d$ , это свидетельствует о хорошем качестве модели.

На основании исследования зависимости основных конструктивных характеристик корпуса упорно-опорного подшипника судового валопровода от диаметра упорного вала получены уравнения регрессий основных конструктивных характеристик корпуса упорно-опорного подшипника, которые сведены в табл. 2.

Таблица 2

**Уравнения регрессий основных конструктивных характеристик корпуса упорно-опорного подшипника**

$A = V = 2,322d + 65,65$	$h_1 = 1,02d - 8,56$
$B = 3,225d + 51$	$U = 0,3d + 14,36$
$B_1 = 2,49d - 21,64$	$T = 0,07d + 17,27$
$G = 2,93d + 28,08$	$f = 0,66d + 17,463$
$H = 2,52d + 27,34$	$s = 0,172d + 6,63$
$h = 0,954d + 20,78$	$P = 0,00022d^{2,78}$

Полученные результаты могут быть использованы в конструкторских бюро, в проектных организациях судостроительной промышленности при проектировании судового валопровода, а также студентами и курсантами в дипломном и курсовом проектировании.

**Библиографический список**

1. Капран Л.К., Маницын В.В., Старовойтова З.П. Уравнения регрессий основных конструктивных характеристик упорного вала судового валопровода // Науч. тр. Дальрыбвтуза. № 20. 2008. С. 168-176.

2. Елисеева И.И. и др. Эконометрика: Учебник. М.: Финансы и статистика, 2007. 343 с.

## **АСПЕКТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**Б.И. Руднев; О.В. Повалихина, Дальрыбвтуз, Владивосток**

*Приведены результаты численного моделирования процесса теплообмена в камере сгорания дизеля 8 ЧН 13/14. Для определения локальных тепловых потоков были реализованы на ЭВМ задача внешнего нестационарного течения рабочего тела в камере сгорания и модифицированная фундаментальная постановка задачи теплообмена излучением.*

Современные тенденции развития дизелей связаны прежде всего с увеличением их удельной мощности, улучшением экономических и экологических характеристик. Это обуславливает появление целого ряда проблем, важнейшей из которых является возрастание теплонапряженности деталей, образующих камеру сгорания (КС). Взаимодействие рабочего тела со стенками КС приводит к крайне неравномерному тепловому нагружению ее деталей. Высокие локальные тепловые потоки на указанных поверхностях являются основной причиной низкой эксплуатационной надежности современных форсированных дизельных двигателей.

Вместе с тем процессы локального радиационного и конвективного теплообмена между рабочим телом и стенками КС все еще остаются недостаточно изученными. Достоверная расчетная оценка теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы как на стадии проектирования, так и при доводке конструкций вызывает серьезные трудности. Они обусловлены главным образом правильностью задания локальных граничных условий со стороны рабочего тела. В связи с этим создание надежных, экспериментально обоснованных расчетно-теоретических методов исследования локального радиационного и конвективного теплообмена в КС дизелей является весьма сложной и актуальной проблемой. Ее решение позволит значительно повысить уровень проектирования дизелей, в том числе с применением систем автоматизированного проектирования (САПР), и получить большой экономический эффект за счет уменьшения затрат на проектирование и экспериментальную доводку двигателей.

Математическая модель (ММ) конвективного теплообмена в КС дизеля, разработанная авторами, предусматривает расчетное определение локальных потоков этого вида переноса теплоты для поверхностей крышки цилиндра, поршня и втулки как функции угла поворота коленчатого вала (ПКВ). При этом рабочее тело в КС дизеля рассматривается условно состоящим из ядра потока и турбулентного пограничного слоя. Выполненными расчетными оценками установлено, что для дизеля типа 8 ЧН 13/14 и аналогичных ему скорость звука в КС лежит в пре-



делах  $a = 520 - 880$  м/с. В то же время величина скорости рабочего тела в дизелях с КС типа ЯМЗ и им подобных укладывается в диапазон  $v = 10 - 70$  м/с. Сопоставление последних со скоростями звука показывает, что условие  $v < 0.25 a$  выполняется во всем диапазоне угла ПКВ, при котором передается основная часть теплоты от рабочего тела к стенкам деталей, образующих КС (процессы сгорания и расширения рабочего тела). Подробный анализ системы дифференциальных уравнений конвективного теплообмена применительно к КС дизелей показал, что течение рабочего тела в ядре потока можно считать невязким. Кроме этого в дизелях, имеющих КС типа ЯМЗ, ЦНИДИ, КАМАЗ и им подобных, движение рабочего тела в ядре потока можно считать осесимметричным и перейти от трехмерной к двумерной постановке задачи. При этом система уравнений в частных производных, описывающих фундаментальные законы сохранения массы, импульса и энергии применительно к течению рабочего тела в потенциальном ядре потока в КС дизеля, запишется в цилиндрической системе координат следующим образом:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} \right) = 0, \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial z} = 0, \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial r} = 0, \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial E}{\partial t} + \rho \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} \right) = 0, \quad (4)$$

где  $u$ ,  $v$  – вертикальная (осевая) и радиальная проекции вектора скорости рабочего тела в КС;  $p$ ,  $\rho$ ,  $E$  – давление, плотность и внутренняя энергия рабочего тела;  $z$ ,  $r$  – вертикальная (осевая) и радиальная координаты цилиндрической системы;  $t$  – время.

Уравнения (1)-(4) решались численно на ЭВМ по специально разработанной программе. При этом использовались лагранжевы координаты и неявная, полностью консервативная разностная схема. В расчетах условий течения рабочего тела в КС дизеля 8 ЧН 13/14 применялись регулярные сетки размером  $25 \times 20$  для плоской поверхности днища поршня и  $30 \times 20$  для днища со сложным профилем поверхности. Рассмотрение и численное решение задачи течения рабочего тела в КС с плоским днищем поршня были обусловлены необходимостью выяснения ряда как общих закономерностей, так и особенностей такого течения, а также отработкой алгоритма и программы численного решения уравнений на ЭВМ. В результате были получены поля скорости, температуры, плотности и давления рабочего тела в объеме КС при

различных углах ПКВ. Полученные расчетные поля скорости, температуры, плотности и давления рабочего тела были затем использованы как входные параметры для расчета локального конвективного теплового потока. Расчетная зависимость для локальной плотности конвективного теплового потока построена на локальном соотношении энергии для турбулентного пограничного слоя. Путем преобразований с использованием закона теплообмена, справедливого для обтекания плоской пластины несжимаемым неизотермическим потоком рабочего тела при турбулентном пограничном слое с последующим интегрированием, указанное выше соотношение приводится к уравнению, включающему локальные значения критерия Стентона и ряд других параметров:

$$St = C Re_L^{-m/(1+m)} \psi_T \Delta T^m \times \left[ \int_0^{\tilde{x}} \psi_T \Delta T^{1+m} d\tilde{x} \right]^{-m/(1+m)}, \quad (5)$$

где  $C$  – константа;  $Re_L$  – число Рейнольдса, построенное по характерному размеру поверхности;  $\psi_T$  – коэффициент, учитывающий влияние неизотермичности на теплоотдачу;  $\Delta T = T_w - T_\infty$  – температурный напор.

Полученное локальное значение критерия Стентона в совокупности с локальными значениями скорости, температуры, плотности и теплоемкости рабочего тела однозначно определяют локальную плотность конвективного теплового потока:

$$q_w = C_{p\infty} \rho_\infty W_\infty \Delta T^{m+1} C Re_L^{-m/(1+m)} \psi_T \times \left[ \int_0^{\tilde{x}} \psi_T \Delta T^{1+m} d\tilde{x} \right]^{-m/(1+m)}, \quad (6)$$

где  $C_{p\infty}, \rho_\infty, W_\infty$  – изобарная теплоемкость, плотность и скорость рабочего тела в КС.

Выполненные на ЭВМ расчеты с использованием зависимости (6) позволили получить распределение локальной плотности конвективного теплового потока по всем поверхностям КС. В частности, для поверхности крышки цилиндра он составил  $1,2 \cdot 10^6 - 2,3 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>.

Для обоснованного расчета локального радиационного теплового потока, передаваемого пламенем к стенкам КС, необходимо располагать надежными данными по температуре пламени и его интегральной степени черноты, радиационным свойствам поверхностей и оптико-геометрическим характеристикам системы в целом. В результате проведенного анализа особенностей излучения пламени в КС дизелей установлено, что основным излучателем в ней являются частицы сажи, имеющие сплошной спектр излучения, и именно этим объясняется светимость дизельного пламени. Излучением конечных продуктов сгорания топлива  $CO_2, H_2O, NO_x$  и др. можно пренебречь, так как они имеют линейчатый спектр излучения и по данным современных исследований их доля составляет 3-5 % от общего потока излучения в КС. В ходе исследований

показано, что основными факторами, влияющими на интенсивность излучения дизельного пламени, являются: температура, оптическая толщина излучаемого слоя, размеры и концентрация излучающих частиц сажи с осредненным диаметром  $\approx 0,05$  мкм [1]. Основу ММ для расчета радиационных тепловых потоков составляет зональный метод [2]. Главными особенностями его применения к КС дизельного двигателя являются: переменность угловых коэффициентов излучения и весьма значительная неоднородность излучателя по температуре и концентрации частиц сажи.

Применение зонального метода для расчета локального радиационного теплового потока в КС дизеля требует знания локальных температур пламени. Ранее одним из авторов доклада было выполнено экспериментальное исследование, в котором регистрировались локальные температуры пламени в КС дизеля 8 ЧН 13/14 [3]. Указанные данные могут быть использованы в зональном методе с целью определения локальных радиационных тепловых потоков в КС дизелей. При этом кроме локальных температур пламени и локальных концентраций сажи необходимо знание величины интегральной степени черноты дизельного пламени. Для ее определения был разработан расчетно-экспериментальный метод [4], с помощью которого была получена зависимость спектральной степени черноты дизельного пламени в виде

$$\varepsilon_{\lambda} = 1 - \exp(-\tau_{\lambda}) = 1 - \exp[-c(\lambda^{-1} - 0,1)\mu L], \quad (7)$$

где  $\tau_{\lambda}$  – оптическая толщина пламени;  $\lambda$  – длина волны излучения;  $\mu$  – концентрация частиц сажи в КС;  $c$  – константа;  $L$  – эффективная длина пути луча.

Для определения радиационной тепловой нагрузки деталей КС необходимо располагать не спектральными, а интегральными параметрами. Используя определение интегральной степени черноты и учитывая, что основная доля энергии излучения дизельного пламени лежит в ближней инфракрасной области спектра, получим:

$$\varepsilon = \int_{0,5}^6 \frac{(1 - \exp[-c(\lambda^{-1} - 0,1)\mu L]) c_1}{\lambda^5 [\exp(c_2/\lambda T) - 1]} d\lambda \bigg/ \int_{0,5}^6 \frac{c_1}{\lambda^5 [\exp(c_2/\lambda T) - 1]} d\lambda, \quad (8)$$

где  $c_1$ ,  $c_2$  – постоянные в законе излучения Планка;  $T$  – температура пламени в КС.

Было также установлено, что влиянием эффективных потоков излучения поверхностей деталей, образующих КС, можно пренебречь, так как они при температурах излучателя в пределах 2200-2500 К на два порядка меньше соответствующих падающих потоков. Для частиц сажи, содержащихся в дизельном пламени, осредненный максимальный диаметр составляет 0,05 мкм. Расчетные оценки показали, что параметр дифракции при этом составляет 0,06-0,157, а критерий Шустера  $0,1681 \cdot 10^{-3}$ - $0,2592 \cdot 10^{-2}$ . Столь малые величины критерия Шустера позволяют в условиях дизель-

ного пламени пренебречь рассеиванием и считать, что ослабление потока излучения происходит лишь за счет его поглощения частицами сажи.

Проведенная аппроксимация исходных интегральных уравнений, описывающих фундаментальную постановку задачи радиационного теплообмена соответствующей системой алгебраических уравнений, и ее модификация в части учета эффективного излучения позволили предложить для расчета падающих на поверхности крышки цилиндра, втулки и поршня радиационных потоков систему уравнений следующего вида:

$$E_{\text{пад}}(M_1) = E_{\text{соб}}(M_{V_1}) \psi(M_{V_1}, F_1) + E_{\text{соб}}(M_{V_2}) \times \\ \times \psi(M_{V_2}, F_1) + E_{\text{соб}}(M_{V_3}) \psi(M_{V_1}, F_1) \quad (9)$$

$$E_{\text{пад}}(M_2) = E_{\text{соб}}(M_{V_1}) \psi(M_{V_1}, F_2) + E_{\text{соб}}(M_{V_2}) \times \\ \times \psi(M_{V_2}, F_2) + E_{\text{соб}}(M_{V_3}) \psi(M_{V_1}, F_2) \quad (10)$$

$$E_{\text{пад}}(M_3) = E_{\text{соб}}(M_{V_1}) \psi(M_{V_1}, F_3) + E_{\text{соб}}(M_{V_2}) \times \\ \times \psi(M_{V_2}, F_3) + E_{\text{соб}}(M_{V_3}) \psi(M_{V_1}, F_3) \quad (11)$$

где  $E_{\text{пад}}(M_i)$  – падающий поток излучения для соответствующей поверхности КС;  $E_{\text{соб}}(M_{V_i})$  – собственный поток излучения локальной объемной зоны в КС;  $E_{\text{рез}}(M_i)$  – результирующий поток излучения на поверхности КС;  $\psi(M_{V_i}, F_i)$  – обобщенный угловой коэффициент излучения локальной объемной зоны  $M_{V_i}$  на поверхность КС  $F_i$ ;  $F_1, F_2, F_3$  – поверхности крышки цилиндра, втулки и поршня соответственно.

Обобщенные угловые коэффициенты излучения от локальных объемных зон представлены в ММ как произведение угловых коэффициентов и параметра Бугера, учитывающего поглощение излучения в объеме КС. Переменность угловых коэффициентов излучения, вызванная перемещением поршня в цилиндре, учитывалась с помощью известных кинематических соотношений для кривошипно-шатунного механизма двигателя. В разработанной ММ для объемного излучения рассматривались три зоны, представляющие собой коаксиальные цилиндры соответствующего радиуса, ось которых совпадала с осью КС.

Система уравнений, содержащая приведенную выше зависимость для падающего потока излучения, решалась на ЭВМ по специальной программе в квазистационарном представлении. В результате были получены

локальные радиационные тепловые потоки для всех поверхностей КС. Применительно к исследуемому двигателю 8 ЧН 13/14 они составили от  $1,6 \cdot 10^5$  до  $5,9 \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>. В соответствии с принятым в ММ допущением

$$E_{рез}(M_1) \approx E_{пад}(M_1), \quad (12)$$

$$E_{рез}(M_2) \approx E_{пад}(M_2), \quad (13)$$

$$E_{рез}(M_3) \approx E_{пад}(M_3). \quad (14)$$

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по указанным тепловым потокам для различных поверхностей КС двигателя 8 ЧН 13/14 показало их хорошее совпадение, отличие составляло в среднем 15-20 % [5].

Разработанные ММ позволяют еще на стадиях проектирования и доводки дизельных двигателей с достаточной точностью определять локальные радиационные, конвективные и суммарные тепловые потоки, передаваемые от рабочего тела к стенкам деталей КС. Это дает возможность надежно задавать граничные условия при оценке теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы и значительно сократить продолжительность экспериментальных исследований.

### Библиографический список

1. Руднев Б.И., Повалихина О.В. Количественные характеристики процесса излучения пламени в камере сгорания дизельных двигателей: Сб. науч. тр. по матер. Междунар. конф. «Двигатель-2007», посвященной столетию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана / Под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко и др. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 85-88.

2. Теплообмен излучением: Справочник / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков. М.: Энергоатомиздат, 1991. 432 с.

3. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей. Владивосток: Дальнаука, 2000. 221 с.

4. Руднев Б.И. Анализ численного решения уравнений радиационного теплообмена в камере сгорания дизельного двигателя и влияние на него параметров рабочего процесса // Тр. Второй междунар. науч.-техн. конф. «Актуальные проблемы фундаментальных наук». Т. 1. Ч. 1. М.: Техносфера-Информ, 1994. С. 141-142.

5. Rudnev B.I. Bepalov V.M., Izraisky Yu.G., Tsitsiashvili G.Sh. A simple model of convective heat transfer in the combustion chamber of diesel engine // Fourth International Symposium on Small Diesel Engines. Journal of Polish CIMAC. V. 2. No 1. Warsaw, Poland, 1996. P. 177-182.