Федеральное агентство по образованию

Пермский государственный технический университет

**Курсовая работа**

**Механические вибраторы строительных и дорожных машин**

**1 Задание на проектирование**

Спроектировать виброблок с дискретно-регулируемой (от min до max) возбуждающей (возмущающей) силой, имеющей следующие параметры:

1.1 Максимальная возбуждающая сила Pmax=4000 H =4 kH

1.2 Конструктивная схема виброблока № Г

1.3 Тип корпуса подшипника виброблока Ц

1.4 Форма дебалансного элемента № 6

1.5 Привод виброблока – асинхронный электродвигатель. Синхронная

частота вращения ротора электродвигателя 3000 об/мин

1.6 Частота вращения дебалансного вала виброблока n=2000об/мин

1.7 Глубина регулирования возмущающей силы виброблока Грег=80%

Грег= Pmin=Pmax(1-Грег)=4(1-0.80)=0.8 kH



* 1. Время необходимое для изменения (регулирования)возмущающей силы виброблока не менее 5 минут
  2. Дебалансный вал виброблока должен быть закрыт быстросъемным защитным кожухом
  3. Опоры дебалансного вала расположить на общей соединительной пластине, предназначенной для крепления виброблока на объекте использования

**2 Принципиальная схема и расчет элемента виброблока**



**Форма дебалансного виброблока**



**Принципиальная схема элемента виброблока**

**2 Расчеты**

2.1 Выбор материала деталей. Вал виброблока и дебалансный элемент выполняем из стали 45.

* 1. Определить размеры поперечного сечения вала виброблока

Fвал=πd2/4=РmaxnE/[Tср] – площадь сечения вала

nE –суммарный коэффициент запаса прочности (nE2.5)



[Tср]–допускаемые напряжения при срезе [Tср] <65МПа=650 ктс/см2

Fвал=4000·2.5/65·106=0.0001538 м2 =1.538 см2

Диаметр расчетного сечения d== 1,4см = 14 мм



* 1. Выбрать подшипники качения опор виброблока из расчета≥3000часов непрерывной работы.

Ln-долговечность работы подшипника Ln=106/60n(c/Rэ) γ

n-число оборотов вала виброблока (n=2000об/мин)

Rэ - эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, которая в первом приближении Rэ =(1…1,5)Рmax=1.2·4000=4800 Н

γ-показатель степени (γ=3 для шариковых подшипников)

с- табличная грузоподъемность подшипника.

В результате подбора удовлетворяющим условию оказывается подшипник 1311, средняя серия:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | | | Шарики | | | | nпред,об/мин,  при смазке | | Масса,кг  типов | d2,  наим. | D2,  наиб. |
| dк | D | B | r | α0 | Dw | z | C | Co | плас-тичной | жид-кой | 1000 или 111000 |
| 55 | 120 | 29 | 3,0 | 9 | 15,08 | 15 | 40600 | 22900 | 4000 | 5000 | 1,58 | 64,4 | 111 |

2.4 Определить мощность приводного электрического двигателя

N= kн.п\*fРmax πdкn/η , [Вт]

kн.п = (1÷1,5) – коэффициент неучтенных потерь, f = 0,01 – коэф. трения качения, dк –диаметр отверстия внутреннего кольца (d=0.055 м; η=0.94; π=3.14; Pmax=4000 H; n=2000об/мин=50об/с)

N=0.01\*4000\*3.14\*0.055\*50/0.94=294 Вт=0.294 кВт

Возьмем электродвигатель асинхронный трехфазной серии 4А с синхронной частотой вращения 3000 об/мин

4А63А2У N=0.37 кВт n=2770 об/мин

2.5 Спроектировать дебалансный элемент, имеющий, при данной форме и размерах, максимальную величину радиальной координаты центра масс. При проектировании считаем Rd/d03,



где d0- диаметр вала в месте установки дебаланса

d0=65 мм Rd=75 мм

Координату центра масс определяем с помощью подвеса натуральной модели дебаланса на оси, не совпадающей с центром масс: Rц=12мм

* 1. Спроектируем опоры качения виброблока, состоящие из корпуса подшипника и уплотнительных устройств. Корпус подшипника цельный, имеет лапы для крепления.

Уплотнительные устройства - резиновые армированные манжеты ГОСТ 8752-85 (без пыльника).

dВ = dк + 5=60 мм

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| диаметр вала, dВ мм | наружный диаметр, мм | ширина, В мм |
| 60 | 85 | 12 |

Смазку для подшипников возьмем солидол жировой (ГОСТ 1033- 79).

* 1. Составим расчетную схему.

Определим расстояние между опорами L(2030).



L(2030)= (2030)=383,2 мм.



Расстояние м/у опорами L=220мм.

Определить реакции опор :

МВ=0 : Р1\*l1 - RВ \*(l1+l2) + Р2\*(l1+l2+ l3) =0



RВ = (Р2\*(l1+l2+ l3) +Р1\*l1 )/ (l1+l2) =(3,2\*(l1+l2+ l3) +Р1\*l1 )/ (l1+l2)=

=(3,2\*0,3+0,8\*)/0,22=4,76кН

МА=0: RА \*(l1+l2)- Р1\*l2 + Р2\* l3 =0



RА=( Р1\*l2 -Р2\* l3)/ (l1+l2) =(0.8\*0.11-3.2\*0.08)/0,22=-0,76 кН

Проверка: Рmax+ RА+RB=0

-4000+4760-760=0

0=0 , то есть реакции определены верно.

Выполняем проверку долговечности подшипников Rэ=V\*R\*kб\*kt

V=1- коэф. вращения, kб=(1÷1,2) – коэф. безопасности, kt – температурный коэф.

Rэ=1\*4760\*(1÷1,2)\*1 ≈4800

Повторим расчет подшипников на долговечность:

Ln=106/60·2000(40600/4800)3=5042.8 часов

Подобранный подшипник подходит, так как полученная долговечность больше требуемой (3000 часов).



2.8 Спроектируем фрагмент клиноременной передачи.

Подбираем ведомый шкив, зная диаметр ведущего шкива и число оборотов в минуту электродвигателя и виброблока, т.к. линейная скорость ремня приводного и ведущего шкива одинаковы, =>

; ;



; ;



мм,



мм, => диаметр ведомого шкива равен 140 мм.



2.9 Рассчитаем, подберем и установим крепежные болты (4шт.)

Рассчитаем наиболее нагруженный болт из условия, что нагрузка на него не будет превышать Pmax=4000 H

σ=P/F[σ], где [σ]=160 мПа



F=4000/160·106=25·10-6м2= 25 мм2

d==5,7 мм , тогда принимаем болты М10



* 1. Рассчитываем массу дебалансного элемента.

Pmax=mω2R => m= Pmax/ω2R - масса дебаланса.

Угловая скорость вращения дебаланса

ω=πn/30=3.14·2000/30≤209,34 рад/мин

Rц - расстояние от оси вращения дебалансного вала до центра масс дебаланса (R=12мм).

кг,кг.



Площадь дебаланса F=117 см2 , плотность материала дебаланса ρ=7800кг/м3. Зная площадь дебалансного элемента, его массу и плотность стали, определим толщину диска:

,



,



,.



* 1. Составим график величины и направления возмущающей силы виброблока в зависимости от углового положения сменных дебалансных элементов.



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Q1=Pmin | Q2 | Q3 | Q4 | Q5= Pmax |
| 800 | 1600 | 2400 | 3200 | 4000 |

Q= F1+F2\*cosα; , где F1=F2=2400 Н



,



,



,



,



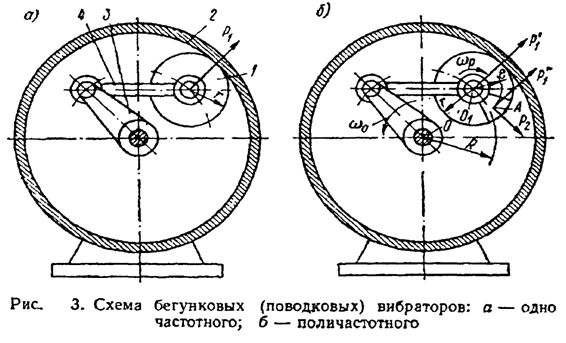
,



**3 Схемно–конструктивный анализ вибровозбудителей бегункового (поводкового) одночастотного и поличастотного вибратора**

В дебалансных вибраторах центробежная сила дебалансов полностью передается на подшипники вала вибратора. С целью разгрузки подшипников предложена, конструкция бегункового вибратора (рис. 3). Здесь дебаланс 1, выполненный в виде цилиндрического ролика радиусом r, катится по внутренней поверхности беговой дорожки 2. Движение к ролику от водила 3 передается через специальный поводок 4. Центробежная сила P1, возникающая при вращении водила, передается непосредственно на корпус виброэлемента. Подшипники ролика нагружены только тем усилием, которое необходимо для преодоления сопротивления перекатыванию его по беговой дорожке.

В случае применения дебалансных роликов (рис. 3, б) возникают две центробежные силы различной частоты. Одна возбуждающая сила развивается вследствие вращения ц. т. ролика относительно оси О , а вторая - ввиду вращения ролика относительно своей оси О1. Движение, ролика в этом случае можно представить состоящим из поступательного вместе с центром ролика и вращательного относительно этого центра.



При поступательном движении центробежная сила изменяется с частотой вращения водила ω0, (рис. 3, б). Ее амплитудное значение определяется из выражения

P1=P1′+P1′′=(M+m)Rω02

где P′1- составляющая центробежной силы от массы М, сосредоточенной в точке O1, Н ; р′′1 - составляющая центробежной силы от массы m приложенной в ц.т. дебаланса (в точке А), Н; М - масса уравновешенной части ролика, кг; m масса дебаланса ролика, кг; R - радиус вращения центра ролика, м.

Вторая сила, изменяющаяся с частотой ωр, возникает вследствие вращения неуравновешенного ролика вокруг своей оси:

P2=m∙e∙ωp2

где е - эксцентриситет дебалансной части ролика, м; ωр - угловая скорость вращения ролика, c-1:

ωр=R / r ∙ω0

При установке нескольких дебалансных роликов различного диаметра результативная возмущающая сила равна геометрической сумме составляющих возмущающих сил. Большое значение при этом имеют начальные углы установки дебалансных роликов.

В существующих конструкциях поличастотных бегунковых (поводковых) вибраторов дебалансные ролики свободно перекатываются по беговой дорожке только за счет сил трения. Уменьшение сил трения при вибрации, чему способствует наличие масла в корпусе вибратора, силы инерции при пуске, а также противодействующий момент дебалансной части создают условия для проскальзывания ролика относительно беговой дорожки. Это вызывает уменьшение частоты вращения ролика и в некоторых случаях его остановку. Наличие скольжения изменяет характер результативной возмущающей силы, делает ее переменной и не позволяет иметь стабильный режим вибрации. Параметры бегунковых поличастотных вибраторов необходимо выбирать, с учетом отсутствия отрыва и скольжения ролика. При заданных параметрах необходимо создавать условия, при которых коэффициент трения ролика по беговой дорожке корпуса вибратора будет больше минимального.

**Литература**

1. Механические вибраторы строительных и дорожных машин. Под редакцией В.П. Шардина.

2. Курсовое проектирование деталей машин. Под редакцией А.Е. Шейнблита.