

## Практическое занятие 6

### ВЫБОР И РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ АМОРТИЗАТОРОВ

*Постановка задачи.* Выбор амортизаторов носит альтернативный характер, так как характеристики действующих сил, моментов и собственные частоты колебаний изменяются в широких пределах. Установка мягких амортизаторов, эффективность которых может быть высокой, в судовых условиях не всегда приемлема из-за ходовой вибрации. Алгоритм расчета носит проверочный характер и зависит от постановки задачи и объема исходных данных.

*Исходные данные.* Для полного расчета необходимо знать: массы отдельных частей агрегата  $M_i$ , кг; координаты центра тяжести этих частей относительно выбранной системы координат; неуравновешенные силы и моменты, действующие на агрегат,  $P, M$ ; их частоты  $\omega_p, \omega_m$ , а также плечи, на которых приложены силы  $l, d$ , м. Кроме того, нужны справочные данные по амортизаторам: номинальная статическая нагрузка на сжатие  $P_H$ , статические и динамические (для приближенного расчета) жесткости по осям  $C_{xaj}, C_{zaj}, C_{yaj}$ , которые располагаются согласно фронтальной проекции.

*Требуется найти.* Частоты собственных колебаний: поступательного движения вдоль осей  $f_x, f_y, f_z$  и поворотные  $f_{bx}, f_{by}, f_{bz}$ , а также частоты сдвига и поворота в соответствующих плоскостях; статическую посадку амортизаторов при действии постоянной силы по оси  $Z, \Psi$ ; эффективность виброизоляции. Для ответственных агрегатов необходим анализ эффективности работы амортизатора  $L_{ви}$  в различных условиях эксплуатации.

*Алгоритм расчета.* Находим центр тяжести всего агрегата, через который проводим новые оси системы координат  $XOY$  (на одной платформе, которая крепится на амортизаторах, может быть установлено несколько механизмов). Определим координаты центра тяжести отдельных частей агрегата и рассчитаем массу всего агрегата  $M = \sum M_i$ . Заменяя отдельные части агрегата параллелепипедами, определим моменты инерции этих частей относительно новых осей и, суммируя, вычислим момент инерции массы всего агрегата:  $J = \sum J_i$ . Крутящие моменты относительно осей  $X$  и  $Y$  запишем в виде:  $M_x = P_z d \cos \omega_p t$ ;  $M_y = P_z l \cos \omega_p t$ , где  $P_z, P_z d, P_z l$  – амплитуды возмущающих сил и моментов соответственно. Далее приведем упрощенный алгоритм расчета, в котором будем учитывать только амплитуду возмущаю-

щей силы. Выберем тип амортизаторов и рассчитаем их минимальное количество:  $N_{\min} = M/P_H$ , где  $(f_0/f_z) > \sqrt{2}$  – номинальная статическая масса. В зависимости от конструкции крепления агрегата к фундаменту выбираем фактическое число амортизаторов  $N_{\phi} \geq N_{\min}$ , а также координаты установки амортизаторов  $x_j, y_j, z_j$  и угол их наклона  $\theta$ . Динамические и статические жесткости амортизаторов рассчитываются по формулам:

$$C_{zj} = C_{yaj} \cos^2 \theta + C_{xaj} \sin^2 \theta;$$

$$C_{yj} = C_{xaj} \cos^2 \theta + C_{zaj} \sin^2 \theta;$$

$$C_{xj} = C_{yaj} \cos^2 \theta + C_{zaj} \sin^2 \theta.$$

Если угол наклона находится в плоскости  $ZOX$ , для всех амортизаторов  $C_{xj} = C_{xaj}$ .

Динамические и статические жесткости амортизирующего крепления относительно осей определяются выражениями:

$$C_z = \sum_{j=1}^n C_{zj}; C_y = \sum_{j=1}^n C_{yj}; C_x = L_{\text{ви}} \sum_{j=1}^n C_{xj}.$$

Поворотные жесткости рассчитываются по формулам:

$$K_x = \sum_{j=1}^n (C_{yj} + C_{zj}); K_y = \sum_{j=1}^n (C_{xj} + C_{zj}); K_z = \sum_{j=1}^n (C_{xj} + C_{yj}).$$

При расчете зависимости частоты колебаний агрегата от действия неуравновешенных сил и моментов используются динамические жесткости амортизаторов; смещения от действия качки судна определяются по статическим жесткостям. Частота поступательных и поворотных колебаний вдоль и относительно оси  $Z$ , в Гц, находится следующим образом:

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_z}{M}}; f_{\text{вз}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{J_z}}.$$

Аналогично определяются частоты по осям  $X$  и  $Y$ . Связанные свободные колебания сдвига и поворота в плоскостях  $ZOY$  и  $ZOX$  могут быть определены по формулам:

$$\left(\frac{f_{x1}}{f_{x2}}\right) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{C_x}{M} \pm \frac{K_y}{J_y}\right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{C_x}{M} - \frac{K_y}{J_y}\right)^2 + \frac{C_x^2 Z^2}{J_y M}}};$$

$$\left(\frac{f_{y1}}{f_{y2}}\right) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{C_y}{M} \pm \frac{K_x}{J_x}\right) \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{C_y}{M} - \frac{K_x}{J_x}\right)^2 + \frac{C_y^2 Z^2}{J_x M}}}.$$

Амплитуда вынужденных колебаний агрегата вдоль оси  $Z = Z_{ц.т}$  для одномассовой системы определяется выражением:

$$Z = \frac{P_z}{C_z} \left| \frac{f_z^2}{f_z^2 - f_p^2} \right|; \Psi = \frac{P_z}{C_z},$$

где  $\Psi$  – статическая деформация амортизаторов при действии постоянной силы. При неподвижном основании для определения  $\Psi$  можно использовать приближенную формулу  $\Psi = \frac{250}{f_z^2}$ .

Переходим к анализу работы амортизаторов в судовых условиях и их эффективности, которая определяется по формуле (без учета потерь):

$$L_{ви} = 20 \lg \left| 1 - \frac{f_p^2}{f_z^2} \right|.$$

При  $f_p = f_z$  растут амплитуды вынужденных колебаний, следовательно, действие амортизаторов имеет отрицательный эффект. Положительный эффект имеет место, если  $(f_p / f_z) > \sqrt{2}$ . На практике, целесообразно, чтобы выполнялось условие  $(f_p / f_z) = 2,5 \dots 5$ . Эффективность поглощения энергии амортизации, %, определяется по формуле:

$$\Pi = \left( 1 - \left| \frac{f_0^2}{f_0^2 - f_p^2} \right| \right) \cdot 100,$$

где  $f_0$  – частота собственных колебаний (табл. 8.1).

Таблица 8. 1

Эффективность поглощения энергии	Относительная частота $\frac{f_p}{f_0}$				
	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0

П, %	0	67	87,5	93	96
------	---	----	------	----	----

Так как в результате расчета получено шесть частот свободных колебаний, необходим анализ этих результатов с точки зрения эффективности выбранных амортизаторов в широком диапазоне частот. Наименьшая из полученных частот  $f_{\min}$  сравнивается с наименьшей частотой возмущения, например, с частотой ходовой вибрации. При этом выполняется следующее

условие:  $\frac{f_{pв}}{f_{\min}} \leq 0,8$ , где  $f_{pв} = \frac{n_{в}}{60}$  ( $n_{в}$  – число оборотов винта). В этом

случае отрицательный эффект виброизоляции будет иметь место, но резонанса и, следовательно, больших амплитуд не будет. Выбирается также и наибольшая частота свободных колебаний  $f_{\max}$ , которая должна сравниваться с первой гармоникой частоты возмущения  $f_{p1}$ . При выполнении условия

$\frac{f_{p1}}{f_{\max}} \geq 1,3$  больших амплитуд колебаний на этой частоте не будет.

*Пример расчета.* Рассмотрим алгоритмы приближенного расчета, который может быть рекомендован как ориентировочный для одномассовой системы. Допустимые статические деформации амортизаторов, используемых в судостроении, по осям следующие:

$$Z_{ц.т} = \Psi = 0,7 \pm 0,3 \text{ мм}; X_{ст} = 0,2 \pm 0,4 \text{ мм}.$$

Находим частоту собственных колебаний из условия предварительно выбранного значения  $Z_{ц.т}$ . Находим частоту собственных колебаний вдоль оси  $Z$ . Далее анализируем отношение  $f_p / f_z$  для частоты возмущения  $f_p$ , соответствующей частоте питания агрегата. Если это отношение меньше двух, увеличиваем  $Z_{ц.т}$  и добиваемся приемлемого значения  $f_p / f_z$ . Затем находим статическую жесткость амортизирующего крепления относительно оси  $C_z$  по формуле  $C_z / Z_{ц.т}$ . По справочнику, в соответствии со значением  $Z_{ц.т}$  выбираем  $C_{zj}$  и определяем минимальное количество соответствующих амортизаторов  $N_{\min} = C_z / C_{zj}$ .

*Пример расчета.* Положение центра тяжести всего агрегата и направление осей считаем известными. Остальные данные следующие:  $M = 2280 \text{ кг}$ ;

$$J_x = 260 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_y = 1070 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_z = 930 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; P_z = 16000 \text{ Н}; \\ f_p = 100 \text{ Гц}.$$

Выберем для установки амортизатор типа АКСС-300И. Тогда минимальное количество амортизаторов будет  $N_{\min} = \frac{2280}{300} = 8$ . Справочные данные по амортизаторам даны в табл. 8.2. По конструктивным соображениям принимаем  $N_{\phi} = 10$ ; координаты расположения амортизаторов следующие  $x_{1,2} = 900 \text{ мм}$ ;  $x_{3,4} = 700 \text{ мм}$ ;  $x_{5,6} = 500 \text{ мм}$ ;  $x_{7,8} = 200 \text{ мм}$ ;  $x_{9,10} = 0$ . По оси  $Y$  амортизаторы расположены симметрично, поэтому  $y_{1,3,5,7,9} = -y_{2,4,6,8,10} = 320 \text{ мм}$ . Возвышение центра тяжести агрегата над плоскостью расположения амортизаторов принимаем  $z = 645 \text{ мм}$ .

Динамическую жесткость рассчитываем при  $\theta = 20^\circ$ :

$$C_{zj} = 395 \cdot 10^4 \cdot 0,94^2 + 270 \cdot 10^4 \cdot 0,34^2 = 37,7 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ C_{yj} = 270 \cdot 10^4 \cdot 0,94^2 + 395 \cdot 10^4 \cdot 0,34^2 = 28,4 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ C_{xj} = C_{yaj} = 11 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ C_z = 10 C_{zj} = 377 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; C_y = 10 C_{yj} = 284 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ C_x = 10 C_{xj} = 110 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}.$$

Поворотные динамические жесткости рассчитываются по формулам:

$$K_x = (284 \cdot 10^4 \cdot 0,645^2 + 377 \cdot 10^4 \cdot 0,32^2) = 156,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ K_y = 377 \cdot 10^4 (0,2^2 + 0,5^2 + 0,7^2 + 0,9^2) \cdot 2 + 110 \cdot 10^5 \cdot 0,645^2 = \\ = 165,6 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}; \\ K_z = 110 \cdot 10^4 \cdot 0,32^2 \cdot 10 + 284 \cdot 10^4 (0,2^2 + 0,5^2 + 0,7^2 + 0,9^2) \cdot 2 = \\ = 101 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}.$$

Частота поступательных и поворотных свободных колебаний относительно оси  $Z$ :

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{377 \cdot 10^5}{2280}} = 20,5 \text{ Гц}; f_{Bz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{101 \cdot 10^5}{930}} = 16,6 \text{ Гц}.$$

Связанно-свободные частоты колебания сдвига и поворота, вычисленные по приведенным выше формулам, равны:

$$\left( \frac{f_{x1}}{f_{x2}} \right) = \left( \frac{20,9}{8,9} \right) \text{ Гц}; \quad \left( \frac{f_{y1}}{f_{y2}} \right) = \left( \frac{42,1}{8,1} \right) \text{ Гц}.$$

Таким образом, частоты собственных колебаний равны:

$$f_z = 20,5 \text{ Гц}; \quad f_{x1} = 20,7 \text{ Гц}; \quad f_{y1} = 42,1 \text{ Гц};$$

$$f_{Bz} = 16,6 \text{ Гц}; \quad f_{x2} = 8,9 \text{ Гц}; \quad f_{y2} = 8,1 \text{ Гц}.$$

Амплитуда вынужденных колебаний агрегата:

$$Z_{ц. т} = Z = \frac{P_z}{C_z} \left| \frac{f_z^2}{f_z^2 - f_p^2} \right| = 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Статическая деформация:

$$\Psi = \frac{P_z}{C_z} = \frac{16000}{377 \cdot 10^5} = 4,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}.$$

Полученное значение статической деформации отвечает требованию, принятому в судостроении. Проанализируем эффективность установленных

амортизаторов:  $L_{ви} = 20 \lg \left[ 1 - \frac{100^2}{20,5^2} \right] = 25,8 \text{ дБ}$  при  $\frac{f_p}{f_z} = \frac{100}{20,5} = 4,89 > \sqrt{2}$ .

Таким образом, рекомендованные требования выполнены. Наименьшее значение частоты собственных колебаний:  $f_{y2} = f_{\min} = 8,1 \text{ Гц}$ . Если принять число оборотов винта  $n = 300 \text{ об./мин}$ , получим отношение

$$\frac{f_{p.в}}{f_{\min}} = \frac{300}{60 \cdot 8,1} = 0,62. \text{ Для максимального значения } f_{\max} = f_{y1} = 42,1 \text{ Гц}$$

лучаем  $\frac{f_p}{f_{\max}} = \frac{100}{42,1} = 2,37 > 1,3$ .

Полученные соотношения отвечают существующим в судостроении требованиям. Приближенный расчет выполним для  $Z_{ц. т} = \Psi = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ . Тогда:

$$f_z = \frac{5}{\sqrt{0,06}} = 20,4 \text{ Гц}; \quad \frac{f_p}{f_z} = \frac{100}{20,4} = 4,9.$$

Так как последнее отношение отвечает существующим требованиям, найдем необходимую жесткость  $C_z = \frac{2280 \cdot 9,81}{6 \cdot 10^{-4}} = 372,4 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ . Выберем амортизатор АКСС-300И, для которого  $C_{zj} = 39,5 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ , и найдем минимальное их количество, необходимое для установки:

$$N_{\min} = \frac{372,4 \cdot 10^5}{39,5 \cdot 10^5} = 9,4.$$

Примем фактическое количество амортизаторов  $N_{\phi} = 10$ . Требования статической нагрузки выполняются:  $P_H N_{\phi} > M$  или  $300 \cdot 10 > 2280 \text{ кг}$ .

Варианты для расчета приведены в табл. 8.3.

Таблица 8.2

Тип амортизатора АКСС	Номинальные статические массы в направлении осей, кг			Динамические жесткости в направлении осей, $10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$		
	Z	X	Y	Z	X	Y
120И	120	110	50	12	15	5
160И	160	150	70	26	15	6
220И	220	190	80	40	27	9,5
300И	300	210	90	39	27	11
400И	400	260	100	53	36	23

Таблица 8.3

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$M \cdot 10^{-2}, \text{ кг}$	23	21	21,5	24	25	23,5	24,5	25,5	22	22,5
$I_x, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	250	260	270	280	290	260	170	280	250	270
$J_y, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	1090	1000	1100	950	1050	1200	1150	1250	1050	1150
$I_z, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	950	970	1000	900	960	1050	1100	1150	1050	940
$P_z \cdot 10^{-3}, \text{ Н}$	16	17	18	16,5	17,5	18,5	17,5	18	16,5	17,5

Расчет эффективности выбранных амортизаторов носит проверочный характер. Как правило, неизменными являются вес агрегата и его характеристики, количество и расположение мест крепления амортизаторов. Тип выбранных амортизаторов и требования к эффективности их работы определяются конкретными условиями работы.