

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗБУДИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Вакуленко Р.А.

Кременчугский государственный политехнический университет

Введение. В настоящее время наибольшее применение в вибрационных машинах для уплотнения строительных материалов получили центробежные вибровозбудители колебаний кругового и направленного действия. Недостатком известных вибровозбудителей является то, что при необходимости создания высокочастотных колебаний с большой возмущающей силой, эти вибровозбудители имеют сложную конструкцию из-за большого количества дебалансных валов, подшипников, соединительных валов и синхронизаторов, и как правило быстро выходят из строя.

Этих недостатков лишен предлагаемый вибровозбудитель колебаний бегункового типа, который можно использовать в вибрационной машине как малой, так и большой технологической загрузки. Применение такого вибровозбудителя позволяет значительно упростить конструкцию вибрационной машины и повысить ее надежность.

Цель работы. Основной целью проведенных в данной работе исследований является определение рациональных параметров вибрационного возбудителя колебаний бегункового типа.

Материал и результаты исследования. На рис. 1 представлена конструкция бегункового вибрационного возбудителя колебаний, выполненного в виде корпуса (1), в котором жестко закреплена ось (2). На оси смонтирован дебаланс, выполненный в виде кольца (3) с двумя беговыми дорожками, и поддерживаемый при помощи роликов (4), установленных на осях (5), которые закреплены на диске шкива (6). В качестве роликов (4) используются радиальные шарикоподшипники, контактирующие с одной из беговых дорожек кольцевого дебаланса (3). Оси (5) выполнены эксцентричными для удобства монтажа кольца. Во избежание осевого смещения на беговой дорожке кольцевого дебаланса выполнена трапецевидная канавка, а на беговой дорожке неподвижной оси направляющий бурт соответствующего профиля.

Работа вибровозбудителя осуществляется следующим образом. Электродвигатель посредством клиноременной передачи вращает шкив (6) с закрепленными на нем роликами (4), которые приводят во вращение кольцевой дебаланс (3), который вращаясь вокруг неподвижной оси создает возмущающую силу.

Для определения абсолютной угловой скорости кольцевого дебаланса воспользуемся расчетной схемой, приведенной на рис. 2.

Абсолютное движение кольцевого дебаланса (3) представляет собой вращение вокруг мгновенной оси, проходящей через мгновенный центр скоростей кольцевого дебаланса (3) – точку Р сопри-

касания кольцевого дебаланса (3) и неподвижной оси (2). Это вращение можно разложить на два составляющих вращения: переносное вращение вместе со шкивом (6) с угловой скоростью (3) $W_3^e = W_6$ вокруг оси перпендикулярной плоскости чертежа и проходящей через точку P_e и относительное вращение по отношению к шкиву вокруг оси, проходящей через геометрический центр кольцевого дебаланса P_r с угловой скоростью W_3^r .

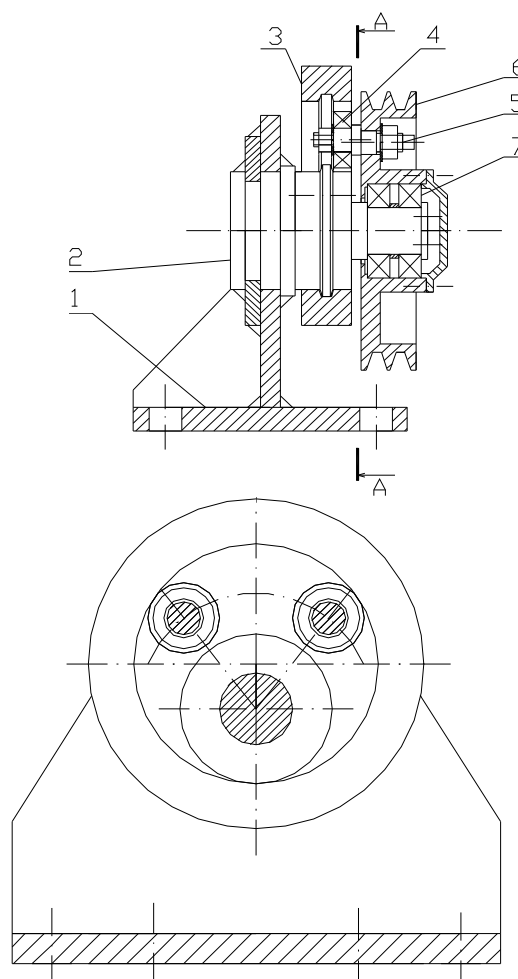


Рисунок 1 - Схема бегункового вибрационного возбудителя колебаний: 1 – корпус; 2 – неподвижная ось; 3 – кольцевой дебаланс; 4 – ролик; 5 – эксцентричная ось; 6 – шкив, 7 – шарикоподшипник

Абсолютная скорость любой точки кольцевого дебаланса (3), совершающего составное движение, равна геометрической сумме ее относительной и

переносной скоростей:

$$\bar{V} = \bar{V}_e + \bar{V}_r. \quad (1)$$

Так как переносная скорость мгновенного центра скоростей P_e равна нулю, то его абсолютная скорость V_{Pe} равна относительной скорости, которая определяется как вращательная вокруг центра P_r :

$$V_{Pe} = P_r P_e W_r. \quad (2)$$

Вектор скорости \bar{V}_{Pe} направлен перпендикулярно к отрезку $P_r P_e$ в сторону относительного вращения.

Так как относительная скорость мгновенного центра скоростей P_r равна нулю, то его абсолютная скорость V_{Pr} равна переносной скорости, представляющей собой вращательную скорость вокруг центра P_e :

$$V_{Pr} = P_e P_r W_e. \quad (3)$$

Вектор скорости \bar{V}_{Pr} направлен перпендикулярно к отрезку $P_e P_r$ в сторону переносного вращения.

Изобразив абсолютные скорости точек P_e и P_r , найдем мгновенный центр скоростей P абсолютного движения кольцевого дебаланса как точку пересечения отрезка, соединяющего концы скоростей \bar{V}_{Pe} и \bar{V}_{Pr} с отрезком $P_e P_r$.

Пользуясь пропорциональностью скоростей точек их расстояниям до мгновенной оси абсолютного вращения кольца (3), определим расстояния от точки P до точек P_e и P_r :

$$\frac{P_e P}{P_r P} = \frac{V_{Pe}}{V_{Pr}} = \frac{W_r}{W_e} \quad (4)$$

Мгновенная ось абсолютного вращения проходит через мгновенный центр скоростей P .

Для определения угловой скорости $W = W_3$ абсолютного вращения кольцевого дебаланса (3) воспользуемся скоростью точки P_r мгновенного центра скоростей относительного движения.

Так как относительная скорость точки P_r равна

нулю, то абсолютная и переносная скорости этой точки равны между собой.

Абсолютная скорость точки P_r , как вращательная вокруг центра P , равна произведению неизвестной угловой скорости W на расстояние PP_r этой точки от мгновенной оси абсолютного вращения кольцевого дебаланса.

Переносная скорость этой точки равна произведению угловой скорости $W_e = W_6$ на расстояние $P_e P_r$ от точки до мгновенной оси переносного вращения кольцевого дебаланса.

Приравнявая эти значения, получаем

$$PP_r W = PP_r W_e = P_r P W_e - P_e P W_e.$$

Из условия (4) следует, что

$$W = W_e - W_r, \quad (5)$$

таким образом, абсолютная угловая скорость равна сумме относительной и переносной угловых скоростей.

Рис. 2 позволяет установить, что абсолютное вращение кольцевого дебаланса направлено против движения часовой стрелки, т.е. в сторону переносного вращения, угловая скорость которого по модулю больше угловой скорости относительного вращения [1].

С учетом принятых обозначений угловых скоростей из (5) получим:

$$W_3 = W_3^e - W_3^r. \quad (6)$$

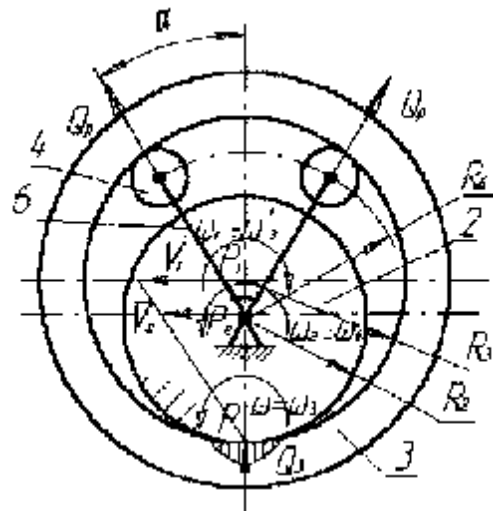


Рисунок 2 - Расчетная схема бегункового вибрационного возбудителя

Определим W_3^r , пользуясь соотношением

$$\frac{w_3^r}{w_3^e} = \frac{P_e P}{P_r P} = \frac{R_2}{R_3};$$

$$w_3^r = w_3^e \frac{R_2}{R_3} = w_6 \frac{R_2}{R_3}, \quad (7)$$

где R_2 , м - радиус беговой дорожки неподвижной оси; R_3 , м - радиус беговой дорожки кольцевого дебаланса.

Определив W_3^r , найдем абсолютную угловую скорость W_3 кольцевого дебаланса:

$$w_3 = w_3^e - w_3^r = w_6(R_3 - R_2)R_3^{-1}. \quad (8)$$

При этом линейная скорость центра масс кольцевого дебаланса будет равна:

$$V_{Pr} = w_3 R_3. \quad (9)$$

Тогда амплитуда возмущающей силы, возникающая при вращении кольцевого дебаланса может быть определена из выражения:

$$Q_3 = m_3 \frac{V_{Pr}^2}{R_3 - R_2} = m_3 w_6^2 (R_3 - R_2), \quad (10)$$

где m_3 , кг - масса кольцевого дебаланса.

Из полученной формулы видно, что угловая скорость кольцевого дебаланса не влияет на определение возмущающей силы, возникающей при вращении кольцевого дебаланса, если кольцо является уравновешенным относительно своего геометрического центра.

Амплитуда возмущающей силы, возникающая при вращении водила, определяется из зависимости:

$$Q_p = 2(m_4 + m_5)R_6 w_6^2 \cos a, \quad (11)$$

где m_4 , кг - масса ролика; m_5 , кг - масса эксцентричных осей; R_6 , м - радиус водила; $2a$ - угол между роликками.

Амплитуда возмущающей силы, возникающая при работе вибровозбудителя колебаний бегункового типа определяется на основании выражений (10) и (11):

$$Q_e = 2(m_4 + m_5)R_6 w_6^2 \cos a + m_3 w_6^2 (R_3 - R_2) \quad (12)$$

или

$$Q_e = Q_3 \left[\frac{2(m_4 + m_5)R_6 \cos a}{m_3(R_3 - R_2)} + 1 \right]. \quad (13)$$

Контактные напряжения от действия амплитуды возмущающей силы Q_3 в месте контакта беговой дорожки кольцевого дебаланса с беговой дорожкой неподвижной оси определим используя формулу Герца:

$$s_H = \frac{2Q_3}{plb} \langle [s_H] \rangle, \quad (14)$$

где l , м - длина площадки контакта беговой дорожки кольцевого дебаланса с беговой дорожкой неподвижной оси; b , м - полуширина площадки контакта беговой дорожки кольцевого дебаланса с беговой дорожкой неподвижной оси, определяемая из выражения:

$$b = \sqrt{\frac{Q_3}{pl} R_{np} \left(\frac{2(1-n_3^2)}{E_3} + \frac{2(1-n_2^2)}{E_2} \right)}, \quad (15)$$

где E_3 и n_3 - модуль упругости и коэффициент Пуассона для материала беговой дорожки кольцевого дебаланса; E_2 и n_2 - модуль упругости и коэффициент Пуассона для материала беговой дорожки неподвижной оси; R_{np} , м - средний (приведенный) радиус кривизны беговой дорожки кольцевого дебаланса и беговой дорожки неподвижной оси, который определяется по зависимости:

$$R_{np} = \frac{2R_3 R_2}{R_3 - R_2}. \quad (16)$$

Если расчетные контактные напряжения превышают допускаемые, то изменяют размеры или материал беговых дорожек кольцевого дебаланса и неподвижной оси [2].

Выводы. На основании приведенных теоретических исследований определена возмущающая сила и уточнены основные параметры вибрационного возбудителя колебаний бегункового типа.

Разработанный вибровозбудитель имеет ряд существенных преимуществ в сравнении с известными вибровозбудителями, а именно:

- 1) возможность получения большой возмущающей силы при большой частоте колебаний, что дает возможность применения вибровозбудителя на виброплощадках;
- 2) отсутствие ударов при пуске механизма, приводящих к износу беговых дорожек кольцевого дебаланса и неподвижной оси;
- 3) простота конструкции.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. А. Яблонский и В. М. Никифорова. Курс теоретической механики, Ч1.М., «Высшая школа», 1963, 431 с.
2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Изд. 6-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1975, 572 с.

Статья поступила 10.03.06 р.
Рекомендовано к печати д.т.н., проф.
Солтусом А.П.