МИНИСТЕРСТВО НЕФТЯНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

ВНИИСПТ НЕФТЬ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ БЛОЧНОЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ (БНС)

РД 39-0147103-314-88

г.Уфа

Министерство нефтяной промышленности

ВНИИСПТнефть

УТВЕРЖДЕН

зам.начальника Главного
научно-технического управления

Г.И.Онгемахом

I марта 1988 г.

РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ

МЕТОДИКА
РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ БЛОЧНОЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ (БНС)

РД 39-0147103-314-88

1988

Настоящая методика устанавливает общий порядок расчета и проектирования систем виброизоляции БНС на основе амортизирующих креплений агрегатов и компенсирующих соединений трубопроводов.

Методика предназначена для научно-исследовательских и проектных организаций Миннефтепрома, разрабатывающих блочное насосное оборудование.

Изложенные методы расчета имеют реализацию в специальной программе, разработанной на алгоритмическом языке "Фортран-IУ" применительно к ЭВМ СМ-1420.

По запросу предприятий ВНИИСПТнефть может представить инструкцию и программу расчетов или выполнить расчеты по договору.

Методика разработана Всесоюзным научно-исследовательским институтом по сбору, подготовке и транспорту нефти и нефтепродуктов (ВНИИСПТнефть).

Разработчики - Хангильдин В.Г., Гарифуллина В.Т., Новикова Л.Ф.

РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ

Методика расчета и проектирования системы виброизоляции блочной насосной станции (БНС)

РД 39-0147103-314-88

Вводится впервые

Срок введения установлен с I июня 1988 года

Блочные насосные станции (БНС) характеризуются большой единичной мощностью агрегатов и относительно малой массой несущих конструкций и фундамента, что способствует вибрации оборудования.

Повышенная вибрация увеличивает динамическую нагрузку на узлы и детали агрегатов, что ускоряет их износ. Вибрация, передающаяся фундаментам БНС, вызывает постепенную просадку грунта, неравномерную осадку блоков. На грунтах с низкой несущей способностью, характерных для месторождений Западной Сибири, осадка блоков при длительной эксплуатации БНС может достигать 10-20 см и более. Возникающие при этом деформации оснований блоков и напряжения трубопроводов и корпусов насосов дестабилизируют работу агрегатов БНС - приводят к частым нарушениям соосности валов, увеличивают частоту отказов. Эксплуатация оборудования в таких условиях может приводить к авариям.

Анализ данных показал, что средний срок службы насосов и электродвигателей в эксплуатирующихся БНС на 25-40 % ниже показателей, указанных в техдокументации изготовителей этого оборудования и обычно достигаемых при эксплуатации в стационарных условиях на капитальных бетонных фундаментах.

Для эксплуатирующихся БНС характерны высокий уровень шума и вибрации на рабочих местах и в зонах обслуживания агрегатов. Уровни шума и вибрации многих БНС многократно превышают допустимые значения по стандартам безопасности труда, что осложняет текущее техническое обслуживание и ремонт (ТОР) оборудования.

Система виброизоляции предназначена для увеличения показателей надежности насосно-энергетического оборудования до нормативных величин и более, снижения уровней шума и вибрации в зонах обслуживания. Упругое крепление агрегатов к основаниям блоков и компенсирующие соединения трубопроводов (компенсаторы) увеличивают стойкость оборудования к воздействию дестабилизирующих факторов при транспортировке, монтаже и длительной эксплуатации БНС. Правильно рассчитанная и спроектированная система виброизоляции резко снижает передачу динамических нагрузок, генерируемых агрегатами, несущим конструкциям БНС, что позволяет снизить требования к жесткости фундамента, а в ряде случаев осуществить строительство БНС экономичным бесфундаментным методом.

Настоящая методика устанавливает общий порядок проектирования, имеющего целью выбор типоразмера, параметров и схемы размещения виброизоляторов и компенсаторов, образующих систему виброизоляции, и содержит расчетные формулы для определения рабочих характеристик системы виброизоляции.

Руководящий документ предназначен для научно-исследовательских и проектных организаций Миннефтепрома, разрабатывающих блочное насосное оборудование.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Методика распространяется на систему виброизоляции насосно-силового оборудования ДНС и БКНС промыслового транспорта нефти, БКНС систем поддержания пластового давления, а также БНПС магистральных трубопроводов, вибрантным оборудованием которых являются центробежные электроприводные насосные агрегаты. Изложенные методы расчета могут применяться при разработке систем виброизоляции других видов оборудования.

I.2. Расчет системы виброизоляции выполняется на стадии проектирования новых БНС или при модернизации серийных с целью повышения надежности оборудования и улучшения виброшумовых характеристик.

I.3. Цели расчета:

определение величины динамических сил и моментов, возбуждающих вибрацию оборудования БНС;

определение параметров амортизирующего крепления;

определение собственных частот осевых, поворотных и связанных колебаний агрегата на виброизоляторах;

определение амплитуды колебаний агрегата и виброперемещения в заданных его точках при пуске, установившемся режиме работы, а также в аварийных ситуациях;

определение величины динамической силы, передающейся через амортизирующее крепление несущим конструкциям БНС;

определение коэффициента эффективности вибрационной защиты и коэффициента снижения структурного шума;

определение величины допустимых деформаций оснований блоков БНС;

сравнение полученных данных с критериями качества виброизоляции.

I.4. Критериями качества системы виброизоляции являются:

отсутствие резонанса собственных частот колебаний агрегата с частотой вращения роторов;

допустимое значение амплитуды колебаний в контрольных точках агрегата и допустимая деформация виброизоляторов при пуске и аварии агрегата;

допустимое значение динамической нагрузки, передающейся через систему виброизоляции несущим конструкциям и трубопроводам БНС;

требуемое значение коэффициента эффективности вибрационной защиты;

требуемое значение коэффициента снижения вибрации в зонах нахождения персонала при ТОР БНС;

требуемое значение коэффициента снижения колебаний металлоконструкций в звуковом диапазоне частот (коэффициента снижения структурного шума);

требуемое значение компенсации прогиба и деформации оснований БНС.

I.5. Методика расчета базируется на следующих допущениях:

агрегат является абсолютно жестким телом;

виброизоляторы являются линейными упругими элементами, обладающими статическими и динамическими жесткостями;

динамические нагрузки, генерируемые оборудованием, - гармонические;

векторы сил расположены в плоскостях, проходящих через центр масс вращающихся элементов и перпендикулярны оси их вращения.

2. ПОДГОТОВКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

2.I. Источниками первичной информации являются:

сборочные чертежи насосного агрегата с приведенными габаритными, присоединительными и монтажными размерами;

сборочные чертежи насоса и электродвигателя;

Условные обозначения основных величин

Величина	Обозначение	Единица измерения
1	2	3
Масса насосного агрегата	M	кг
Масса элементов агрегата	m_i	кг
Осевые координаты центра масс (ц.м.) элементов в начальной системе координат	x_i, y_i, z_i	м
Линейные размеры элементов	a_i, b_i, c_i, r_i, l_i	м
Координаты ц.м. элементов относительно главных центральных осей	X_i, Y_i, Z_i	м
Моменты инерции элементов относительно главных центральных осей	Ix_i, Iy_i, Iz_i	кг.м^2
Моменты инерции агрегата относительно главных центральных осей	I_{ox}, I_{oy}, I_{oz}	кг·м^2
Радиус инерции элементов относительно главных центральных осей	ρx_i, ρy_i, ρz_i	м
Амплитуда динамической силы вращающихся элементов агрегата	Px_i, Py_i, Pz_i	Н
Амплитуда динамической силы агрегата относительно главных осей	P_x, P_y, P_z	Н
Амплитуда возбуждающего момента динамических сил	M_x, M_y, M_z	Н.м
Мощность электродвигателя	N	кВт
Угловая частота вращения роторов	ω_o	рад/с
Эксцентриситет ц.м. вращающихся элементов	e	м
Частота возбуждения	f_o	Гц
Линейная жесткость виброизолятора:		Гц
динамическая	Kx_i, Ky_i, Kz_i	Н·м$^{-1}$
статическая	$K'x_i, K'y_i, K'z_i$	Н·м$^{-1}$
Номинальная нагрузка на виброизолятор в направл. вертикальной оси	$P_{ном}$	кг
Допустимая деформация виброизолятора в направлен. вертикальной оси	δ_z	м

Продолжение табл.I

I	2	3
Собственная частота несвязанных колебаний агрегата по оси z	f_z	Гц
Собственная частота (первая и вторая) связанных колебаний агрегата в плоскости XOZ	f'_{xoz}, f''_{xoz}	Гц
Собственная частота (первая и вторая) связанных колебаний агрегата в плоскости YOZ	f'_{yoz}, f''_{yoz}	Гц
Собственная частота угловых колебаний агрегата вокруг оси z	$f_{\varphi z}$	Гц
Собственная частота (первая и вторая) угловых связанных колебаний агрегата:		
в плоскости XOZ	ω'_{xoz}, ω''_{xoz}	рад/с
в плоскости YOZ	ω'_{yoz}, ω''_{yoz}	рад/с
Допустимая деформация виброизолятора в направлении горизонтальных осей	δ_x, δ_y	м
Высота виброизолятора под номинальной нагрузкой	h	м
Угловая (поворотная) жесткость системы виброизоляции:		
динамическая	$K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$	Н.м/рад
статическая	$K'_{\varphi x}$, $K'_{\varphi y}$, $K'_{\varphi z}$	Н.м/рад
Амплитуда колебаний ц.м.агрегата	S_{ox}, S_{oy}, S_{oz}	м
Амплитуда угловых колебаний агрегата в плоскости XOY, XOZ, YOZ	φ_{xy}, φ_{xz}, φ_{yz}	рад
Амплитуда колебаний контрольных точек агрегата	Sx_i, Sy_i, Sz_i	м
Коэффициент снижения передачи структурного шума	Кш	дБ
Коэффициент эффективности виброизоляции	μ	-

сборочные чертежи роторов с указанием допустимого дисбаланса;

стандарты, технические условия и другая техническая документация на насос, электродвигатель, соединительную муфту и подшипниковые узлы, используемые в составе агрегата;

требования 13 на проектирование системы виброизоляции.

2.2. По документации определяют следующие данные:

массогабаритные размеры и положение центров масс (ц.м.) насоса, электродвигателя, муфты и рамы агрегата, а также вспомогательного оборудования, устанавливаемого на раму;

координаты расположения опор роторов и ц.м. роторов;

остаточную неуравновешенность роторов;

радиальное биение роторов в подшипниках;

допустимую несоосность валов (расцентровку);

номинальную частоту вращения роторов.

2.3. Определяют центр масс агрегата

2.3.I. Согласно требованиям ЕСКД разработчики насосно-силового оборудования обязаны указывать на чертежах своих изделий координаты ц.м. Точность определения ц.м. агрегата влияет в последующем на эффективность системы виброизоляции, поэтому правильности расчетов нужно уделить должное внимание.

Рекомендуется следующая последовательность вычисления ц.м. агрегата:

задаются начальной системой координат x, y, z с точкой o, лежащей в плоскости симметрии агрегата (рис.I);

оси x и y размещают в плоскости, проходящей через нижнюю опорную поверхность рамы;

ось x - параллельно оси вращения роторов агрегата;

ось y - перпендикулярно оси x, в плоскости, проходящей через конец рамы;

К расчету координат центра масс и моментов инерции агрегата

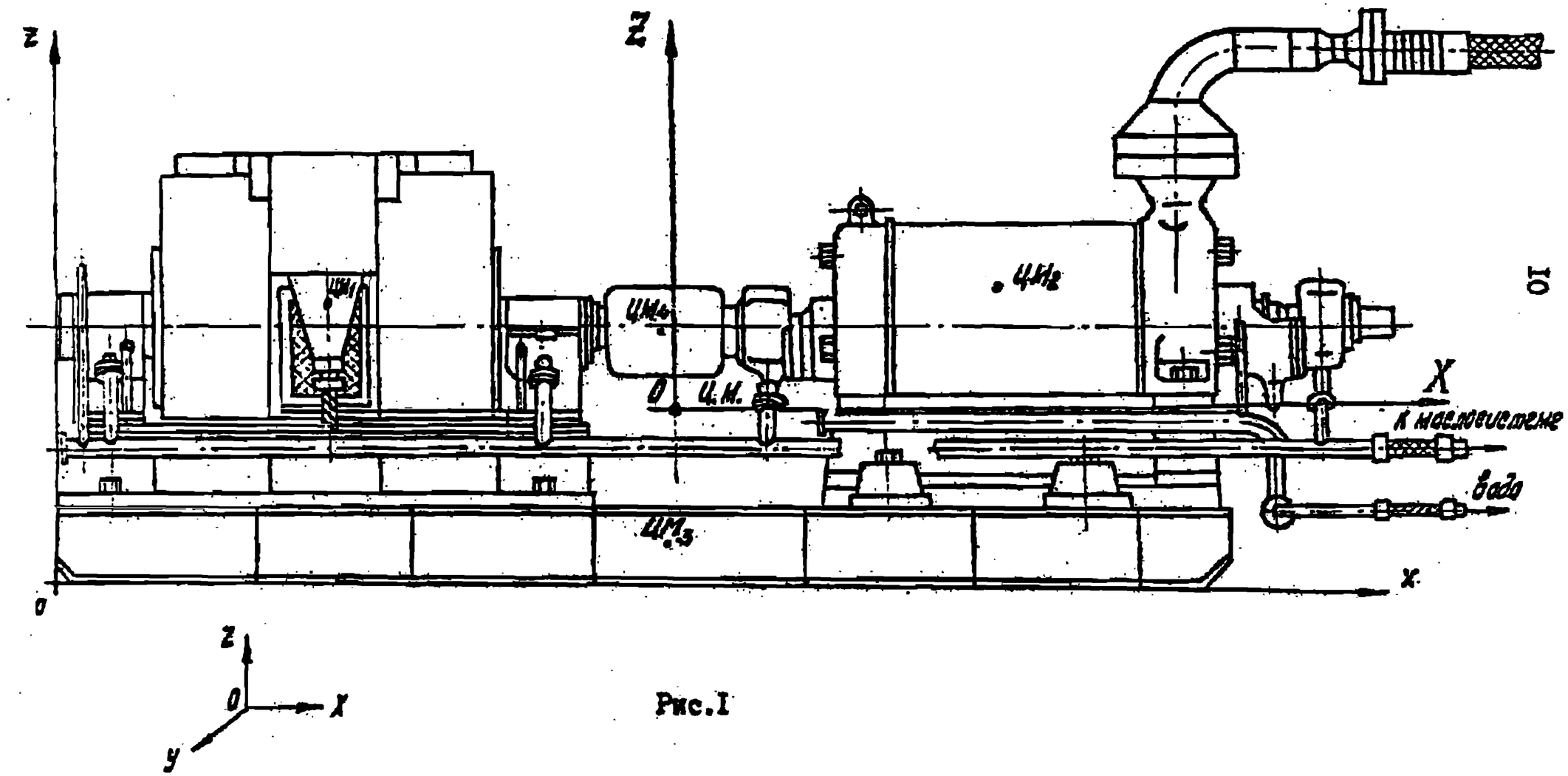


Рис.I

ось Z – через точку пересечения осей x и y, перпендикулярно оси вращения роторов;

вычисляют координаты ц.м. агрегата по формулам:

$$X_{цм} = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i}; \qquad (I)$$

$$Y_{цм} = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i}; \qquad (2)$$

$$Z_{цм} = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i \cdot z_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i}. \qquad (3)$$

2.4. Определение моментов инерции масс насосного агрегата

2.4.I. Через центр масс агрегата Т.(0) проводят оси координат X, Y, Z, совпадающие с главными центральными осями инерции агрегата. В дальнейших вычислениях используется система координат X, Y, Z.

2.4.2. Определяют координаты ц.м. элементов агрегата в этой системе и вычисляют радиусы инерции, численно равные расстоянию от ц.м. элементов до соответствующих главных центральных осей, например:

элемент	координаты ц.м.
электродвигатель	X_I, Y_I, Z_I;
насос	X_2, Y_2, Z_2;
рама агрегата	X_3, Y_3, Z_3;
i – элемент	X_i, Y_i, Z_i;

$$\rho_{xi} = \sqrt{y_i^2 + z_i^2} \qquad (4)$$

$$\rho_{yi} = \sqrt{x_i^2 + z_i^2} \qquad (5)$$

$$\rho_{zi} = \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \qquad (6)$$

2.4.3. Определяют моменты инерции элементов агрегата относительно главных центральных осей. При вычислении собственных моментов инерции элементов последние заменяют приблизительно эквивалентными простыми геометрическими фигурами с равномерным распределением масс, например, прямоугольными параллелепипедами, цилиндрами, различными телами вращения. Например: электродвигатель – цилиндр радиуса

r_i длиной l_i, массой m_i;

насос - прямоугольный параллелепипед со сторонами: $a_2 \times b_2 \times c_2$, массой m_2 и т.д. (см.рис.I).

Производят вычисления J_{xi}, J_{yi}, J_{zi}, например:

$$J_{x_1} = m_1 \cdot \left(\frac{r_1^2}{2} + \rho_{x_1}^2 \right) \tag{7}$$

$$J_{y_1} = m_1 \cdot \left(\frac{3r_1^2 + l_1^2}{12} + \rho_{y_1}^2 \right) \tag{8}$$

$$J_{z_1} = m_1 \cdot \left(\frac{3r_1^2 + l_1^2}{12} + \rho_{z_1}^2 \right) \tag{9}$$

$$J_{x_2} = m_2 \cdot \left(\frac{a_2^2 + c_2^2}{12} + \rho_{x_2}^2 \right) \tag{10}$$

$$J_{y_2} = m_2 \left(\frac{b_2^2 + c_2^2}{12} + \rho_{y_2}^2 \right) \tag{11}$$

$$J_{z_2} = m_2 \cdot \left(\frac{a_2^2 + c_2^2}{12} + \rho_{z_2}^2 \right) \tag{12}$$

2.4.4. Определяют главные центральные моменты инерции агрегата:

$$J_{ox} = \sum_{i=1}^{n} J_{xi} ; \tag{13}$$

$$J_{oy} = \sum_{i=1}^{n} J_{yi} ; \tag{14}$$

$$J_{oz} = \sum_{i=1}^{n} J_{zi} . \tag{15}$$

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗБУЖДАЮЩИХ СИЛ И МОМЕНТОВ

3.I. Амплитуда динамических сил, возбуждаемых неосбалансированными вращающимися массами роторов в установившемся режиме работы агрегата, определяется по формуле:

$$P_{zi} = P_{yi} = m_i \cdot e_i \cdot \omega_o^2 , \tag{16}$$

где $$\omega_o = 2\pi \cdot \frac{n}{60} = 2\pi \cdot f_o , \tag{17}$$

n - число оборотов ротора в мин;

e - эксцентриситет ротора, м.

3.1.1. При вычислении динамических сил, возбуждаемых роторами насоса и электродвигателя, эксцентриситет ротора должен определяться с учетом составляющей от собственной остаточной неуравновешенности и радиального биения ротора в подшипниках при их допустимой величине эксплуатационного износа (рис.2).

3.1.2. При определении динамических сил, возбуждаемых муфтой агрегата, ее эксцентриситет определяется арифметической суммой эксцентриситетов роторов насоса и электродвигателя, максимально допустимой радиальной несоосности валов и составляющей от собственного дисбаланса муфты.

3.2. Суммарная динамическая сила, возбуждаемая агрегатом, определяется с учетом допущения, что векторы динамических сил вращающихся элементов агрегата синфазны (с целью охвата наиболее неблагоприятного случая):

$$P_z = P_y = \sum_{i=1}^{n} P_{zi} = \sum_{i=1}^{n} P_{yi} . \qquad (18)$$

3.3. Амплитуда возбуждающих моментов в установившемся режиме работы агрегата определяется по формулам

$$M_x = \sum_{i=1}^{n} \left| P_{yi} \cdot \rho_{xi} \right| ; \qquad (19)$$

$$M_y = \sum_{i=1}^{n} \left| P_{zi} \cdot \rho_{yi} \right| ; \qquad (20)$$

$$M_z = \sum_{i=1}^{n} \left| P_{yi} \cdot \rho_{zi} \right| , \qquad (21)$$

где ρ_{xi}, ρ_{yi}, ρ_{zi} – расстояние от ц.м. вращающегося элемента по соответствующей оси.

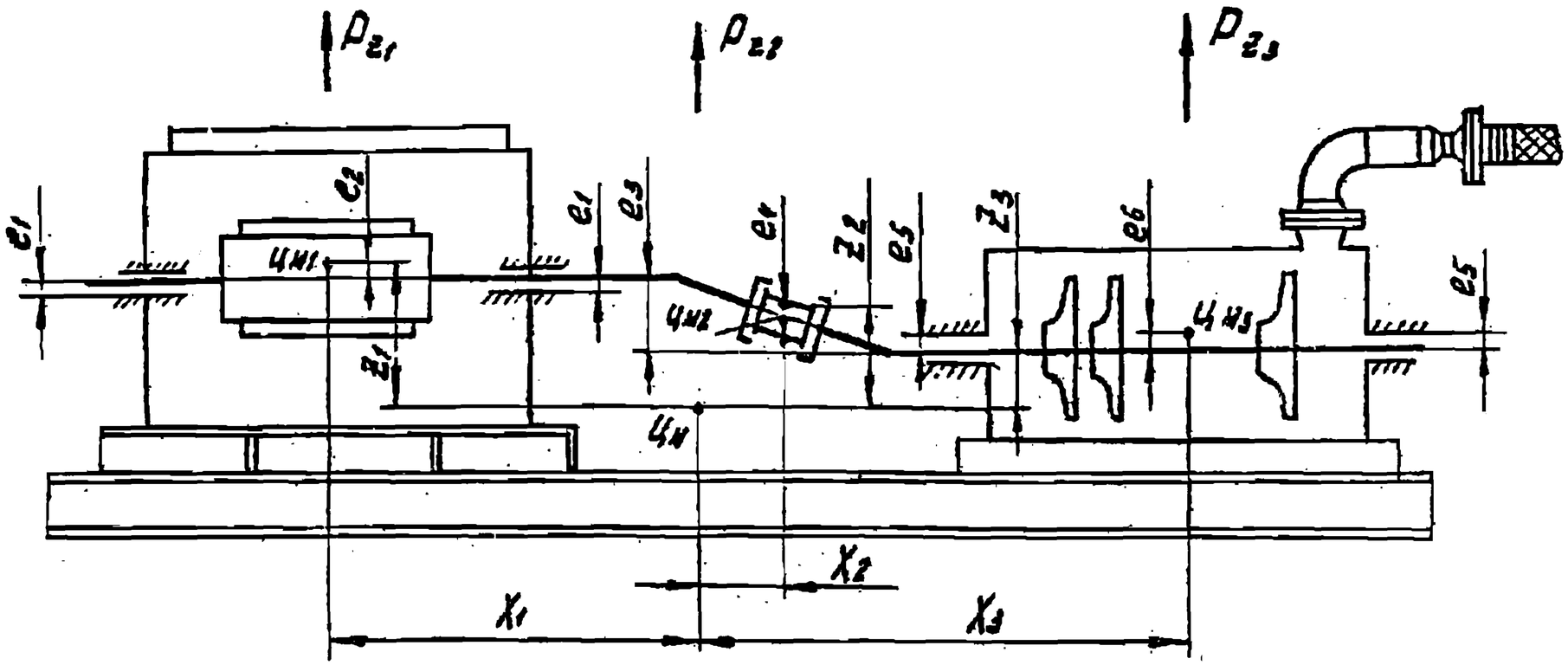
3.4. Ориентировочное значение пускового возбуждающего момента (Н.м.) определяется по формуле

$$Mx_{п} = 637,65 \frac{N}{f_0} \qquad (22)$$

3.5. Ориентировочное значение аварийного момента (заклинивание ротора насоса, короткое замыкание обмотки двигателя) рассчитывается по формуле

$$Mx_{ав} = 78,5 \cdot N . \qquad (23)$$

К расчету амплитуд динамических сил и моментов



e_I - радиальное биение подшипников электродвигателя;
e_2 - составляющая от неуравновешенности ротора электродвигателя;
e_3 - радиальная несоосность валов насоса и электродвигателя;
e_4 - составляющая от неуравновешенности муфты;
e_5 - радиальное биение подшипников насоса;
e_6 - составляющая от неуравновешенности ротора насоса

Рис.2

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ

4.I. Типоразмер виброизоляторов выбирается в зависимости от массогабаритных показателей агрегата и заданных критериев качества виброизоляции с учетом рекомендаций (п.I0.5). Для выбранного типа виброизоляторов выписываются статические и динамические характеристики Kx_i, Ky_i, Kz_i, а также значения допустимых деформаций в вертикальном и горизонтальном направлениях.

4.2. Минимальное количество виброизоляторов в креплении определяется по формуле

$$n = \frac{M}{P_{ном.}} \quad . \qquad (24)$$

Полученное значение округляется до ближайшего четного числа.

4.3. Составляется схема размещения виброизоляторов из условия совпадения вертикальной оси жесткости амортизирующего крепления с осью Z агрегата (рис.3). Проверяется выполнение условий

$$\sum_{i=1}^{n} X_i = 0; \qquad \sum_{i=1}^{n} Y_i = 0 \; . \qquad (25,26)$$

4.4. Фиксируется положение осей жесткости. Ось жесткости Хж должна находиться в плоскости, проходящей через центры виброизоляторов, и являться продольной осью симметрии крепления с координатами:

$$Y\ (Хж) = 0; \qquad (27)$$

$$Z\ (Хж) = -Z_i \quad . \qquad (28)$$

Ось жесткости Уж параллельна оси У и имеет координаты:

$$X\ (Уж) = 0; \qquad (29)$$

$$Z\ (Уж) = -Z_i \quad . \qquad (30)$$

Все оси жесткости должны пересекаться в одной точке, имеющей координаты:

$$Хж = 0; \quad Уж = 0; \quad Zж = -Z_i \quad .$$

Схема размещения виброизоляторов

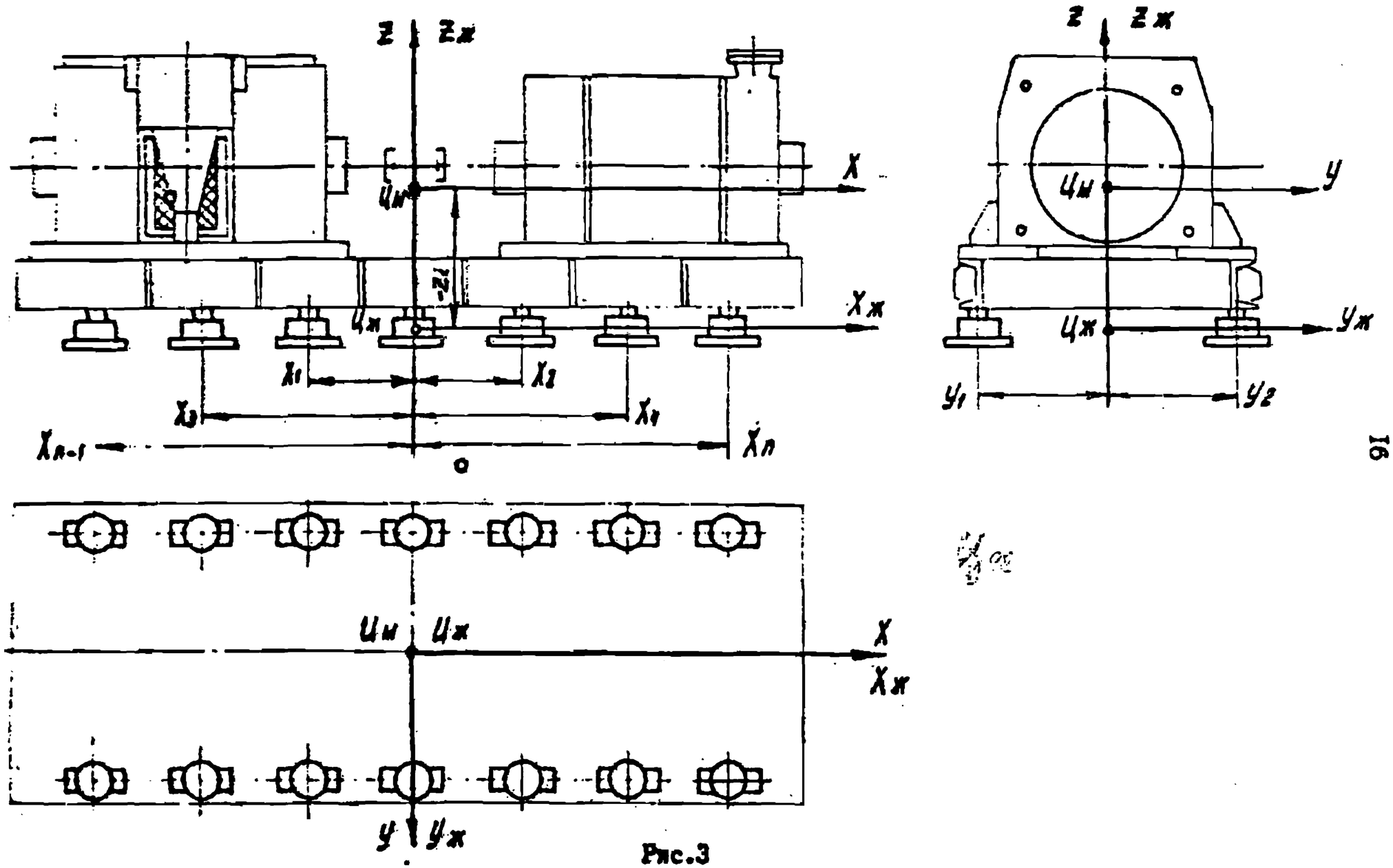


Рис.3

4.5. Определяются статические и динамические жесткости крепления в направлении поступательных перемещений

$$K'_x = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi}\ ; \qquad K_x = \sum_{i=1}^{n} K_{xi}\ ; \tag{31}$$

$$K'_y = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi}\ ; \qquad K_y = \sum_{i=1}^{n} K_{yi}\ ; \tag{32}$$

$$K'_z = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi}\ ; \qquad K_z = \sum_{i=1}^{n} K_{zi}\ . \tag{33}$$

4.6. Определяются поворотные статические и динамические жесткости крепления $K'_{\varphi x}$, $K'_{\varphi y}$, $K'_{\varphi z}$ и аналогично $K_{\varphi x}$, $K_{\varphi y}$, $K_{\varphi z}$:

$$K'_{\varphi x} = \sum_{i=1}^{n} K'_{zi} \cdot y_i^2 + \sum_{i=1}^{n} K'_{yi} \cdot z_i^2\ ; \tag{34}$$

$$K'_{\varphi y} = \sum_{i=1}^{n} K'_{xi} \cdot z_i^2 + \sum_{i=1}^{n} K'_{xi} \cdot x_i^2\ ; \tag{35}$$

$$K'_{\varphi z} = \sum_{i=1}^{n} K'_{yi} \cdot x_i^2 + \sum_{i=1}^{n} K'_{xi} \cdot y_i^2\ . \tag{36}$$

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА

5.1. Собственная частота колебаний агрегата по оси Z определяется по формуле

$$f_z = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_z}{M}}\ . \tag{37}$$

5.2. Собственная частота угловых колебаний агрегата вокруг оси Z рассчитывается по формуле

$$f_{\varphi z} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_{\varphi z}}{J_{oz}}} \tag{38}$$

5.3. Собственные частоты связанных колебаний агрегата в плоскости XOZ (поступательных по оси X и угловых вокруг оси Y) определяются по формулам

$$f'_{xoz} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{K_x}{M} + \frac{K_{\varphi y}}{J_{oy}}\right) + \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{K_x}{M} - \frac{K_{\varphi y}}{J_{oy}}\right)^2 + \frac{K_x^2 \cdot Z_ж^2}{M \cdot J_{oy}}}}\ ; \tag{39}$$

$$f''_{xoz} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{K_x}{M} + \frac{K_{\varphi y}}{J_{oy}}\right) - \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{K_x}{M} - \frac{K_{\varphi y}}{J_{oy}}\right)^2 + \frac{K_x^2 \cdot Z_ж^2}{M \cdot J_{oy}}}} \tag{40}$$

5.4. Собственные частоты связанных колебаний агрегата в плоскости YOZ (поступательных по оси Y и угловых вокруг оси X) рассчитываются по формулам

$$f'_{yoz} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{K_y}{M}+\frac{K_{\varphi x}}{J_{ox}}\right)+\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{K_y}{M}-\frac{K_{\varphi x}}{J_{ox}}\right)^2+\frac{K_y^2\cdot Z_ж^2}{M\cdot J_{ox}}}}\ ; \quad (41)$$

$$f''_{yoz} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{K_y}{M}+\frac{K_{\varphi x}}{J_{ox}}\right)-\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{K_y}{M}-\frac{K_{\varphi x}}{J_{ox}}\right)^2+\frac{K_y^2\cdot Z_ж^2}{M\cdot J_{ox}}}}\ . \quad (42)$$

5.5. Проверяют соответствие характеристик амортизирующего крепления требованию критерия качества виброизоляции по отсутствию резонанса частот свободных и вынужденных колебаний. Методикой рекомендуется, чтобы каждая из шести собственных частот колебаний агрегата была $<0{,}7\,f_0$. При невыполнении этого условия следует выбрать другой тип виброизоляторов или изменить схему их размещения. При этом следует учитывать, что с увеличением $Z_ж$ частоты f'_{xoz} и f'_{yoz} возрастают, а частоты f''_{xoz} и f''_{yoz} уменьшаются. Эффективность виброизоляции растет с понижением частоты f_z.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА

6.1. Амплитуда поступательных колебаний ц.м. агрегата по оси Z в установившемся режиме определяется по формуле

$$S_{z0} = \frac{P_z}{K_z}\cdot\left|\frac{1}{1-\frac{f_0^2}{f_z^2}}\right| \quad (43)$$

6.2. Угловая амплитуда колебаний ц.м. агрегата вокруг оси Z определяется по формуле

$$\varphi_{xy} = \frac{M_z}{J_{oz}\cdot\omega_0^2-K_{\varphi z}}\ . \quad (44)$$

6.3. Угловая амплитуда колебаний агрегата в плоскости YOZ определяется по формуле

$$\varphi_{yz} = \left| \frac{M_x \cdot (K_y - M \cdot \omega_0^2)}{M \cdot J_{0x} (\omega_0^2 - \omega_{yoz'}^2)(\omega_0^2 - \omega_{yoz''}^2)} \right| ; \qquad (45)$$

где

$$\omega_{yoz'} = 2\pi \cdot f'_{yoz} ;$$
$$\omega_{yoz''} = 2\pi \cdot f''_{yoz} .$$

6.4. Угловая амплитуда колебаний в плоскости XOZ определяется по формуле

$$\varphi_{xz} = \left| \frac{M_y \cdot (K_x - M \cdot \omega_0^2)}{M \cdot J_{0y} (\omega_0^2 - \omega_{xoz'}^2)(\omega_0^2 - \omega_{xoz''}^2)} \right| ; \qquad (46)$$

где $\omega_{xoz'} = 2\pi f'_{xoz}$; $\omega_{xoz''} = 2\pi \cdot f''_{xoz}$.

6.5. Амплитуда колебаний в заданных точках агрегата (фланцы насоса в местах соединения с компенсаторами, точка подключения силового кабеля электродвигателя и др.) в установившемся режиме работы агрегата определяется в следующей последовательности:

задаются координаты контрольных точек X_i ; Y_i , Z_i .

определяется амплитуда колебаний точек от воздействия момента My:

относительно оси X

$$S_{xi} = \left| \frac{M_y [K_x (Z_i - Z_ж) - M \cdot Z_i \cdot \omega_0^2]}{M \cdot J_{0y} (\omega_0^2 - \omega_{xoz'}^2) \cdot (\omega_0^2 - \omega_{xoz''}^2)} \right| ; \qquad (47)$$

относительно оси Z

$$S'_z = | X_i \cdot \varphi_{xz} | ; \qquad (48)$$

определяется амплитуда колебаний точек вдоль осей Y и Z под воздействием момента Mx:

относительно оси Y

$$S_{yi} = \left| \frac{M_x [K_y (Z_i - Z_ж) - M Z_i \cdot \omega_0^2]}{M \cdot J_{0x} (\omega_0^2 - \omega_{yoz'}^2) \cdot (\omega_0^2 - \omega_{yoz''}^2)} \right| ; \qquad (49)$$

относительно оси Z

$$S''_z = Y_i \cdot \varphi_{yz} \qquad (50)$$

рассчитывается размах виброперемещения по формулам

$$S_i = \sqrt{(S_i')^2 + S_{zi}^2} \; ; \tag{51}$$

$$\text{где} \quad S_i' = \sqrt{S_{xi}^2 + S_{yi}^2} \; , \tag{52}$$

$$S_{zi} = S_z' + S_z'' \; . \tag{53}$$

6.6. Амплитуда колебаний в контрольных точках агрегата в пусковом и аварийном режиме определяется в следующей последовательности:

определяют углы поворота агрегата от воздействия пускового и аварийного момента:

$$\varphi_{xy_{пуск}} = \frac{2M_{x\,пуск}}{K'_{\varphi x}} \; ; \tag{54}$$

$$\varphi_{xy_{ав}} = \frac{2M_{x\,ав}}{K'_{\varphi x}}$$

определяют перемещение контрольных точек:

$$S_{i\,пуск} = \varphi_{xy_{пуск}} \cdot \rho_{xi} \; ; \tag{55}$$

$$S_{i\,ав} = \varphi_{xy_{ав}} \cdot \rho_{xi} \; , \tag{56}$$

где ρ_{xi} – расстояние контрольных точек по оси X

$$\rho_{xi} = \sqrt{y_i^2 + z_i^2} \; . \tag{57}$$

6.7. Деформацию виброизоляторов в пусковом и аварийном режиме определяют по формулам

$$S_{b_i\,пуск} = \varphi_{xy_{пуск}} \cdot y_i \; ; \tag{58}$$

$$S_{b_i\,ав} = \varphi_{xy_{ав}} \cdot y_i \tag{59}$$

где y_i – координата виброизоляторов.

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ ДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ, ПЕРЕДАЮЩИХСЯ ЧЕРЕЗ СИСТЕМУ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ НЕСУЩИМ КОНСТРУКЦИЯМ И ТРУБОПРОВОДАМ БНС

7.1. Амплитуда силы, передающейся основанию блока в направлении вертикальной оси, определяется по формуле

$$P_{Kz} = \left| \frac{P_z}{\nu^2 - 1} \right| , \qquad (60)$$

где

$$\nu = \frac{f_0}{f_z} ;$$

или по формуле

$$P_{Kz} = S_{z0} \cdot K_z \qquad (61)$$

7.2. Амплитуда динамических сил, передающихся через внешние гибкие связи агрегата (компенсирующие соединения трубопроводов насоса и др.), определяется по формулам

$$P_{Kx_i} = S_{xi} \cdot K'_{xi} ; \qquad (62)$$

$$P_{Ky_i} = S_{yi} \cdot K'_{yi} ; \qquad (63)$$

$$P_{Kz_i} = S_{zi} \cdot K'_{zi} , \qquad (64)$$

где S_{x_i}, S_{y_i}, S_{z_i} - амплитуда колебаний агрегата в точках соединения с внешней связью, рассчитывается по формулам (47-53);

K'_{x_i}, K'_{y_i}, K'_{z_i} - жесткость внешней связи при деформации в направлении соответствующих осей координат.

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОЗАЩИТЫ И КОЭФФИЦИЕНТА ПЕРЕДАЧИ СТРУКТУРНОГО ШУМА

8.I. Коэффициент эффективности вибрационной защиты определяется по формуле

$$\mu = \frac{P_z}{P_{kz}} \quad . \tag{65}$$

8.2. Приближенная оценка коэффициента снижения передачи структурного шума агрегата осуществляется по формуле

$$K_{\omega} = 20 \lg \left(\frac{f_c^2}{f_z^2} - 1 \right) , \tag{66}$$

где f_c – среднегеометрическая частота рассматриваемой октавной полосы звука,

$$f_c = \sqrt{f_{min} \cdot f_{max}} \quad ,$$

где f_{min}, f_{max} – граничные частоты октавной полосы.

9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОСНОВАНИЙ БЛОКОВ

9.I. Допустимый продольный прогиб (выгиб) основания блока БНС, ограниченный допустимой деформацией виброизоляторов, рассчитывается по формуле:

$$\delta_{usz} = \frac{2\delta_z \cdot n_k}{X_l} \quad , \tag{67}$$

где X_l – расстояние между крайними виброизоляторами по продольной оси крепления $X_l = X_{i_{max}} + |-X_{max}|$; (рис.4);

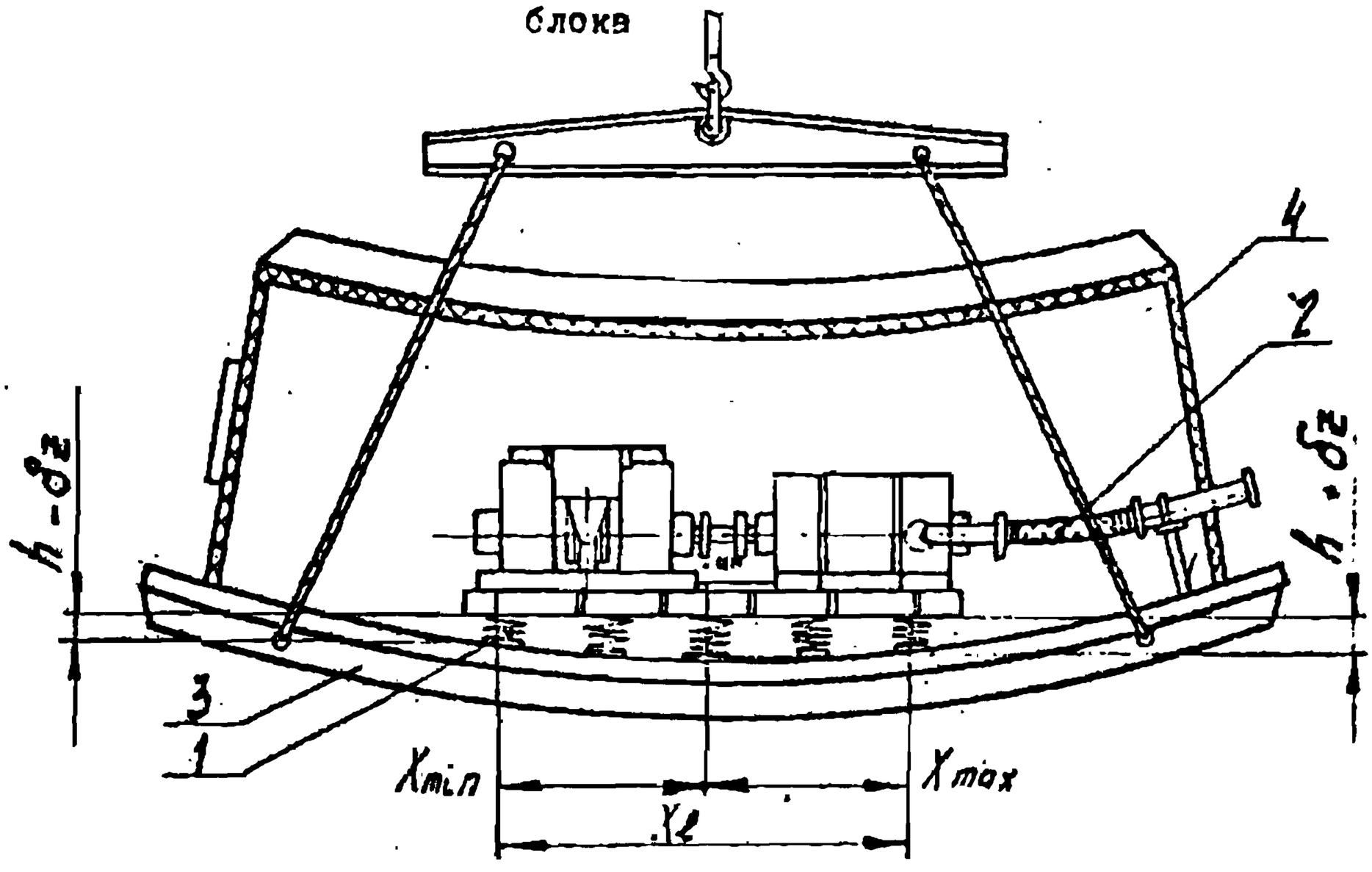
n_k – количество каскадов виброизоляторов.

9.2. Допустимое поперечное скручивание основания блока рассчитывается по формуле

$$\delta_{скр} = \frac{n_k \cdot \delta_z}{\pi \cdot y_{i_{max}} \cdot X_l} \quad , \tag{68}$$

где $y_{i_{max}}$ – максимальная координата У виброизоляторов относительно поперечной оси крепления (рис.5).

Схема компенсации продольного прогиба основания блока



I - виброизоляторы;
2 - компенсирующее соединение трубопровода;
3 - основание блока; 4 - укрытие блока

Рис.4

Схема компенсации деформации скручивания

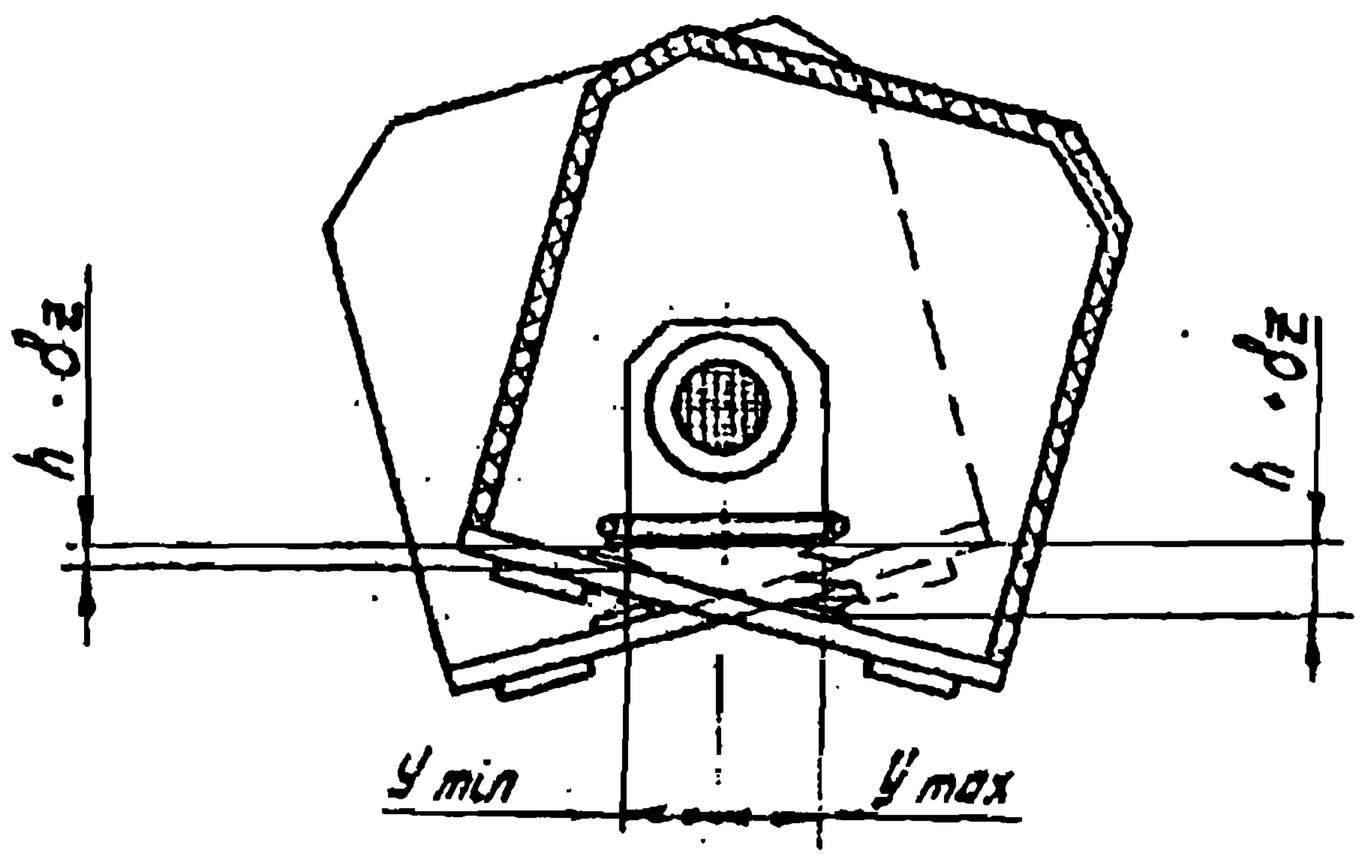


Рис.5

10. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

10.1. В начальной стадии проектирования устанавливаются ориентировочные значения критериев качества виброизоляции с учетом условий эксплуатации БНС и параметров насосного оборудования. В дальнейшем в процессе проектирования критерии качества уточняются по результатам расчетов и оценки возможности реализации установленных значений имеющимися средствами виброизоляции. При проектировании системы виброизоляции для вновь разрабатываемой БНС нужно стремиться к достижению наибольших значений коэффициента эффективности виброзащиты μ, который в общем случае может находиться в пределах $5 \leq \mu \leq 100$. С увеличением μ пропорционально снижаются динамические нагрузки на фундамент БНС, увеличивается компенсирующая способность виброизоляции к воздействию дестабилизирующих факторов, снижаются требования к жесткости несущих конструкций БНС. Но при этом увеличивается размах пусковых колебаний агрегатов, возрастают требования к гибкости внешних связей и к упругим характеристикам виброизоляторов.

При проектировании системы виброизоляции для серийной БНС ориентировочные критерии выбираются с учетом целей модернизации БНС.

10.2. Производится анализ конструкции агрегата с целью определения соответствия требованиям установки на виброизоляторы.

10.2.1. Оценивается жесткость штатной рамы агрегата. Насос и электродвигатель должны устанавливаться на общей раме, жесткость которой должна не менее чем в 10 раз превышать жесткость виброизоляторов. Для приближенной оценки жесткости рамы можно использовать выражение

$$K_{zp} \geq M\,\omega_0^2; \quad Kx_p,\ Ky_p \geq 2M \cdot \omega_0^2; \qquad (69)$$

где Kx_p, Ky_p, K_{zp} – жесткость рамы в направлении соответствующих осей координат, Н/м.

10.2.2. Большинство агрегатов, эксплуатирующихся в БНС, имеет металлические сварные рамы из швеллеров, жесткость которых недостаточна для непосредственной установки агрегата на виброизоляторы. Недостаточная жесткость рамы может резко ухудшить эффективность виброизоляции или даже свести на нет ее положительный эффект. Доработка конструкции штатных рам не всегда приводит к положительным результатам, поэтому рекомендуется разработать специальную раму с учетом требований системы виброизоляции.

10.2.3. Рассмотрим некоторые аспекты проектирования сварной металлической рамы для агрегата с виброизоляцией.

10.2.3.1. В общем случае при анализе жесткости рамы можно выделить три зоны I, II, III (рис.6а). Продольная жесткость рамы в I и III зоне обуславливается жесткостью присоединенных к ней станин и корпусов насоса и электродвигателя. В зоне II жесткость конструкции полностью определяется жесткостью продольных элементов рамы. Если предположить, что в этой зоне расположена основная опора агрегата, то зоны рамы I и II оказываются консольно нагруженными силой тяжести насоса и электродвигателя. Произойдет выгиб рамы агрегата. В реальных условиях это привело бы к нарушению соосности валов (расцентровке) агрегата даже при минимальном выгибе рамы (≈ 0,05 мм).

10.2.3.2. Для увеличения жесткости рамы в первую очередь должна быть увеличена площадь сечения продольных элементов рамы в ее средней зоне. Это может быть достигнуто размещением дополнительных балок из швеллеров параллельно основным балкам рамы, обшивкой средней части рамы стальными листами или увеличением площади сечения (момента сопротивления) средней части рамы (рис.6б). Короб, образующийся после обшивки средней части рамы стальным листом, может быть использован в качестве емкости маслосистемы для агрегата с подшипниками скольжения. У агрегатов средней мощности короб может быть залит бетоном, что помимо упрочнения рамы улучшит характеристики вибро-

изоляции вследствие понижения координаты ц.м. агрегата и сужения спектра собственных частот колебаний агрегата.

10.2.3.3.При проектировании рамы нужно учесть некоторые требования к крепежным узлам. Анкерные болты насоса и электродвигателя должны быть сквозными, опора болтов должна находиться в нижней плоскости рамы. При затяжке болтов должно происходить стягивание опорных плит насоса и двигателя с полным сечением рамы (см. рис.6). Узлы крепления агрегата к виброизоляторам размещаются в горизонтальной плоскости попарно симметрично относительно вертикальной оси, проходящей через ц.м. агрегата. Расположение осей крепежных отверстий должно соответствовать схеме размещения виброизоляторов и уточняется в процессе проектирования. Количество опорных узлов должно быть не менее 4 при мощности агрегата $N < 50$ кВт; 6 при 50 кВт $< N \leq 250$ кВт, 8 при $250 < N \leq 1000$ кВт, 10 при $N > 1000$ кВт. Расстояние между продольными рядами крепежных осей должно быть не менее Н (рис.5). В ответственных резьбовых крепежных соединениях агрегата должно быть предусмотрено стопорение от самопроизвольного отворачивания.

10.2.3.4. Опорные поверхности рамы по возможности должны быть простроганы на станке с целью облегчения выравнивания нагрузки на виброизоляторы.

10.2.3.5.Агрегаты, комплектуемые штатной литой стальной или чугунной фундаментной плитой, устанавливаются на виброизоляторы без доработки конструкции.

10.3.Производится определение координат ц.м. агрегата и главных центральных осей и моментов инерции.При вычислении массы агрегата должна быть учтена масса жидкости в полости насосов,а также во входных и выходных патрубках насоса.Погрешность определения координат ц.м.агрегата не должна превышать 10 %,но проектировщик должен сделать все возможное,чтобы определить координаты ц.м. с погреш-

Повышение жесткости рамы

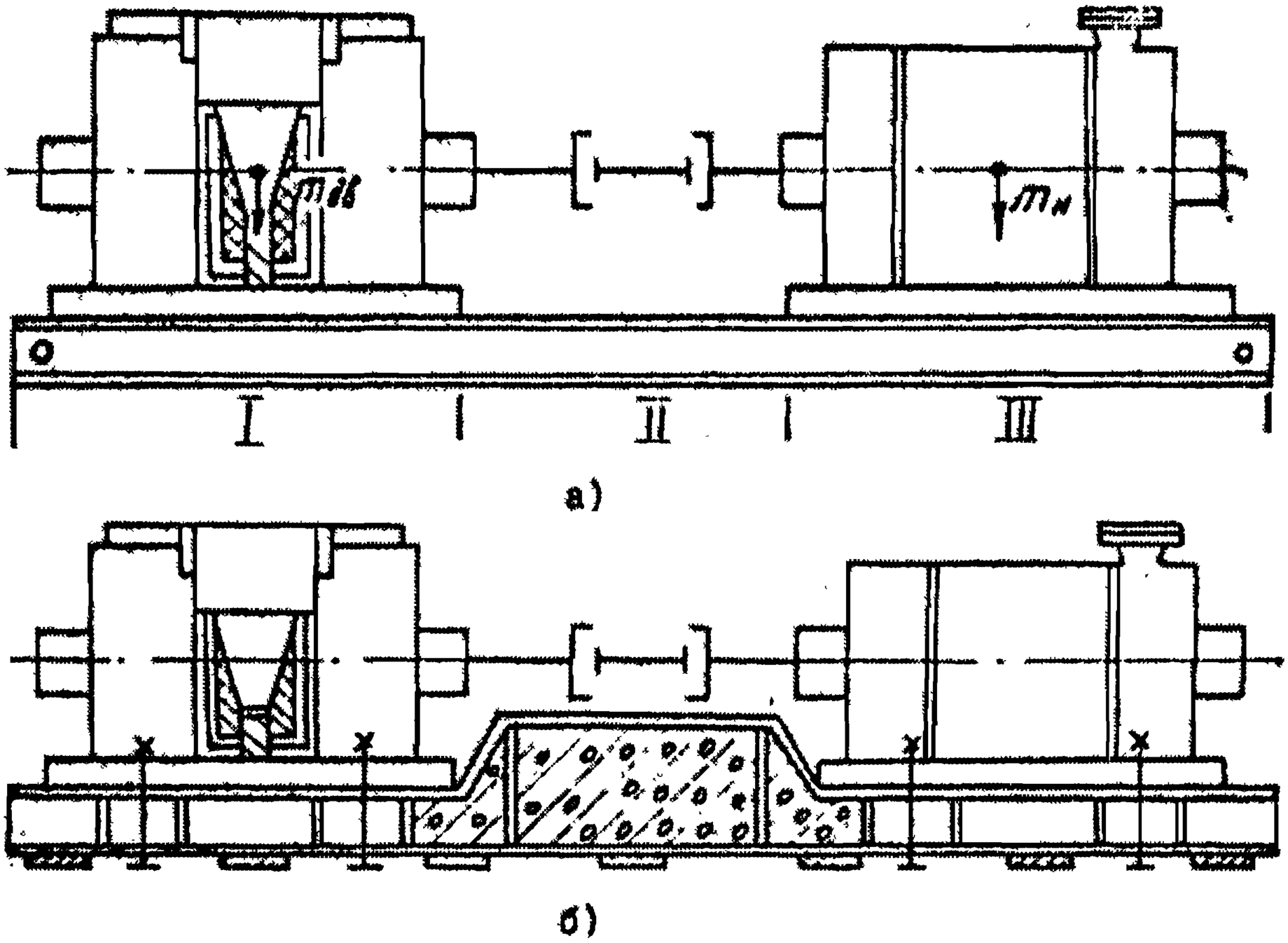
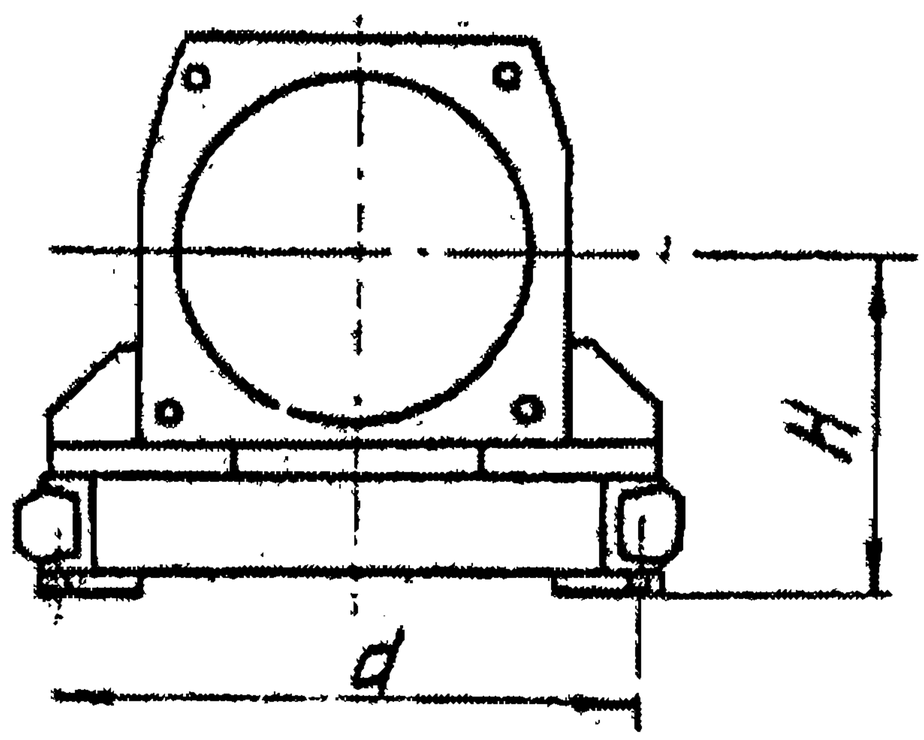


Рис.6



d - расстояние между осями крепежных отверстий;

h - расстояние от оси вращения агрегата до нижней опорной поверхности рамы, $d > h$

Рис.7

ностью <5 %. По результатам вычисления координат ц.м.корректируется расположение осей узлов крепления агрегата к виброизоляторам.

10.4. Рассчитывается величина динамических сил и моментов, возбуждающих вибрацию агрегата. Точность определения динамических характеристик агрегата не влияет непосредственно на параметры системы виброизоляции, но может иметь значение в случае использования виброизоляторов и компенсаторов без достаточного запаса по предельным деформациям.

10.5. Определяются параметры амортизирующего крепления. При этом используется один из двух методов проектирования.

10.5.1. Первый метод. Определяется ориентировочная (максимальная) жесткость амортизирующего крепления из выражений:

$$K_z \leq M \cdot \frac{\omega_0^2}{16}; \quad K_x \leq M \frac{\omega_0^2}{6{,}25}; \quad K_y \leq M \frac{\omega_0^2}{6{,}25}. \qquad (70)$$

Определяется номинальная грузоподъемность и жесткость виброизоляторов:

$$P_{ном} = \frac{M}{n}; \quad K_{xi} = \frac{K_x}{n}; \quad K_{yi} = \frac{K_y}{n}; \quad K_{zi} = \frac{K_z}{n}; \qquad (71)$$

где n - количество крепежных узлов (п.10.2.3.3).

Подбирается серийный виброизолятор с близкими характеристиками $P_{ном}$, K_{xi}, K_{yi}, K_{zi}. Составляется схема амортизирующего крепления из условия совмещения вертикальной оси жесткости с главной центральной осью инерции агрегата Z и параллельности горизонтальных осей жесткости осям X и У. Виброизоляторы размещаются двумя параллельными рядами симметрично относительно горизонтальной оси агрегата У. Производится расчет характеристик амортизирующего крепления. Если результаты расчета неприемлемы по каким-либо параметрам или не соответствуют заданным критериям качества виброизоляции, то изменяют параметры виброизоляторов, схему их размещения и расчеты повторяют.

10.5.2. Второй метод. Задаются коэффициентом эффективности виброизоляции μ. По формулам (60),(65) и подстановкой (60) в (65) опреде-

ляют требуемое для заданного μ частотное отношение ν и находят частоту f_z. По формуле (37) определяют требуемую жесткость амортизирующего крепления K_z. Определяют количество и типоразмер виброизолятора аналогично п.9.5.I.

10.5.3. Ввиду того, что промышленностью выпускается ограниченная номенклатура виброизоляторов и область применения многих из них специализирована, проектировщик может столкнуться с трудностями при подборе серийных виброизоляторов. В этом случае в системе виброизоляции БНС могут использоваться специально спроектированные резинометаллические или пружинные опоры. Проектирование виброизолирующих опор не входит в круг задач данной методики. Эти вопросы подробно рассмотрены в специальной литературе [I,2]. Может быть порекомендован ГОСТ I7712-72[3]. При выборе и проектировании виброизоляторов нужно обеспечить соответствие условий их эксплуатации условиям работы насосного оборудования в БНС. Срок службы виброизоляторов должен быть не ниже ресурса агрегатов (если в ТЗ не оговорены другие требования). В приложении 2-4 приведены технические характеристики некоторых типов серийных виброизоляторов, наиболее полно отвечающих условиям эксплуатации в БНС [4,5,6].

10.6. Производится расчет собственных частот колебаний агрегата. Проверяется удовлетворение условий:

$$\frac{f_{\varphi z}}{f_0},\ \frac{f'_{xoz}}{f_0},\ \frac{f''_{xoz}}{f_0},\ \frac{f'_{yoz}}{f_0},\ \frac{f''_{yoz}}{f_0} \leq 0{,}7, \text{ а также } 10>\nu\geq 2{,}5.$$

Если заданные соотношения не выполняются, то выбирается типоразмер виброизоляторов с меньшей жесткостью K_{zi}, K_{xi} или K_{yi} в зависимости от того, по каким частотам не выполняется соотношение (путем анализа формул (37-42). Если жесткости виброизолятора в направлении горизонтальных деформаций K_{xi}, K_{yi} различаются, то может быть рекомендовано изменение положения виброизолятора в креплении путем его разворота на 90° вокруг вертикальной оси. Существенное снижение частот собственных колебаний агрегата достигается при каскадиро-

ванием однотипных виброизоляторов, соединении их по параллельно-последовательной схеме.

10.7. Задаются контрольные точки и определяется амплитуда колебаний в различных режимах агрегата - рабочем, пусковом, аварийном. Проверяется выполнение требования $S_\delta < \delta_z$. Желательно, чтобы данное условие обеспечивалось с запасом 30-70 %.

10.8. Производится подбор компенсирующих соединений для трубопроводов насоса.

10.8.I. Рабочее давление компенсаторов должно быть не менее:

для входного компенсатора - максимально допустимого давления на входе в насос;

для выходного - суммы максимально допустимого давления на входе в насос и максимального давления, развиваемого насосом при закрытой задвижке на выходе из насоса.

При подборе компенсаторов нужно избегать чрезмерного запаса по рабочему давлению, т.к. это обычно связано с увеличением жесткости компенсаторов и приводит к ухудшению характеристик виброизоляции.

10.8.2. Суммарная жесткость входного и выходного компенсатора не должна превышать 0,I (Кх, Ку, K_z).

10.8.3. Гидравлические потери в компенсаторах не должны превышать:

для входного - 0,1 % $h_{вх}$;

для выходного- 0,5 % $h_{вых}$,

где $h_{вх}$, $h_{вых}$, м.ст.ж - максимальный напор на входе и выходе насоса.

10.8.4. Компенсирующая способность гибкого элемента должна превышать эксплуатационные деформации компенсатора в любом режиме работы агрегата, в том числе и при аварийных ситуациях, с учетом возможных при эксплуатации смещений трубопроводов и деформаций оснований блоков.

10.8.5. Вибрационная стойкость компенсаторов при воздействии колебаний с расчетной амплитудой должна обеспечиваться в диапазоне частот $f_0 - 2f_0$

10.8.6.В качестве гибких компенсирующих соединений могут использоваться компенсаторы сильфонные по ОСТ 26-02-2079-83,металлорукава, высоконапорные резиновые и полимерные рукава оплеточной конструкции и другие, удовлетворяющие изложенным требованиям.

10.8.7.При отсутствии в технической документации компенсаторов данных о гидропотерях последние должны быть определены расчетным путем.ВНИИСПТнефть разработал универсальную программу расчета гидропотерь в компенсаторах на ЭВМ СМ 1420,которая может быть представлена по запросу заинтересованной организации.

10.8.8.Схема размещения компенсаторов в системе виброизоляции должна составляться с учетом следующих требований:

компенсаторы должны размещаться как можно ближе к ц.м.агрегата;

продольная ось компенсатора должна быть параллельна продольной оси агрегата (оси вращения роторов), при невозможности выполнения этого условия на каждом трубопроводе насоса должно устанавливаться по два компенсатора, один из которых должен быть осевым,другой - угловым или сдвиговым.

10.9. Рассчитываются остальные характеристики системы виброизоляции и определяется их соответствие требуемым. Если окажется, что коэффициент передачи шума не соответствует требуемому при соответствии всех остальных параметров виброизоляции, проектировщик должен предусмотреть разработку дополнительных мероприятий по снижению шума [6,7].

11. Изложенные методы расчета имеют реализацию в специальной программе на алгоритмическом языке "Фортран-4" в среде ОС РВ, версия 3.0, разработанной применительно к ЭВМ СМ 1420.
В приложении 1 приведены результаты расчета системы виброизоляции насосного агрегата ЦНС 180-1422 в УБКНС 2 (3) - 150- РЦВ-АРМ-ВУ-В.

По запросу предприятий ВНИИСПТнефть может предоставить программу расчета или выполнить расчет системы виброизоляции ЦНС по договору.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев Е.Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. – М.: Машгиз, 1969.

2. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1980.

3. ГОСТ 17712-72. Вибрация. Опоры виброизолирующие резинометаллические равночастотные для установки стационарных машин.

4. Справочник по судовой акустике. /Под ред.Клюкина И.И. – Л.: Судостроение, 1978.

5. Беляковский Н.Г. Конструктивная амортизация механизмов, приборов и аппаратуры на судах. – Л.: Судостроение, 1965.

6. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. – Л.: Энергоатомиздат, 1986.

7. СНиП II-12-77. Защита от шума.

Приложение I

Пример расчета системы виброизоляции насосного агрегата ЦНС 180-1422 БКНС на ЭВМ СМ - 1420

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

ТИП НАСОСА	ЦНС180-1422
МАССА НАСОСА,КГ	4185.000000
МАССА РОТОРА НАСОСА,КГ	250.000000
ЭКСЦЕНТРИСИТЕТ РОТОРА,М	0.000040
ТИП ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ	4АРМ-1250/6000УХЛ4
МОЩНОСТЬ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ,КВТ	1250.000000
МАССА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ,КГ	3800.000000
МАССА РОТОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТ.,КГ	880.000000
ЭКСЦЕНТРИСИТЕТ РОТОРА,М	0.000075
ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ,ОБ/С	49.549999
РАДИАЛЬНАЯ НЕСООСНОСТЬ РОТОРОВ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И НАСОСА,М	0.000050
МАССА (КГ) МУФТЫ	80.00000

1.ОПРЕДЕЛЕНИЕ КООРДИНАТ ЦЕНТРА МАСС

ЭЛЕМЕНТ	МАССА	КООРДИНАТЫ(X,Y,Z)			ФОРМА ЭЛЕМЕНТА(A,B,C)		
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ	3800.00	0.982	-0.150	0.950	0.90	1.80	1.20
НАСОС	4185.00	3.715	0.000	0.826	0.50	2.00	0.00
РАМА	1160.00	2.210	0.000	0.222	1.60	4.88	0.30
МУФТА	80.00	2.359	0.000	0.956	0.10	0.40	0.00
РОТОР ЭЛЕКТРОДВ.	-	0.868	0.000	0.956	0.00	0.00	0.00
РОТОР НАСОСА	-	3.758	0.000	0.956	0.00	0.00	0.00
ВХОДНОЙ КОМПЕН.	172.00	4.127	-0.951	0.826	0.08	0.98	0.00
ВЫХОДНОЙ КОМП.	222.50	4.773	0.000	2.036	0.07	1.35	0.00
ОТВОД ВЫХОД.КОМ.	25.16	4.410	0.000	1.960	0.08	0.29	0.00

АГРЕГАТ В СБОРЕ 9644.66

	X	Y	Z
КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС АГРЕГАТА В НАЧАЛЬНОЙ СИСТЕМЕ КООРДИНАТ,М:	2.479	-0.076	0.834

КООРДИНАТЫ Ц.М. ЭЛЕМЕНТОВ АГРЕГАТА ОТНОСИТЕЛЬНО ГЛАВНЫХ ЦЕНТРАЛЬНЫХ ОСЕЙ ИНЕРЦИИ,М:

ЭЛЕМЕНТ	МАССА	X	Y	Z
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ	3800.000	-1.497	-0.074	0.116
НАСОС	4185.000	1.236	0.076	-0.008
РАМА	1160.000	-0.269	0.076	-0.612
МУФТА	80.000	-2.129	0.076	0.122
РОТОР ЭЛЕКТРОДВ.	-	-1.611	0.076	0.122
РОТОР НАСОСА	-	1.272	0.076	0.122
ВХОДНОЙ КОМПЕН.	172.000	1.648	-0.875	-0.008
ВЫХОДНОЙ КОМП.	222.500	2.294	0.076	1.202
ОТВОД ВЫХОД.КОМ.	25.160	1.931	0.07[illegible]	1.1[illegible]

2.ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ МАСС

ЭЛЕМЕНТ	Ц.М.	ДО ГЛАВНЫХ ОСЕЙ ИНЕР.		МОМЕНТ ИНЕРЦИИ КГМ*М		
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ	0.137	1.502	1.499	763.490	10053.726	9803.235
НАСОС	0.076	1.236	1.238	547.615	8045.793	8069.726
РАМА	0.617	0.669	0.280	690.867	2829.667	2633.733
МУФТА	0.144	0.178	0.150	2.050	3.794	3.070
РОТОР ЭЛЕКТРОДВ.	0.144	1.616	1.613	-	-	-
РОТОР НАСОСА	0.144	1.284	1.281	-	-	-
ВХОДНОЙ КОМПЕН.	0.875	1.648	1.865	132.231	480.831	612.490
ВЫХОДНОЙ КОМП.	1.204	2.589	2,295	323.215	1525.799	1205.704
ОТВОД ВЫХОД.КОМ.	1.128	2.235	1.932	32.125	125,885	94.140

МОМЕНТЫ ИНЕРЦИИ АГРЕГАТА
ОТНОСИТЕЛЬНО ГЛАВ. ЦЕНТР. ОСЕЙ,КГМ*М: 2491.594 23065.498 22422.098

3.ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУД ВОЗБУЖДАЮЩИХ СИЛ И МОМЕНТОВ

ДЛЯ НАСОСА
ДИНАМИЧЕСКАЯ СИЛА В НАПРАВЛЕНИИ ОСИ Y,Z= 969.273 Н

ДЛЯ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ
ДИНАМИЧЕСКАЯ СИЛА В НАПРАВЛЕНИИ ОСИ Y,Z= 6397.205 Н

ДЛЯ МУФТЫ
ДИНАМИЧЕСКАЯ СИЛА В НАПРАВЛЕНИИ ОСИ Y,Z= 1279.441 Н

СУММАРНАЯ ДИНАМ. СИЛА ДЕЙСТВ. НА АГРЕГАТ В НАПРАВЛ. ОСИ Y,Z:8645.920 Н

АМПЛИТУДЫ ВОЗБУЖДАЮЩИХ МОМЕНТОВ В УСТАНОВИВ.РЕЖИМЕ
ОТНОСИТЕЛЬНО
ОСИ X: 1241.8168 НМ
ОСИ Y: 11810.4023 НМ
ОСИ Z: 11753.6807 НМ

ПРИБЛИЖЕННАЯ ВЕЛИЧИНА ПУСКОВОГО МОМЕНТА : 16086.024 НМ

ПРИБЛИЖЕННАЯ ВЕЛИЧИНА АВАРИЙНОГО МОМЕНТА : 98100.008 НМ

4.ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ

ВЫБРАННЫЙ ТИП АМОРТИЗАТОРОВ АКСС400И
КОЛИЧЕСТВО АМОРТИЗАТОРОВ=24
КОЛИЧЕСТВО КАСКАДОВ АМОРТИЗАТОРОВ=2

ХАРАКТЕРИСТИКИ АМОРТИЗАТОРОВ ТИПА АКСС400И

НОМ. НАГР.	ЖЕСТКОСТЬ, КН/М							ДОПУСТИМАЯ ДЕФОРМАЦИЯ, М	
PZ	СТАТИЧЕСКАЯ			ДИНАМИЧЕСКАЯ				ВЕРТ. НАПРАВ.	ГОРИЗ. НАПРАВ.
КГ	KXI	KYI	KZI	KXI	KYI	KZI			
400.0	2640.0	830.0	2840.0	3620.0	1270.0	5200.0		0.012	0.010

КООРДИНАТЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ:

X: -1.900 -1.700 -1.200 -1.000 -0.460 -0.260 0.260 0.460
1.000 1.200 1.700 1.900
Y: -0.747 0.747
Z: -0.870

СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ЖЕСТКОСТИ АМОРТИЗИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ

	KX	KY	KZ	KFX	KFY	KFZ
	КН*М			КН*М/рад		
СТАТИЧЕСКИЕ	31680.0	9960.0	34080.0	22786.3	64354.4	32981.6
ДИНАМИЧЕСКИЕ	43440.0	15240.0	62400.0	40587.3	112319.5	47656.7

5.ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА НА АМОРТИЗАТОРАХ

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА ПО ОСИ Z: 12.802 ГЦ

СОБСТВЕННАЯ ЧАСТОТА УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА ВОКРУГ ОСИ Z: 7.337 ГЦ

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ

	FZ	FOZ	FX*1	FX*2	FY*1	FY*2
СОБСТВЕН. ЧАСТОТА КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА ГЦ	12.80	7.34	11.11	10.68	20.31	6.33
ОТНОШЕНИЕ СОБСТВЕН. ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ К ЧАСТОТЕ ВОЗБУЖДАЮЩЕЙ СИЛЫ РАСЧЕТНОЕ	0.26	0.15	0.22	0.21	0.41	0.13
РЕКОМЕНДУЕМОЕ			=0.7			

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА

АМПЛИТУДА ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПО ОСИ Z : 0.9720104E-05

АМПЛИТУДА УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ АГРЕГАТА:

В ПЛОСКОСТИ XZ : 0.5527939E-05 РАД
В ПЛОСКОСТИ YZ : 0.6082214E-05 РАД
В ПЛОСКОСТИ XY : 0.5428169E-05 РАД

РАСЧЕТ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ И ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ЗАДАННЫХ ТОЧКАХ АГРЕГАТА.

N ТОЧКИ	НАИМЕНОВАНИЕ	КООРДИНАТЫ ТОЧЕК X	Y	Z
1.	ВХОДНОЙ ФЛАНЕЦ	1.975	-0.950	-0.648
2.	ВЫХОДНОЙ ФЛАНЕЦ	2.442	-0.100	1.242
3.	ВВОД КАБЕЛЯ ЭЛ.ДВ.	0.000	0.810	0.143

АМПЛИТУДА КОЛЕБАНИЙ ТОЧЕК ПО ОСИ X,Z И ПО ОСИ Y,Z В УСТАНОВИВ. РЕЖИМЕ

ТОЧКА 1	0.37634E-05 M	0.10918E-04 M	0.40048E-05 M	0.57781E-05 M
ТОЧКА 2	0.65509E-05 M	0.13499E-04 M	0.74262E-05 M	0.60822E-06 M
ТОЧКА 3	0.55336E-06 M	0.00000E+00 M	0.77927E-06 M	0.49266E-05 M

РАЗМАХ ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ

N ТОЧКИ	НАИМЕНОВАНИЕ	РЕЖИМ УСТАНОВИВШИЙСЯ	РЕЖИМ ПУСКОВОЙ	РЕЖИМ АВАРИЙНЫЙ
		ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ,М		
1.	ВХОДНОЙ ФЛАНЕЦ	0.17577E-04	0.1624E-02	0.9902E-02
2.	ВЫХОДНОЙ ФЛАНЕЦ	0.17236E-04	0.1759E-02	0.1073E-01
3.	ВВОД КАБЕЛЯ ЭЛ.ДВ.	0.50184E-05	0.1161E-02	0.7082E-02

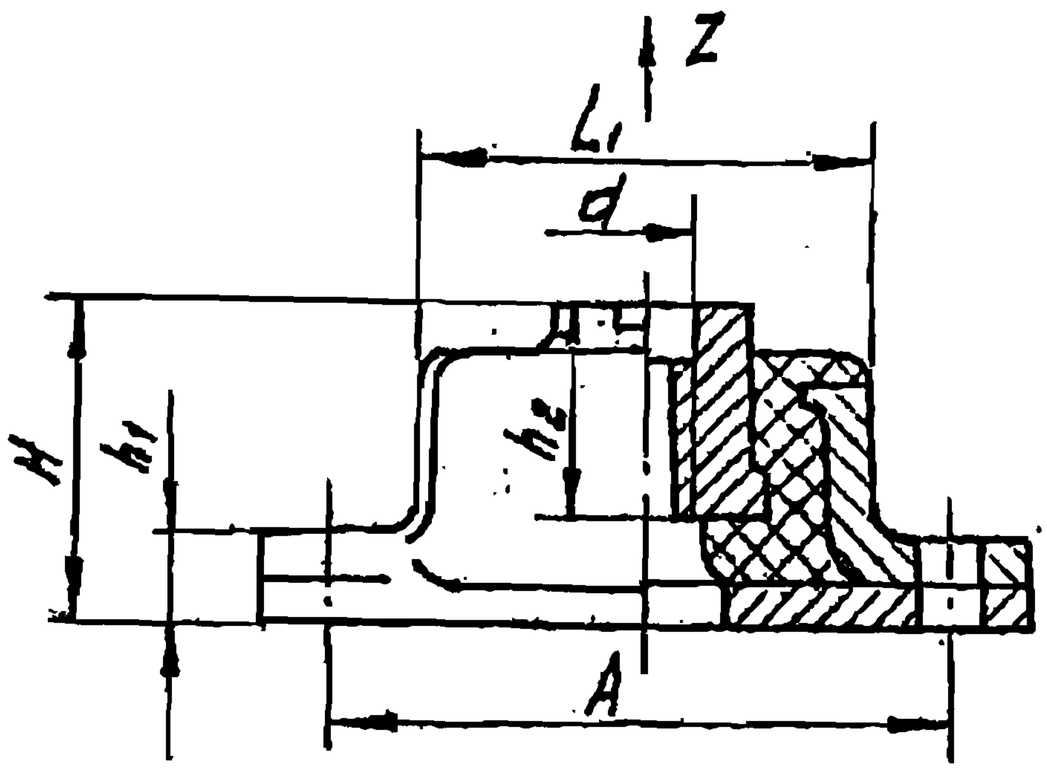
МАХ ДЕФОРМАЦИЯ АМОРТИЗАТОРОВ ПРИ ПУСКЕ = 0.10547E-02 M
МАХ ДЕФОРМАЦИЯ АМОРТИЗАТОРОВ ПРИ АВАРИИ= 0.64320E-02 M

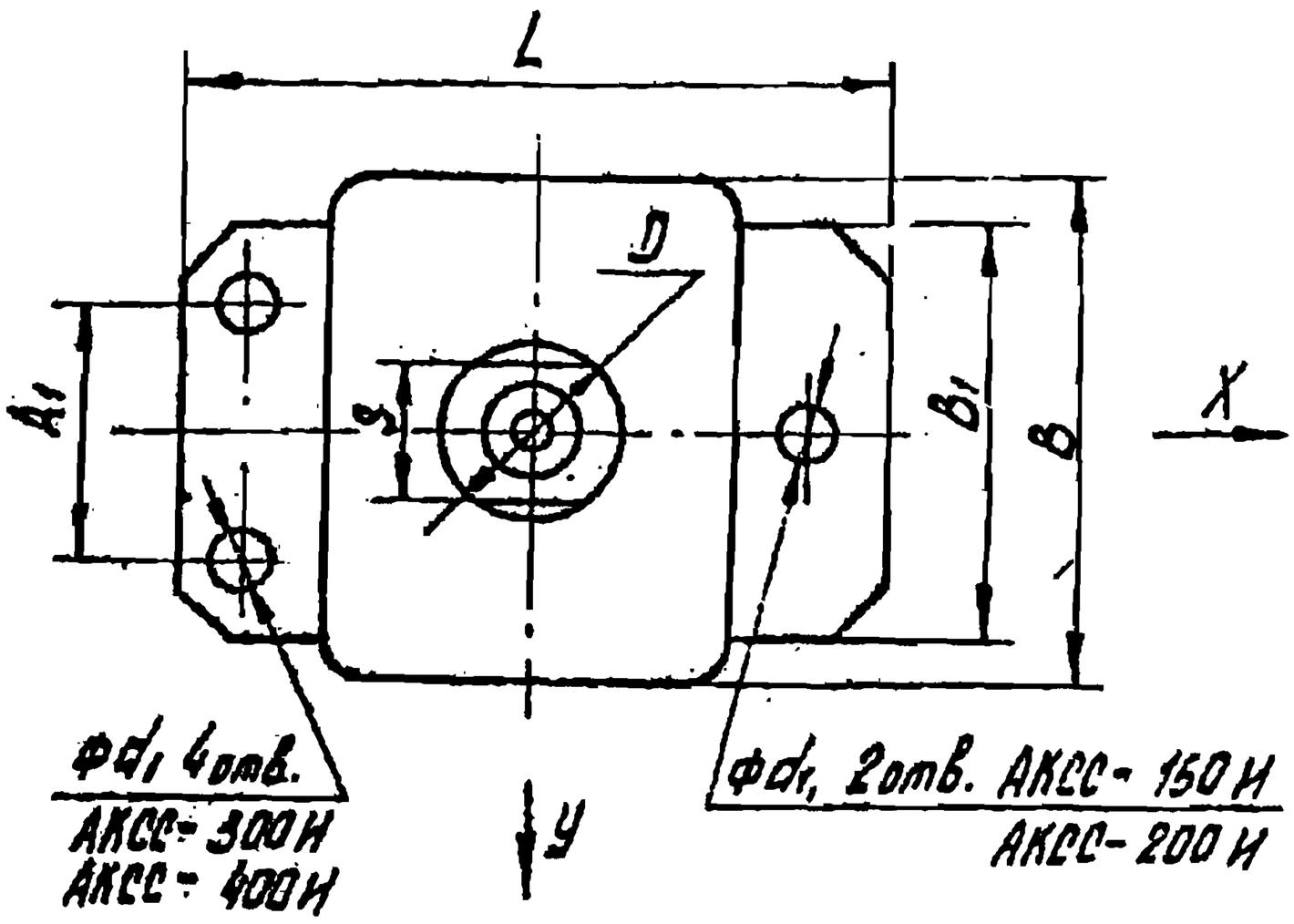
ДИНАМИЧЕСКАЯ СИЛА,ПЕРЕДАЮЩАЯСЯ НА ОСНОВАНИЕ БЛОКА

ВЫЧИСЛЕННАЯ ПО ФОРМУЛЕ 1= 606.534 Н
ВЫЧИСЛЕННАЯ ПО ФОРМУЛЕ 2= 618.393 Н

КОЭФФИЦИЕНТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ= 13,98 СООТВЕТСТВУЕТ ТРЕБУЕМОМУ

АМОРТИЗАТОРЫ АКСС -160И – АКСС-400И





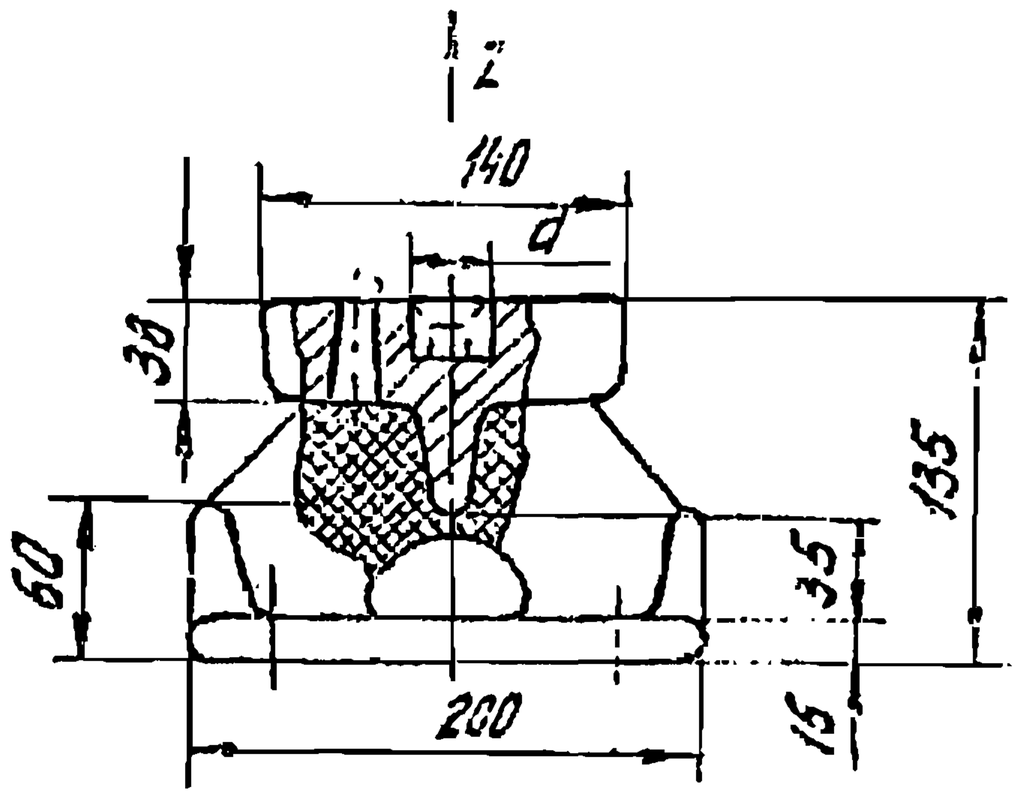
Типо-размер	Размеры в мм													Масса, кг
	A	A1	B	B1	D	d	d1	H	h1	h2	L	L1	S	
АКСС-160И	115		108	90	35	М18	13	60	12	42	145	81	32	2,0
АКСС-220И	120		118	100	40	М22	15	60	12	42	150	86	36	2,45
АКСС-300И	125	60	125	105	45	М24	15	65	13	47	165	88	41	3,0
АКСС-400И	140	65	130	110	50	М27	17	65	13	47	175	96	44	3,5

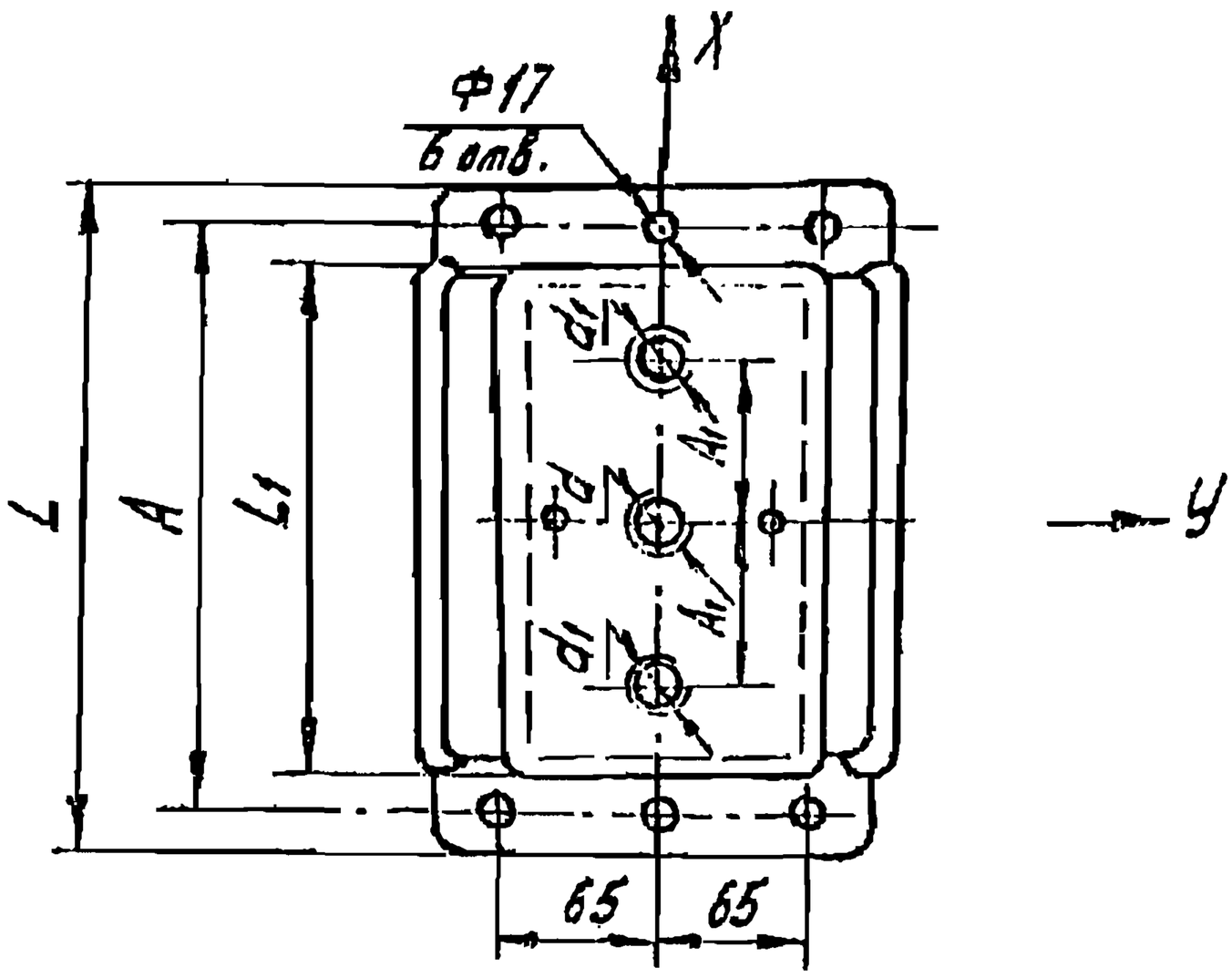
Технические характеристики амортизаторов АКСС-И

Типоразмер	Номинальные статические нагрузки в направлении осей X, Y, Z, Н (кГс)			Жесткости, соответствующие деформациям в направлении осей X, Y, Z, кН/м (кГс/см)						Деформация сжатия под номин. нагрузкой вдоль оси Z, мм	Величины свободного хода в направлении осей X, Y, Z, мм		
				статические			динамическое (вибрационные)						
	$P_z = P_{ном}$	P_x	P_y	K'_z	K'_x	K'_y	K_z	K_x	K_y		δ_z	δ_x	δ_y
АКСС-160И	1570 (160)	1470 (150)	686 (70)	1470 (1500)	930 (950)	346 (350)	2540 (2600)	1520 (1550)	590 (600)	1,0 ± 0,4	12	11	11
АКСС-220И	2160 (220)	1860 (190)	764 (80)	2250 (2300)	1760 (1800)	540 (550)	3920 (4000)	2640 (2700)	930 (950)	1,0 ± 0,4	12	10	10
АКСС-300И	2950 (300)	2060 (210)	880 (90)	2740 (2800)	1850 (1900)	780 (800)	3870 (3950)	2640 (2700)	1080 (1100)	1,1 ± 0,4	12	10	10
АКСС-400И	3920 (400)	2540 (260)	980 (100)	2840 (2900)	2660 (2700)	830 (850)	5200 (5300)	3620 (3700)	1270 (1300)	1,2 ± 0,4	12	10	10

Примечание: Динамические ударные жесткости могут быть приняты равными 2,5 $K'_{x,y,z}$ при деформации до 0,5 свободного хода

АМОРТИЗАТОРЫ А-600-П — А-2000-П





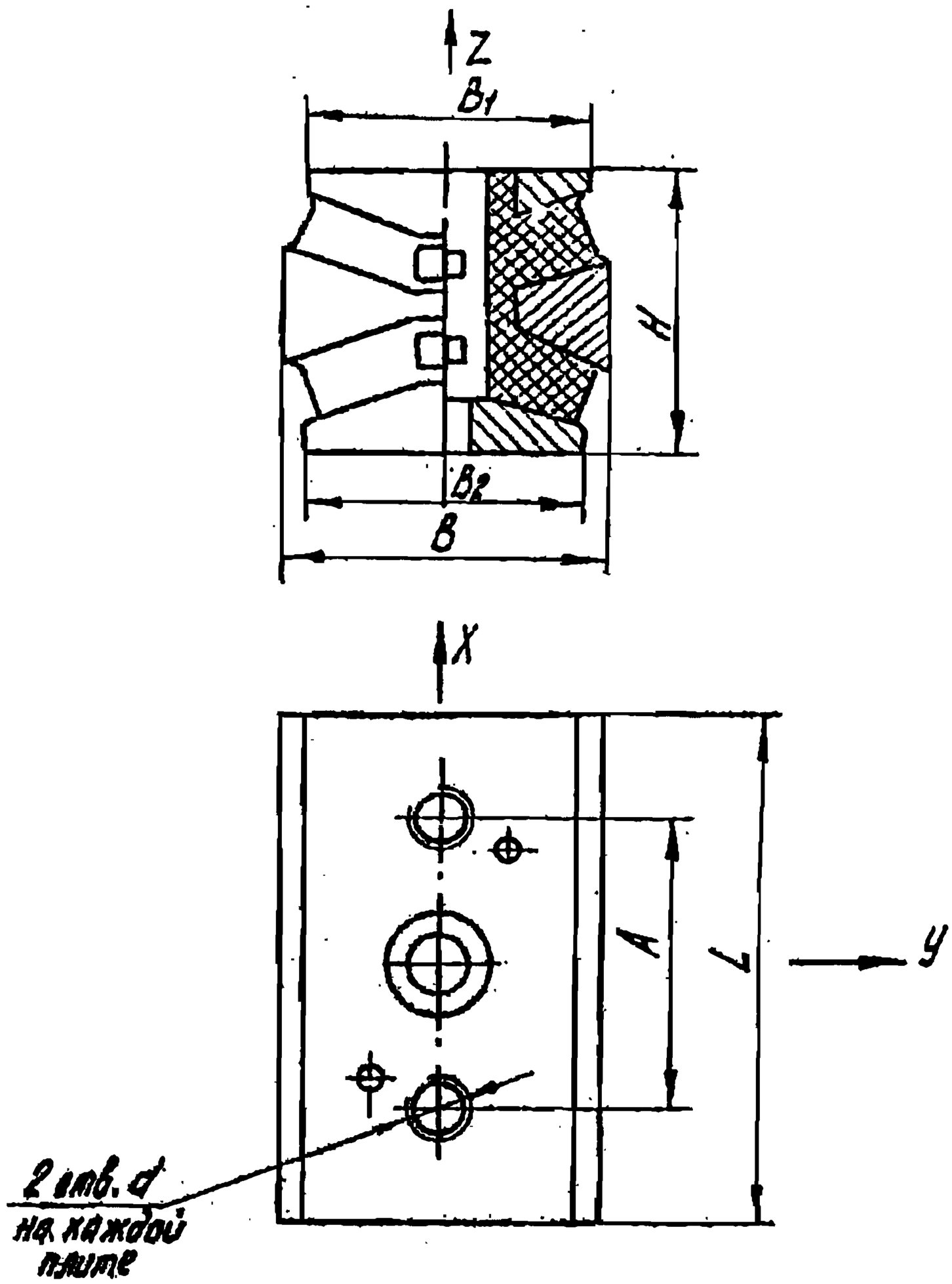
Типо-размер	A	A1	d	d1	L	L1	Масса, кг
	Размеры в мм						
А-600-П	130	—	М24	—	170	100	9,6
А-1200-П	190	40	—	М24	230	160	14,6
А-2000-П	250	70	М24	М24	290	220	

Технические характеристики амортизаторов А - 600 П — А - 2000-П

Типоразмер	Номинальные статические нагрузки, в направлении осей X, Y, Z, Н (кГс)			Жесткости, соответствующие деформациям в направлении осей X, Y, Z, кН/м (кГс/см)						Деформация сжатия под номин. нагрузкой вдоль оси Z, мм	Величина свободного хода, мм	
				статические			динамические (вибрационные)					
	$P_z = P_{ном.}$	P_x	P_y	K'_z	K'_x	K'_y	K_z	K_x	K_y		δ_z	$\delta_{x,y}$
А-600-II	5880 (600)	1470 (150)	4900 (500)	585 (700)	196 (200)	490 (500)	1080 (1100)	294 (300)	588 (600)	8,6 ± 2,2	32	22
А-1200-II	11760 (1200)	2940 (300)	8820 (900)	1370 (1400)	294 (300)	880 (900)	1760 (1800)	490 (500)	1176 (1200)	10,7 ± 2,8	32	28
А-2000-II	19600 (2000)	4900 (500)	14700 (1500)	2160 (2200)	440 (450)	1470 (1500)	2840 (2900)	835 (850)	1960 (2000)	9,0 ± 2,2	32	28

Примечание: Динамические ударные жесткости могут быть приняты равными 2,5 $K'_{x,y,z}$ при деформации до 0,5 свободного хода

АМОРТИЗАТОРЫ АПМ-800НП - АПМ-1700НП



Типо-размер	A	B	B1	B2	d	H	L	Масса, кг
	размеры в мм							
АПМ-800НП	110	135	130	110	М18	130	160	11,5
АПМ-1200НП	180	135	130	110	М20	130	240	19,8
АПМ-1700НП	180	145	135	125	М24	132	250	21,8

Технические характеристики амортизаторов АПМ – НП

Типоразмер	Номинальная статич. нагрузка в направлении оси Z, $P_{ном} = P_z$ Н(кГс)	Жесткости, соответствующие деформациям в направлении осей X, Y, Z, кН/м (кГс/см)						Деформация сжатия под номин. нагрузкой вдоль оси Z, мм	Величина свободного хода в направлении осей X, Y, Z, мм		
		статические			динамические, (вибрационные)						
		K_z	K_x	K_y	K_z	K_x	K_y		δ_z	δ_x	δ_y
АПМ-800НП	7840 (800)	1570 (1600)	147 (150)	127 (130)	2100 (2150)	216 (220)	196 (200)	5,6 ± 1,0	32	18	18
АПМ-1200НП	11750 (1200)	2543 (2600)	216 (220)	167 (170)	2940 (3000)	343 (350)	294 (300)	4,8 ± 0,8	32	18	18
АПМ-1700НП	16700 (1700)	5390 (5500)	412 (420	333 (340)	6080 (6200)	637 (650)	588 (600)	4,3 ± 0,7 / 3,6 ± 0,5	32	18	18

Примечание: Динамические ударные жесткости могут быть приняты равными 2,5 $K_{x,y,z}$ при деформации до 0,5 свободного хода

С О Д Е Р Ж А Н И Е

	Стр.
I. Общие положения	5
2. Подготовка исходных данных	6
3. Определение амплитуды динамических возбуждающих сил и моментов	I2
4. Определение параметров амортизирующего крепления	I5
5. Определение собственных частот колебаний агрегата	I7
6. Определение амплитуды колебаний агрегата	I8
7. Определение амплитуды динамических сил, передающихся через систему виброизоляции несущим конструкциям и трубопроводам БНС	2I
8. Определение коэффициента эффективности виброзащиты и коэффициента передачи структурного шума	22
9. Определение допустимых деформаций оснований блоков	22
I0. Проектирование системы виброизоляции	24
Литература	32
Приложение I. Пример расчета системы виброизоляции насосного агрегата ЦНС I80-I422 БКНС на ЭВМ СМ I420	33
Приложение 2. Амортизаторы АКСС-I60И - АКСС-400И	37
Приложение 3. Амортизаторы А-600-II - А-2000-II	39
Приложение 4. Амортизаторы АПМ-800НП - АМП-I70РНП	4I

Подписано к печати 17.05.88г.
Формат 60х60/46. Уч.-изд.л. 2,2. Тираж 100 экз.
Заказ 104

Ротапринт ВНИИСПТнефти