

УДК 621.9-219.1-752

Е.А. Владецькая, ассистент,

А.О. Харченко, доцент, канд. техн. наук,

С.М. Братан, профессор, д-р техн. наук

Севастопольский национальный технический университет

Ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053

tampt@sevntu.com.ua

ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ МЕХАНООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ПЛАВУЧИХ РЕМОНТНЫХ МАСТЕРСКИХ

Рассмотрены особенности эксплуатации механообрабатывающего оборудования плавучей ремонтной мастерской при наличии воздействий как окружающей среды, так и внешнего оборудования. Приведенный в работе анализ позволяет выявить пути снижения влияния вибрационных воздействий на технологическую систему металлорежущего станка.

Ключевые слова: технологическая система, металлорежущий станок, плавучая ремонтная мастерская, вибрационные взаимодействия, виброустойчивость, виброизолирующие устройства.

В судостроении и в судоремонтной отрасли широкое применение находят такие передвижные механические комплексы, как плавучие ремонтные мастерские (ПРМ) (рисунок 1), на палубах которых размещены различные участки, в том числе и механообрабатывающие, включающие практически все виды станочного оборудования (рисунок 2). Особенностью эксплуатации указанного оборудования является наличие вибраций, вызванных действием различных источников, приводящее к снижению точности и чистоты обработки, а также и к другим нарушениям технологических процессов. Наличие колебаний в отклонениях расположения шероховатости поверхности объясняются возмущающими воздействиями в технологических процессах, вызванных нестабильностью технологической системы. То есть нестабильность параметров деталей определяется воздействием в процессе их производства на технологическую систему (ТС) изменяющихся внешних факторов, часть из которых неизвестна и не контролируется в процессе обработки. Эта проблема особенно актуальна для условий работы оборудования в ПРМ.



Рисунок 1 – Общий вид плавучей ремонтной мастерской (ПРМ)

При системном анализе динамической системы оборудования ПРМ кроме воздействий внешнего оборудования, характерных для работы в стационарных условиях участка (цеха), таких как компрессоры, вентиляторы, насосы, транспортно-загрузочные устройства, создающих гармоническое воздействие на основание с частотой вращения приводных двигателей ($f = 12...48,5 \text{ с}^{-1}$) и оборудования, создающего импульсное воздействие на основание – пресовые, долбежные и строгальные станки, необходимо учитывать такие воздействия внешней среды, как колебания водной поверхности, передающие вибрационные воздействия через плавучее основание и поверхность палубы на оборудование.

При декомпозиции механической обработки в ПРМ выделяют подсистемы: «Источник колебаний» и «Объект виброзащиты», которые соединены между собой связями, вызывающими

колебания объекта под действием сил динамических воздействий. Знакопеременные напряжения, вызванные вибрационными воздействиями, приводят к накоплению повреждений в материале, что вызывает появление усталостных трещин и разрушения. Кроме усталостных разрушений в механических системах наблюдаются такие явления, как ослабление неподвижных соединений, смещение сопряженных поверхностей соединений деталей машин. При этом происходит изменение структуры поверхностных слоев сопрягаемых деталей, их износ и, как результат, уменьшение силы трения в соединении, что вызывает изменение диссипативных свойств объекта, смещает его собственные частоты и т.п.



Рисунок 2 – Станочное оборудование механообрабатывающих участков ПРМ

Процесс влияния возмущений на технологическую систему металлообрабатывающего станка представлен на рисунке 3.

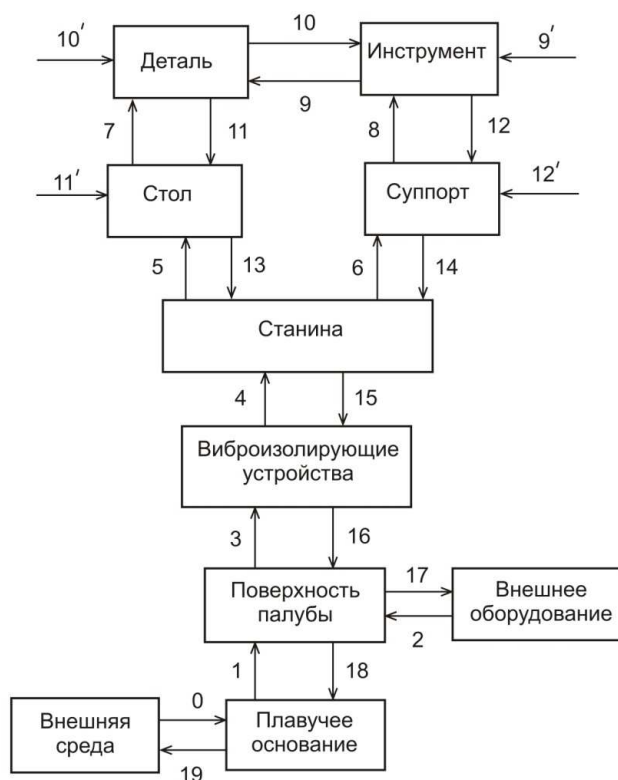


Рисунок 3 – Схема вибрационных взаимодействий системы станка в условиях работы ПРМ

На схеме стрелками и цифрами 0...8 показаны направления и последовательность колебаний, возбуждаемых соответственно внешней средой, плавучим основанием, внешним оборудованием, поверхностью палубы, а также станиной станка и его узлами и системами. Стрелками и цифрами 9...19 обозначены направления и последовательность передачи колебаний от самовозбуждения (колебания и вибрации в зоне резания и работы приводов). Стрелки и цифры 9'...12' указывают на передачу вибраций от силовых приводов.

Так, в системе металлорежущего станка, например, круглошлифовального, при работе происходят сложные вибрационные воздействия, как стационарные, так и нестационарные, в результате колебательных процессов (кинетических и силовых). Можно предположить также наличие ударных воздействий – механических кратковременных в результате работы внешнего оборудования одновременно с процессом обработки, а также длительного действия за счет качки при колебаниях водной поверхности, передаваемых плавучим основанием через поверхность палубы технологическому оборудованию.

Период работы оборудования должен обеспечиваться удержанием плавучей ремонтной мастерской в заданном месте в условиях воздействия внешней среды – ветра, течения и морского волнения. В случае прекращения мер по удержанию, возмущающие силы могут привести к приостановке работ, аварийным ситуациям и выходу из строя технологического оборудования. На основании вышеизложенного цель настоящей работы заключается в выявлении путей снижения влияния шумов возбуждений, сватанных как с внутренними, так и с внешними источниками колебаний ТС в условиях ПРМ.

Для обеспечения работоспособности оборудования необходимо обеспечивать возможность компенсации колебаний, создаваемых технологическим оборудованием вследствие смещений ПРМ в результате внешних возмущений, которые определяются сезонными условиями заданных акваторий. В частности, скорость течения может достигать 1,5 м/с, степень морского волнения – 5...6 баллов, скорость ветра – 25 м/с и более. Стабилизация плавучего основания может быть частично осуществлена с достаточной степенью точности традиционными методами – успокоителями качки (цистернами со свободными поверхностями, расположенными вдоль бортов и сообщающихся между собой через устройства, поглощающие энергию потока перетекающей жидкости; управляемыми или неуправляемыми скуловидными киями или рулями).

На плавучее основание ПРМ воздействуют возмущающие силы ветра, течения и морского волнения. Воздействие ветра может быть оценено путем измерения скорости и направления ветра румбоаномоментами, установленными на плавучем основании, и расчета аэродинамических сил по известным соотношениям [1]:

$$\begin{aligned} F_{xв} &= C_{xв}(\beta) \rho_v S_{xв} V_v^2 / 2, \\ F_{yв} &= C_{yв}(\beta) \rho_v S_{yв} V_v^2 / 2, \\ M_{zв} &= C_{mв}(\beta) \rho_v S_{yв} L_v V_v^2 / 2, \end{aligned} \quad (1)$$

где $C_{xв}$, $C_{yв}$, $C_{mв}$ – аэродинамические коэффициенты плавучего основания – функции от угла ветра β ; ρ_v – удельная плотность воздуха; V_v – скорость ветра относительно плавучего основания; $S_{xв}$, $S_{yв}$, L_v – эффективные площади сопротивления и характерная длина ПРМ.

Параметры $S_{xв}$, $S_{yв}$, L_v , $C_{xв}(\beta)$, $C_{yв}(\beta)$, $C_{mв}(\beta)$ могут быть с достаточной точностью определены при испытаниях масштабных моделей и уточнены при экспериментах.

Скорость ветра определяется суммой следующих составляющих:

$$V_v = V_{во} + V_{mв}, \quad (2)$$

где $V_{во}$ – средняя скорость ветра, $V_{mв}$ – волновая составляющая.

Волновая составляющая является стационарной центрированной функцией времени [1]. Ее корреляционная функция практически совпадает с соответствующей характеристикой волновых ординат, отличаясь дисперсией.

Согласно существующим представлениям [2] морское волнение являет собою суперпозицию большого числа плоских (двумерных) волновых систем, распространяющихся под различными углами к генеральному направлению бега волн. Последнее, в случае ветров постоянного направления, через 4...6 часов совпадает с направлением ветра.

Математическое описание ветрового волнения производится на основе обработки и аппроксимации экспериментальных данных. К настоящему времени известно более десяти форм представления спектра волнения, например, спектр, предложенный Международной конференцией опытовых бассейнов (МКОБ):

$$S(w) = A w^{-5} \exp(-B w^4), \quad (3)$$

где $A = 8,1 \cdot 10^{-3} g^2$; $B = 3,11 \cdot h_{1/3}^2$; g – ускорение силы тяжести в заданной точке; $h_{1/3}^2$ – высота волны 1/3 обеспеченности; w – угловая частота волнения.

Наиболее точным по существующим представлениям является описание морского волнения суперпозицией волновых систем [2]. Энергетические спектры двумерного и трехмерного волнения связаны соотношением:

$$\int_0^{\infty} S_r(w)dw = \int_0^{\infty} \int_{-\pi}^{\pi} S_r(w, a)dadw, \quad (4)$$

где α – угол распространения плоской системы волн относительно генерального направления.

Для описания энергетического спектра трехмерного волнения обычно используется формула Артура [4]:

$$S_r(w, d) = \frac{2}{\pi} S_r(w) \cos^2(w), \quad (5)$$

где $-\pi/2 \leq a \leq \pi/2$; $S_r(w)$ – спектр двумерного волнения.

Подстановка позволяет записать выражение спектральной плотности трехмерного морского волнения, действующего на плавучее основание, расположенное под углом χ к генеральному направлению бега волн в форме:

$$S_{r\chi}(w, \chi) = \frac{2}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} S_r(w) \cos^2(\alpha) \sin^2(\chi - \alpha) d\alpha, \quad (6)$$

где $(\chi - \alpha)$ – угол между осью OX судна и направлением распространения соответствующей плоской системы волн.

Интегрирование в правой части (6) приводит к результату:

$$S_{r\chi}(w, \chi) = \left(\frac{3}{4} \sin^2 \chi + \frac{1}{4} \cos^2 \chi \right) S_r(w), \quad (7)$$

где, как и ранее $S_r(w)$ – спектральная плотность двумерного морского волнения.

С учетом (7) спектральная плотность трехмерного морского волнения приобретает форму:

$$S_{r\chi}(w, \chi) = \frac{1 + 2 \sin^2 \chi}{4} \frac{D_r \alpha (\alpha^2 + \beta^2)}{w^4 + 2(\alpha^2 - \beta^2)w^2 + (\alpha^2 + \beta^2)}, \quad (8)$$

Спектральной плотности типа (8) соответствует формирующий фильтр, изображение по Лапласу которого записывается как:

$$\Phi_{r\chi}(S) = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{2} + \sin^2 \chi\right) D_r \alpha (\alpha^2 + \beta^2)}}{S^2 + 2\alpha S + (\alpha^2 + \beta^2)}, \quad (9)$$

возбуждаемый сигналом типа белого шума.

Согласно гидродинамической теории качки судна на волнении, силы, воздействующие на плавучее основание, определяются зависимостями [2]:

$$F_{\tilde{x}} = -\kappa_{\xi} V \rho g k r(t), \quad (10)$$

$$F_{\tilde{y}} = \kappa_{\eta} V \rho g k r(t), \quad (11)$$

$$F_{\tilde{z}} = -\kappa_{\zeta} V \rho g k r(t), \quad (12)$$

$$F_{\tilde{z}} = \kappa_{\theta} S g r(t), \quad (13)$$

$$M_{\tilde{x}} = \kappa_{\psi} V h \rho g k r(t), \quad (14)$$

$$M_{\tilde{y}} = \kappa_{\psi} V H \rho g k r(t), \quad (15)$$

где $\kappa_{\xi}, \kappa_{\eta}, \kappa_{\zeta}, \kappa_{\theta}, \kappa_{\psi}$ – редуцированные коэффициенты поперечно-горизонтальной, продольно-горизонтальной, вертикальной, бортовой и килевой качки соответственно; V – водоизмещение ПРМ; ρ, g – удельная плотность воды и ускорение силы тяжести; k – волновое число, $k \equiv w^2/g$; S – площадь ватерлинии; h, H – малый и большой метацентрический радиус судна; w – круговая частота волнения; $r(t)$ – ордината волнового профиля; t – время.

Редуцированные коэффициенты могут быть определены либо путем испытания масштабных моделей в опытовых бассейнах, либо путем интегрирования расчетных полей давления во взволнованной жидкости по объемам, занимаемым судовыми корпусами и их поверхностями [2]. Такие операции производятся обычно при помощи номограмм, либо с учетом параболической, либо интегральной интерполяции. Так по формуле В.В. Луговского [2]:

$$\kappa_{\eta} = f_1(p, \chi) - \frac{\alpha^2}{11,4\delta} \left(\frac{B}{T} \right)^2 f_2(p, \chi), \quad (16)$$

где

$$p = Tw^2/g, \quad (17)$$

$$f_1(p, \chi) = 1 + \sum_{i=1}^{\infty} (-1)^i \frac{p^i}{i!} \frac{1}{(1-i)(1-i\chi)}, \quad (18)$$

$$f_2(p, \chi) = \frac{p^2}{2} \psi \left[1 - \sum_{i=1}^{\infty} (-1)^i \frac{p^i}{i!} \frac{1}{(i+2)(i+1-i\psi)} \right], \quad (19)$$

здесь $\psi = \chi - 0,4(1 - \chi)$; α – коэффициент полноты главной ватерлинии; δ – коэффициент вертикальной полноты; χ – коэффициент полноты формы; B – ширина судна; T – осадка судна; g – ускорение силы тяжести; ω – круговая частота.

Вспомогательные функции (17) и (19) представляют собой бесконечные знакопеременные сходящиеся ряды. Количество членов, которые необходимо удерживать, при оценке точности воспроизведения спектральной плотности S_{η} оценивалось численными методами. Результаты численного анализа показывают, что для обеспечения точности расчета не хуже 10 % в полосе существующих частот, достаточно удерживать лишь три члена ряда. Точность не хуже 5 % достигается при использовании отрезка ряда (16) из пяти членов, а точность 1 % – при использовании десяти членов ряда. Физическим ограничением желательной точности определения редуционных коэффициентов является точность задания остальных экспериментальных данных. Известно, в частности, что точность задания некоторых параметров, определяющих свойства судна, как динамической системы, не превышает 10...20 % [2].

Для достаточно длинных волн ($\lambda \gg B$) хорошей аппроксимацией редуционного коэффициента κ_{η} является:

$$\kappa_{\eta} \cong 1 - \frac{2\pi Z_{\omega}}{\lambda}, \quad (20)$$

где Z_{ω} – аппликата центра величины судна относительно плоскости ватерлинии; λ – длина волны, $\lambda = 2\pi/k$; B – ширина судна; k – волновое число.

Остальные редуционные коэффициенты за исключением κ_{φ} могут быть также определены по способу В.В. Луговского [2].

Для определения динамических характеристик несущей системы, а именно, амплитудно-частотных и амплитудно-фазовых частотных характеристик, необходимо наличие динамических моделей ТС станка, которые могут быть построены на основе конкретной расчетной схемы.

Так, для круглошлифовального станка модели 3М151 расчетная схема приведена в работе [3]. Однако в реальности такие многомассовые системы представляют собой довольно сложные и громоздкие математические модели, в связи с чем их заменяют упрощенными эквивалентными схемами.

Одна из таких предложенных схем [4] позволяет проиллюстрировать динамику перемещений центров круга, заготовки и изменения фактической глубины резания в процессе круглого наружного шлифования.

В работе [4] на основе принципа возможных перемещений для системы построена ее модель в виде совокупности дифференциальных уравнений, характеризующих динамику перемещений центров круга, заготовки и изменения фактической глубины резания.

Для исходного положения заготовки в момент начала ее контакта с инструментом

($L_0 = R_0 + r_0$; $S_0 = 0$; $x_{10} = 0$; $x_{20} = 0$; $t_f = 0$) система уравнений в отклонениях запишется:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + h_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 + h_3 (\dot{x}_1 + \dot{R}) + c_3 (x_1 + \Delta R) - \\ - h_3 (\dot{x}_2 - \dot{r}) - c_3 (x_2 - \Delta r) - h_1 \dot{S} - c_1 S = 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + h_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 + h_3 (\dot{x}_2 - \dot{r}) + c_3 (x_2 - \Delta r) - \\ - h_3 (\dot{x}_1 + \dot{R}) - c_3 (x_1 + \Delta R) = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Вследствие вращения круга и заготовки вариации геометрических размеров имеют периодический или почти периодический характер, что и объясняет появление внутренних возбуждающих сил, в существенной степени определяющих динамику процесса шлифования.

Для решения задач моделирования динамики процесса целесообразно записать соотношение (21) совместно с уравнением наблюдений.

В матричной форме пространства состояний система (21) приобретает вид:

$$\begin{aligned}\dot{Y}_0 &= A_0 \cdot Y_0 + B_0 \cdot \Psi + C_0 \cdot U; \\ Z_0 &= E_0 \cdot Y_0 + F_0 \cdot V_0; \\ T_0 &= Q_0 \cdot Z_0,\end{aligned}\tag{22}$$

$$\text{где } \dot{Y}_0 = \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \end{bmatrix}, Y_0 = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix}, A_0 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_1+c_3}{m_1} & -\frac{h_1+h_3}{m_1} & \frac{c_3}{m_1} & \frac{h_3}{m_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_3}{m_2} & \frac{h_3}{m_2} & -\frac{c_2+c_3}{m_2} & -\frac{h_2+h_3}{m_2} \end{bmatrix},$$

$$U = \begin{bmatrix} S \\ \dot{S} \end{bmatrix}, \Psi = \begin{bmatrix} \Psi_1 \\ \Psi_2 \end{bmatrix}, \Psi_1 = [\Delta R + \Delta r], \Psi_2 = [\dot{R} + \dot{r}],$$

$$B_{01} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{c_3}{m_1} \\ 0 \\ \frac{c_3}{m_2} \end{bmatrix}, B_{02} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{h_3}{m_1} \\ 0 \\ \frac{h_3}{m_2} \end{bmatrix}, C_0 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{c_1}{m_1} & \frac{h_1}{m_1} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_0 = [B_{01} \quad B_{02}],$$

Y_0 – вектор (матрица-столбец), представляющая вектор состояния системы; $\dot{Y}_0$ – вектор производных состояний системы; A_0 – матрица, характеризующая динамические свойства системы; B_0 – матрица параметров влияния отклонений формы детали и круга; Ψ – вектор состояний отклонений формы детали и круга от номинальных параметров; C_0 – матрица управления процессом; U – вектор управляющих воздействий, связанный с поперечной подачей.

$$E_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, F_0 = \begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} \\ f_{21} & f_{22} \end{bmatrix}, V_0 = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}, T_0 = [t_f] Q_0 = [-1 \quad 1],$$

где E_0, F_0, V_0, T_0, Q_0 – матрица состояния измерений, матрица интенсивностей шумов измерителей, матрица независимых гауссовых белых шумов измерителей единичной интенсивности, матрица глубины резания и матрица преобразования совокупных измерений соответственно.

Оцененная таким образом глубина резания t_f несвободна как от погрешностей, определяемых качеством процесса измерений шумами измерителей, так и от влияния случайных составляющих отклонений форм детали и круга от номинальных и внешних возмущений.

Для повышения качества обработки прецизионные станки должны быть защищены от вибраций соседних установок. При монтаже некоторых станков (шлифовальных, точных токарно-винторезных, балансировочных и т.п.) на фундаментах первой группы, когда роль собственно фундамента выполняет станина, ряд заводов практикует в качестве антивибрационного мероприятия установку станков на виброизолирующих опорах. При недостаточно тщательном подборе или при изменении режима работы станка упругие элементы могут вызывать даже усиление вибраций.

Однако, в тех случаях, когда требуется особо высокая чистота обработанной поверхности или когда источник большой вибрации находится поблизости, то вышеуказанный способ виброизоляции является недостаточным.

Повышение качества обработки деталей непосредственно связано с необходимостью ослабления вынужденных колебаний станка, передаваемых через поверхность палубы от внешних источников. Уровень вынужденных колебаний станка снижается при установке его на виброизолирующие устройства.

Как правило, на палубах ПРМ фиксация станков обеспечивается фундаментом, который не обеспечивает достаточного уровня виброизоляции вследствие значительных колебательных воздействий, как от внешнего оборудования, так и от внешней среды через плавучее основание и поверхность палубы.

Традиционные виброизолирующие опоры металлорежущих станков [3] выполнены на основе виброизоляторов, различающихся упруго-демпфирующими характеристиками, различным сочетанием виброизолирующих и ударно-защитных свойств, долговечностью, способностью функционировать в тех или иных климатических условиях, а также чисто конструктивными особенностями – габаритами, способом монтажа и т.д., не могут быть использованы на ПРМ по причине невозможности их функционирования в условиях качки плавучего основания и горизонтальных смещений под ее воздействием.

В Севастопольском национальном техническом университете с целью повышения надежности виброзащиты станков от внешних колебаний на металлообрабатывающих участках ПРМ разработано устройство (рисунок 4), работающее следующим образом. Металлорежущий станок, например, токарный, устанавливают на палубе механообрабатывающего участка ПРМ на виброизолирующих опорах, помещая их регулировочные винты 8 в отверстиях станины и фиксируя их. В процессе работы станка внешние источники колебаний (компрессоры, оборудование, вентиляторы, станки) через поверхность палубы передают колебательные воздействия основанию 1 с резиновым элементом 2 и цилиндру 3. Цилиндр 3 перемещается при этом относительно поршня 5 со штоком 8 в вертикальном направлении, перепуская рабочую жидкость через калиброванное отверстие 6 и шариковый клапан сжатия 7 из противоштоковой полости в штоковую и обратно – через калиброванное отверстие 6 при движении цилиндра 3 вниз. Сжимая жидкость под высоким давлением, обеспечивается гашение колебаний, то есть гидравлическое демпфирование. Поскольку ПРМ испытывают воздействие колебаний морской (речной) поверхности, находящееся на палубах технологическое оборудование подвергается опасности смещения из-за отрыва основания опоры от поверхности палубы. Для предотвращения сдвигов и перекосов станка верхнюю часть регулировочного винта 8 поджимают сферической поверхностью лунки 9 прихвата 10 путем присоединения большой полумуфты 22 с автоматическим запором масла, соединенной шлангом высокого давления с пневмогидравлическим преобразователем давления, к малой полумуфте 20 гидроцилиндра 18. При этом клапанный штырь 23, нажимая на клапан 21, открывает доступ маслу от пневмогидропреобразователя в гидроцилиндр 18. Шарик 24 фиксирует взаимное положение полумуфт 20 и 22. Под действием давления масла поршень 17 перемещается вверх, передавая усилие зажима через опору 15, завинченную в шток 16 поршня 17, прихвату 10, поджимающему посредством поворота на оси 11 опоры 12 регулировочный винт 8 с виброизолирующей опорой к поверхности палубы. Одновременно пружинный аккумулятор 19 перемещается вниз, сжимая пакет тарельчатых пружин. Затем большую полумуфту 22 со шлангом отсоединяют от малой полумуфты 20 гидроцилиндра 18. В дальнейшем давление масла в замкнутой гидросистеме поддерживается пружинным аккумулятором 19. Для предотвращения сдвигов и перекосов станка верхнюю часть регулировочного винта 8 поджимают сферической поверхностью лунки 9 прихвата 10 путем присоединения большой полумуфты 22 с автоматическим запором масла, соединенной шлангом высокого давления с пневмогидравлическим преобразователем давления, к малой полумуфте 20 гидроцилиндра 18. При этом клапанный штырь 23, нажимая на клапан 21, открывает доступ маслу от пневмогидропреобразователя в гидроцилиндр 18. Шарик 24 фиксирует взаимное положение полумуфт 20 и 22. Под действием давления масла поршень 17 перемещается вверх, передавая усилие зажима через опору 15, завинченную в шток 16 поршня 17, прихвату 10, поджимающему посредством поворота на оси 11 опоры 12 регулировочный винт 8 с виброизолирующей опорой к поверхности палубы. Одновременно пружинный аккумулятор 19 перемещается вниз, сжимая пакет тарельчатых пружин. Затем большую полумуфту 22 со шлангом отсоединяют от малой полумуфты 20 гидроцилиндра 18. В дальнейшем давление масла в замкнутой гидросистеме поддерживается пружинным аккумулятором 19.

Предложенное устройство имеет следующие преимущества:

- повышается надежность виброзащиты металлорежущих станков, установленных и работающих в условиях ПРМ, от внешних колебаний, в том числе и от волнений водной поверхности;
- упрощается возможность монтажа и демонтажа технологического оборудования ПРМ путем применения вместо используемых в настоящее время бетонных фундаментов (даже для легких и средних станков) предлагаемых виброизолирующих устройств на каждой из опор;
- повышается качество обработки деталей за счет снижения погрешностей их формы путем уменьшения внешних и внутренних колебаний, гашению которых способствуют виброизолирующие опоры и пружинные аккумуляторы в гидроцилиндрах.

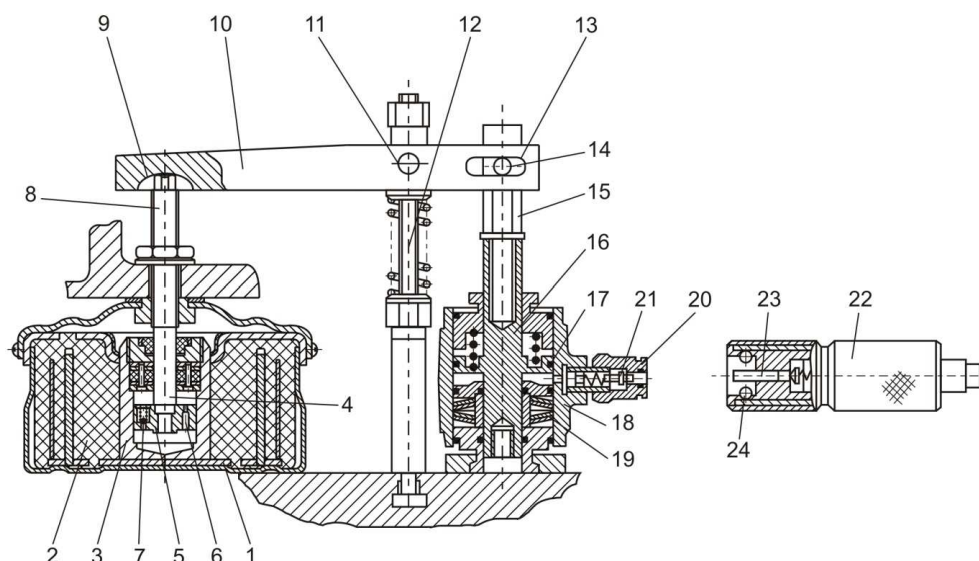


Рисунок 4 – Общий вид виброизолирующего устройства

Приведенный в работе анализ позволил выявить пути снижения влияния шумов возбуждений, связанных как с внутренними, так и с внешними источниками колебаний. Для этого необходимо расширить систему (22), которую можно непосредственно использовать при реализациях процедур стохастического наблюдения и фильтрации.

Полученная таким образом расширенная модель будет представлять собой стохастическое описание процесса съема материала при контактировании абразивного инструмента, заготовки и источника внешних возмущений и является основой для определения стохастических представлений основных технологических показателей процесса обработки в условиях ПРМ, что является задачей дальнейших исследований.

Бibliографический список

1. Волосенко Е.Б. К вопросу воздействия ветровой нагрузки на судно / Е.Б. Волосенко // Мореходность и управляемость судов. — Л.: Судостроение, 1988. — Вып. 105. — С. 53–60.
2. Бородай И.К. Качка судов на морском волнении / И.К. Бородай, Ю.А. Нецветаев. — Л.: Судостроение, 1989. — 432 с.
3. Братан С.М. Анализ влияния колебаний, передаваемых через фундамент станка, на качество процесса шлифования / С.М. Братан, Е.А. Владецкая // Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. тр. — Харьков, 2008. — Вып. 35. — С. 13–22.
4. Новосёлов Ю.К. Стохастическая диагностика взаимодействия инструмента и заготовки при круглом наружном шлифовании / Ю.К. Новосёлов, С.М. Братан // Сучасні технології у машинобудуванні: зб. наук. статей. Присвячується 75-річчю з дня народження академіка НАН України М.В. Новікова. — Харків: НТУ «ХПІ», 2007. — С. 91–102.

Поступила в редакцию 10.01.2010 г.