

**Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический
университет»**

**Н.В. Куцубина
В.В. Васильев**

**ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ ОДНОРОТОРНОГО АГРЕГАТА
С ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ СИЛОЙ**

Методические указания по дисциплине
«Теория виброзащиты и акустической динамики»
для студентов направления 151000 (15.03.02)
очной и заочной форм обучения

**Екатеринбург
2015**

Рекомендовано к опубликованию кафедрой технической механики и оборудования ЦБП, протокол № 2 от 7 октября 2015 г.

Рецензент профессор, д-р техн. наук

А.А. Санников

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Общие положения виброизоляции	4
2. Методика расчета виброизоляции однороторного агрегата с периодической возмущающей силой.....	6
3. Исходные данные для расчета	14
Литература.....	14

В авторской редакции

Подписано в печать	Формат 60x84	1/16
Плоская печать	Объем п.л.	Тираж
Заявка		

ВВЕДЕНИЕ

В развитии машиностроения имеет место общая тенденция - повышение рабочих параметров машин, увеличение единичной мощности машинных агрегатов. Эта тенденция в полной мере присуща технологическим машинам и оборудованию отраслей лесного комплекса. Увеличение рабочих параметров оборудования, снижение его удельной металлоемкости приводит к увеличению его виброактивности. Надежность эксплуатации машин неразрывно связана с их виброактивным состоянием, поскольку повышенная вибрация увеличивает динамические нагрузки на конструктивные элементы, интенсифицирует износ и повреждение машин и поддерживающих конструкций, нередко отрицательно воздействует на качественные показатели продукции.

В настоящих методических указаниях изложены сущность и методы виброизоляции машин, приведены теоретические основы виброизоляции, изложена методика расчета виброизоляции однороторного агрегата с периодической возмущающей нагрузкой.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ

1.1. Сущность и методы виброизоляции

Виброизоляция – это наиболее распространенный метод виброзащиты технологических машин и оборудования лесного комплекса [1]. Под виброизоляцией понимается метод виброзащиты, заключающийся в уменьшении передачи вибрации от источника возбуждения защищаемому объекту при помощи устройств, помещаемых между ними. Устройства, осуществляющие виброизоляцию, называются виброизоляторами.

Виброизоляция объектов осуществляется в двух вариантах:

опорном (рис.1,а), когда виброизоляторы расположены непосредственно под корпусом изолируемой машины или под жестким постаментом (фундаментным блоком), на котором укреплена машина;

подвесном, когда изолируемый объект подвешен на виброизоляторах, закрепленных выше подошвы постаментов и работающих на сжатие (рис.1,б) или растяжение (рис.1,в).

Если в изолируемом объекте преобладают горизонтальные возмущающие силы, то применяются схемы, при которых изолируемый объект крепится на тросах или стержнях с шарнирами к несущим строительным конструкциям (рис. 1,г). Эту схему виброизоляции применяют для объектов при низкочастотном воздействии.

Методы виброизоляции подразделяются:

по использованию дополнительного источника энергии на методы пассивной и активной виброизоляции;

по виду снижаемого динамического воздействия на методы силовой и кинематической виброизоляции;

по характеру динамического воздействия на методы виброизоляции при гармоническом импульсном (ударном) и случайном динамических воздействиях;

по виду виброизолируемого объекта на методы виброизоляции машин и оборудования, рабочих мест, строительных конструкций, составных частей машин, например валов;

по типу применяемых виброизоляторов - виброизоляция с простыми и составными виброизоляторами с последовательным, параллельным или комбинированным включением простых виброизоляторов.

Для виброизоляции в опорном варианте применяют следующие типы виброизоляторов:

виброизолирующие резинометаллические опоры;

резиновые виброизоляторы (коврики);

пневматические виброизоляторы;

виброизоляторы в виде пружин, а также в виде различных гидропневматических, металлических, торсионных и иных устройств.

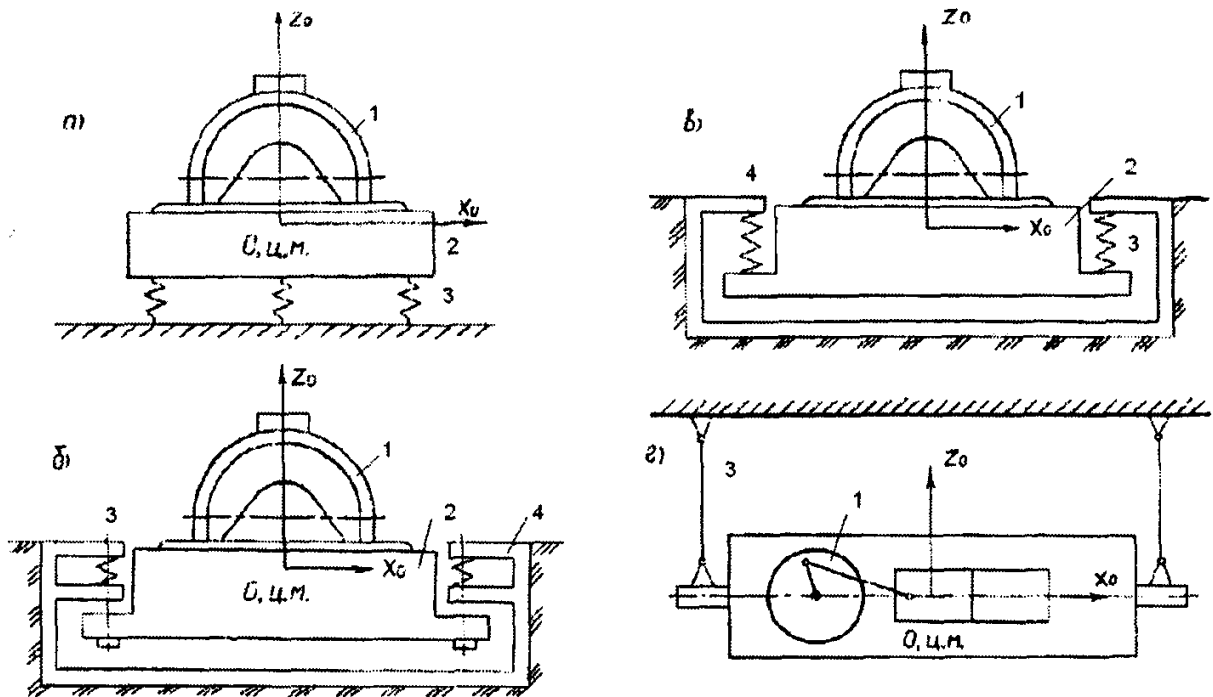


Рис. 1. Схема виброизоляции машин:

- а) опорный вариант; б) вариант с подвесными стержнями и пружинами, работающими на сжатие; в) подвесной вариант с пружинами, работающими на растяжение; г) подвесной вариант с шарнирными стержнями: 1- машина; 2 – постамент (фундаментальный блок); 3 – виброизоляторы; 4 – подфундаментный короб

При активной виброизоляции используются активные средства с управлением параметрами по динамическим характеристикам источника возбуждения колебаний и объекта виброзащиты, по допустимым значениям динамических характеристик объекта виброзащиты. Активные средства виброизоляции могут быть с постоянными и переменными параметрами.

Регулирование пассивных и управление активными средствами виброизоляции осуществляется изменением - в первом случае и регулированием - во втором случае характеристик инерционных, упругих или демпфирующих элементов, а также применением или регулированием кинематических характеристик направляющих устройств или механизмов преобразования движения инерционного элемента.

Наиболее распространенным и эффективным мероприятием по уменьшению вредной вибрации, передающейся строительным конструкциям и на рабочие места, является виброизоляция машин и оборудования, возбуждающих колебания, при которых динамическая нагрузка, передающаяся опорной конструкции, уменьшается в несколько раз. Колебания

конструкции уменьшаются. При правильно выполненной виброизоляции уменьшается также вибрация виброизолируемой машины. Для снижения вибрации машины до допустимых уровней в отдельных случаях применяют фундаментный блок, увеличивающий массу изолируемой установки.

Постамент или фундаментный блок под виброизолируемой машиной устраивают также в случаях, когда:

- корпус машины имеет недостаточную жесткость;
- размещение виброизоляторов непосредственно на корпусе машины конструктивно затруднено;
- изолируется агрегат, состоящий из отдельных машин на общем постаменте.

Для достижения эффекта виброизоляция должна быть рассчитана. Применение виброизоляции без расчетов может привести в отдельных случаях к увеличению вибрации машин и опорных конструкций.

1.2. Порядок расчета и размещение виброизоляторов

Виброизоляторы располагаются так, чтобы был удобен их монтаж, регулирование и замена, а также была бы возможность наблюдения за их состоянием в процессе эксплуатации. Для этого предусматриваются площадки обслуживания и проходы, обеспечивающие доступ ко всем виброisolяторам.

Виброизоляторы располагаются в плане симметрично относительно центра масс установки, обычно в 4-х точках по углам прямоугольника, т.е. так, чтобы центр жесткости находился на одной вертикали с центром масс установки. Это условие выполняется при симметричном расположении в плане одинаковых виброизоляторов относительно центра масс установки.

При проектировании виброизоляции машин целесообразно центр масс виброизолированной установки размещать ниже плоскости, проходящей по опорным поверхностям виброизоляторов. При расположении центра масс выше этой плоскости возможны интенсивные горизонтально-вращательные колебания. По этой причине подвесной вариант виброизоляции предпочтительней опорного. При совпадении центров масс и центров жесткости поступательные и поворотные колебания становятся независимыми.

Основными параметрами, характеризующими функциональные свойства виброизоляторов, являются их суммарный коэффициент жесткости и масса виброизолированной установки.

Требуемая масса виброизолированной установки определяется в зависимости от величины возбуждающих колебания сил и от допустимой амплитуды виброперемещений центра масс установки по формулам:

$$m_1 \geq m_в \frac{e}{[S_a]} \quad \text{или} \quad m_1 \geq F_a / (\omega^2 [S_a]), \quad (1)$$

где m_e – масса ротора;

e – удельный дисбаланс ротора;

$[S_a]$ – допустимая амплитуда виброперемещения центра масс установки;

F_a – амплитуда нормативной гармонической возмущающей силы.

Если масса машины меньше требуемой, необходимо увеличить ее до требуемого значения путем установки на железобетонной плите.

Необходимая величина суммарного коэффициента жесткости и виброизоляторов в вертикальном направлении определяется по формуле

$$K_z \leq m_1 \omega_{zo}^2, \quad (2)$$

где ω_{zo} – собственная частота вертикальных колебаний виброизолированной установки.

По суммарному коэффициенту жесткости K_z находится требуемый коэффициент жесткости отдельного упругого элемента (виброизолятора):

$$K_{z6} = K_z / n, \quad (3)$$

где n – количество виброизоляторов.

Затем выбирается тип и конструктивное исполнение виброизоляторов, их размещение, находятся суммарные коэффициенты жесткости всех виброизоляторов при горизонтальном и поворотном смещениях виброизолированной установки.

После выбора виброизоляторов производится проверочный расчет виброизолированной установки, который заключается в определении:

собственных частот колебаний виброизолированной установки;

амплитуд вынужденных колебаний виброизолированной установки;

динамических нагрузок, передающихся на поддерживающие конструкции, и в ряде случаев, амплитуд колебаний поддерживающей конструкции.

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОДНОРОТОРНОГО АГРЕГАТА С ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ВОЗМУЩАЮЩЕЙ СИЛОЙ

При виброизоляции однороторного машинного агрегата (рис.2) решаются следующие задачи:

- снижение динамических нагрузок от машины на поддерживающие конструкции (фундамент, междуэтажное перекрытие, строительную конструкцию);

- уменьшение параметров вибрации агрегата на уровне подшипниковых опор ротора.

Первая задача решается подбором количества и коэффициентов жесткости виброизоляторов, их размещением под машиной или виброизолированным блоком, на котором устанавливается машина. При решении второй задачи подбирается масса виброизолированного блока, обеспечивающего уменьшение вибрации до допустимых уровней.

Исходные данные для расчета

Частота вращения ротора машины при установившемся движении n , об/мин;

масса ротора машины m_p , кг;

расстояние между опорами l_B , м.

По заданным исходным данным определяются:

масса машинного агрегата $m_M \approx 5 m_p$;

расчетные габаритные размеры виброизолированного блока (рис. 3)

$a \approx 1,5 l_B$; $b \approx 0,6 a$; $h_F \approx 0,8 b$; $h_\Phi \approx 0,4 b$; $h_C \approx 0,8 h_\Phi$.

Все размеры округлить.

По частоте вращения ротора n , об/мин, по табл. 1 принимаются допустимая амплитуда виброперемещений машинного агрегата на подшипниковых опорах $[S_a]$, мкм, и степень точности балансировки

Таблица 1

Допустимая амплитуда виброперемещений
и степень точности балансировки ротора

n, об/мин	≤ 500	600...<750	750...<1000	1000...2000	≥ 2000
[S _a], мкм	250	160	100	63	40
Степень точности балансировки	8..9	7	6	5	3..4

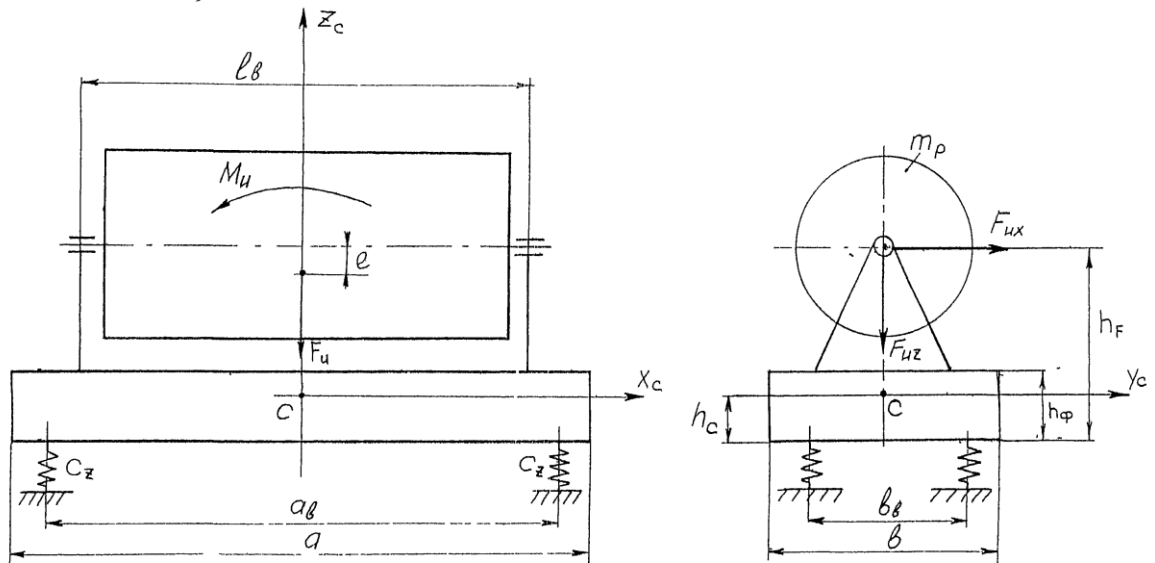


Рис. 2. Схема однороторного агрегата

По степени точности балансировки ротора по табл.2 находится произведение $[e\omega]$ удельного дисбаланса ротора e , мм, на максимальную угловую частоту вращения ротора ω , рад/с.

Таблица 2

Степень точности балансировки ротора и значения $[e\omega]$

Степень точности балансировки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$[e\omega]$, мм рад/с	0,4	1,0	2,5	6,25	16,0	40	100	250	625

Методика расчета

1. Определение сил, возбуждающих колебания машины

1.1. Угловая скорость вращения ротора ω , рад/с,

$$\omega = \pi n/30 .$$

1.2. Удельный дисбаланс ротора

$$e = [e\omega]/\omega.$$

1.3. Расчетная динамическая нагрузка на корпус машины от центробежных сил инерции неуравновешенных масс ротора F_H , Н,

$$F_H = k_3 m_p e \omega^2,$$

где $k_3 = 2,5 \dots 4,0$ – коэффициент запаса, учитывающий возможность увеличения неуравновешенности.

m_p – масса ротора.

1.4. Расчетный динамический момент от центробежных сил инерции неуравновешенных масс, действующий на корпус машины M_H , Н·м,

$$M_{И} = 0,25 k_3 m_p e \omega^2 \ell_B,$$

где ℓ_B – расстояние между опорами ротора, м.

2. Предварительный подбор параметров виброизоляции и размещение виброизоляторов

2.1. Масса фундаментного блока совместно с массой машины

$$m_{\Phi} \geq k_3 \frac{m_p e}{[S_a]}, \text{ но не менее } m_M,$$

где $[S_a]$ – допустимая амплитуда вертикальных виброперемещений машины, регламентируемая нормами.

2.2. Моменты инерции виброизолированной установки относительно осей X_C и Y_C , проходящих через центр масс установки $\Theta_{CX,Y}$, кг·м²,

$$\Theta_{CX} \approx 2 m_{\Phi} \frac{b^2 + h_{\Phi}^2}{12}; \quad \Theta_{CY} \approx 1,5 m_{\Phi} \frac{a^2 + h_{\Phi}^2}{12}.$$

2.3. Радиусы инерции масс $r_{CX,Y}$, м,

$$r_{CX} = \sqrt{\Theta_{CX}/m_{\Phi}}; \quad r_{CY} = \sqrt{\Theta_{CY}/m_{\Phi}}.$$

2.4. Требуемая собственная частота вертикальных колебаний фундаментного блока ω_{OZ} , рад/с

$$\omega_{OZ} \leq \omega/4.$$

2.5. Требуемый суммарный коэффициент жесткости виброизоляторов в вертикальном направлении $\sum K_{zi}$, Н/м

$$\sum_{i=1}^N K_{zi} = \omega_{OZ}^2 m_{\Phi}.$$

2.6. Требуемый коэффициент жесткости одного виброизолятора

$$K_{zi} = \sum_{i=1}^N K_{zi} / N,$$

где N – число виброизоляторов.

2.7. Суммарные коэффициенты жесткости виброизоляторов в горизонтальных направлениях $\sum K_{X,Y,i}$, Н/м

$$\sum_{i=1}^N K_{xi} = \sum_{i=1}^N K_{yi} = (0,5 \dots 0,8) \sum_{i=1}^N K_{zi}.$$

Пример размещения виброизоляторов ($N = 4, 6, 8, 10$) приведен на рис. 3.

2.8. Суммарные коэффициенты угловой жесткости виброизоляторов $K_{\phi X,Y}$, Н·м/рад

$$K_{\phi X} = \sum_{i=1}^N (K_{zi} y_i^2); \quad K_{\phi Y} = \sum_{i=1}^N (K_{zi} x_i^2).$$

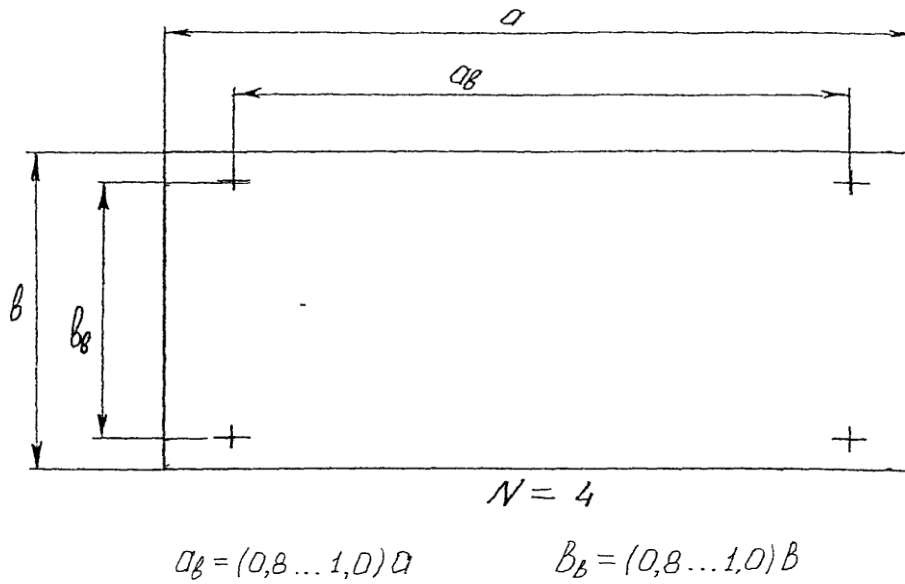


Рис. 3. Схема размещения виброизоляторов

3. Определение собственных частот колебаний виброизолированной установки

1) в вертикальном направлении ω_{OZ} , рад/с

$$\omega_{OZ} = \sqrt{\Sigma K_{zi} / m_{\phi}} ;$$

2) в горизонтальных направлениях ω_{OX} , ω_{OY} , рад/с

$$\omega_{OX} = \omega_{OY} = \sqrt{\Sigma K_{xi} / m_{\phi}} ;$$

3) поворотных относительно оси X_C $\omega_{O\phi X}$, рад/с

$$\omega_{O\phi X} = \sqrt{\frac{K_{\phi x}}{m_{\phi} h_c^2 + \Theta_{cx}}} ;$$

4) поворотных относительно оси Y_C $\omega_{O\phi Y}$, рад/с

$$\omega_{O\phi Y} = \sqrt{\frac{K_{\phi y}}{m_{\phi} h_c^2 + \Theta_{cy}}} ;$$

5) главных горизонтально-вращательных колебаний виброизолированного блока относительно осей X_C и Y_C

$$\lambda_{1,2x}^2 = \frac{\omega_{Oy}^2 (1 + h_c^2 / r_{cy}^2) + \omega_{O\phi x}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{Oy}^2 (1 + h_c^2 / r_{cy}^2) + \omega_{O\phi x}^2}{2} \right)^2 - \omega_{Oy}^2 \omega_{O\phi x}^2} ;$$

$$\lambda_{1,2y}^2 = \frac{\omega_{ox}^2 (1 + h_c^2 / r_{cx}^2) + \omega_{ofy}^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_{ox}^2 (1 + h_c^2 / r_{cx}^2) + \omega_{ofy}^2}{2} \right)^2 - \omega_{ox}^2 \omega_{ofy}^2}.$$

Проверка найденных частот по неравенствам:

$$\frac{\omega}{\omega_{oz}} \geq 4,0; \quad \frac{\omega}{\lambda_{1x}} \geq 3,0; \quad \frac{\omega}{\lambda_{1y}} \geq 3,0;$$

$$\lambda_{2x} \neq (0,7 \dots 1,3) \omega; \quad \lambda_{2y} \neq (0,7 \dots 1,3) \omega.$$

Если эти неравенства не удовлетворяются, следует уменьшить жесткость виброизоляторов.

4. Определение амплитуд виброперемещений подшипниковых опор ротора

1) вертикальных колебаний относительно центра масс S_{azc} , м

$$S_{azc} = \frac{F_{и}}{m_{\phi} \omega^2 - \sum K_{zi}};$$

2) горизонтальных колебаний центра масс вдоль оси Y_C S_{ayc} , м

$$S_{ayc} = \frac{F_{и}}{m_{\phi} \omega^2 - \sum K_{xi}};$$

3) вращательных колебаний относительно оси X_C $S_{a\phi x}$, рад

$$S_{a\phi x} = \frac{F_{и} (h_F - h_c)}{\Theta_{cx} \omega^2 - K_{\phi x}};$$

4) вращательных колебаний относительно оси Y_C $S_{a\phi y}$, рад

$$S_{a\phi y} = \frac{M_{и}}{\Theta_{cy} \omega^2 - K_{\phi y}};$$

5) вертикальных колебаний подшипниковой опоры $S_{azп}$, м

$$S_{azп} = S_{azc} + S_{a\phi y} \frac{\ell_b}{2} \leq [S_a];$$

6) горизонтальных колебаний подшипниковой опоры $S_{ayп}$, м

$$S_{ayп} = S_{ayc} + S_{a\phi x} (h_F - h_c) \leq [S_a].$$

Если эти неравенства не удовлетворяются, следует увеличить массу фундамента m_{ϕ} .

5. Определение динамических нагрузок на поддерживающую конструкцию

- 1) амплитуды силы в вертикальном направлении F_z , Н

$$F_z = S_{azc} \Sigma K_{zi};$$

- 2) амплитуды силы F_y , Н, в горизонтальном направлении по оси Y_C

$$F_y = (S_{ayc} - h_c S_{a\phi x}) \Sigma K_{yi};$$

- 3) амплитуды силы F_x , Н, в горизонтальном направлении по оси X_C

$$F_x = (S_{axc} - h_c S_{a\phi y}) \Sigma K_{xi}; \quad S_{axc} = 0;$$

- 4) амплитуды момента сил M_y , Н м, относительно оси Y_C

$$M_y = S_{a\phi y} K_{\phi y};$$

- 5) амплитуды момента сил M_x , Н м, относительно оси X_C

$$M_x = S_{a\phi x} K_{\phi x}.$$

6. Определение коэффициентов уменьшения динамических нагрузок, достигаемых при виброизоляции

- 1) в вертикальном направлении

$$\alpha_z = F_n / F_z;$$

- 2) в горизонтальном направлении по оси Y_C

$$\alpha_y = F_n / F_y;$$

- 3) моментов сил относительно направления X_C

$$\alpha_{\phi x} = F_n h_F / M_x;$$

- 4) моментов сил относительно направления X_y

$$\alpha_{\phi y} = M_n / M_y.$$

7. Сделать выводы по расчету.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

№ варианта	частота вращения ротора n , об/мин	масса ротора машины m_p , кг	расстояние между опорами l_B , м
1	333	1600	3,2
2	360	1600	3,2
3	400	1600	3,2
4	460	1200	3,0
5	500	1200	3,0
6	600	1200	3,0
7	750	800	2,8
8	800	800	2,8
9	900	800	2,8
10	1000	800	2,8
11	1200	600	2,8
12	1500	600	2,5
13	1800	600	2,5
14	2000	600	2,5
15	2500	500	2,0
16	2800	500	2,0
17	3000	500	2,0
18	3600	500	2,0
19	4000	400	2,0
20	3000	400	2,0
21	2600	400	2,0
22	1600	400	2,0
23	1600	500	2,5

ЛИТЕРАТУРА

1. Куцубина, Н.В., Санников, А.А. Теория виброзащиты и акустической динамики машин: учебное пособие / Н.В. Куцубина, А.А. Санников. – Екатеринбург: Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2014. - 167 с. Режим доступа: <http://elar.usfeu.ru/>.