УДК 621.867

**СОСТАВЛЕНИЕ И АНАЛИЗ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВИБРОПИТАТЕЛЯ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ**

**Кириленко И.В., специалист; Гутаревич В.О., к.т.н.. доцент**

*(Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина)*

Уравновешенные двухмассные вибротранспортные машины по­лучили широкое применение в различных отраслях промышлен­ности в виде конвейеров, грохотов и питателей. Особенностью этих машин является то, что обе колеблющиеся массы могут являться рабочими транспортирующими органами [1].

Использование обеих масс в качестве грузонесущих органов вызывает необходимость иметь равные амплитуды колебаний верхней и нижней массы. Это требование приводит к необходимо­сти того, чтобы массы обоих грузонесущих органов были одина­ковы, благодаря чему уменьшается общая масса машины и вдвое увеличивается ее производительность [2].

Для получения дифференциальных уравнений движения системы положим в уравнениях, составленных для схемы с опорными упругими связями *с2* = 0 [3].

  (1)

где коэффициент внутренних сопротивлений при деформации осевого сжатия упругой связи;

 *О1, О2 -* центры тяжести соответственно грузонесущего органа и рамы;

 *m1, m2, -* приведенные массы соот­ветственно грузонесущего органа и рамы относительно их главных центральных осей *O1* и *O2*;

 *c01, c12, -* приведенные динамические жесткости соот­ветственно упругих связей привода и основ­ных упругих связей;

 *х1, х2 -* абсо­лютные перемещения соответственно центров тяжести грузоне­сущего органа и рамы;

 *х0 –* перемещение конца шатуна эксцентрикового механизма относительно рамы.

Тогда при *с2* = 0 система примет вид:

  (2)

Складывая оба уравнения системы (2), получим

  (3)

откуда

  (4)

Вычитая из первого уравнения системы (2) второе и про­изводя замену переменных с помощью соотношений (3) и (4) при *х0* = *r sin* , получим

  (5)

Приведенная масса системы:

 

Амплитуда возмущающей силы невозмущенной систем

 (6)

где *r -* эксцентрицитет приводного вала;

 *ω -* угловая скорость вращения приводного вала.

Угол сдвига фаз между этой возмущающей силой и возмущающим перемещением *х0*

 . (7)

Таким образом, рассматриваемая двухмассная система све­лась к эквивалентной одномассной системе, состоящей из приве­денной массы *т,* основных упругих связей *cl2* и упругого привода с жесткостью *c01.*

Деля уравнение (5) на *т,* получим

  (8)

где собственная частота двухмассной системы (или эквивалентной одномассной системы)

  (9)

 - амплитуда возмущающей силы, отнесенная к еди­нице массы.

Частное решение уравнения (8), соответствующее устано­вившемуся процессу вынужденных колебаний, может быть по­лучено обычным способом и будет иметь вид

 ** (10)

где амплитуда перемещения массы *т1* относительно массы *m2*

 **  (10а)

угол сдвига фаз между относительным перемещением и возму­щающей силой

  (10б)

При равных массах амплитуды колебаний будут  и, согласно выражению (9), собственная частота си­стемы найдется как

 

Из этого выражения следует, что для получения резонансных колебаний в двухмассной системе с равными массами *т1* и *m2*необходима в 2 раза меньшая жесткость упругих связей, чем в одномассной системе, имеющей массу грузонесущего ор­гана *т.*

Работа, совершаемая возмущающей силой привода за один цикл колебаний, затрачивается на гистерезис в упругих связях машины, т. е. на восполнение потерь энергии, рассеянной в этих связях за один цикл колебаний.

Формула для подсчета работы, совершаемой за цикл колебаний, в функции параметров движения системы:

  (11)

где углы сдвигов фаз между возмущающими перемещениями шатуна привода  и перемещениями  и .

При втором резонансе двухмассной системы (а также при ре­зонансе системы без опорных упругих связей) значения углов сдвига фаз и . В этом случае *W* достигает макси­мального значения

  (11а)

По упрощённой схеме работа вычисляется:

  (11б)

Поскольку мощность, необходимая для поддержания колебаний, определяется как  (  - период одного цикла колебаний), то с учетом формулы (11)

  (12)

По упрощённой схеме мощность вычисляется по формуле:

  (12а)

Из формул (11), (11а) и (12) видно, что в резонанс­ном режиме при данных исходных параметрах системы и частоте энергия и мощность пропорциональны сумме амплитуд колеба­ний масс.

В итоге на основании проведенных исследований получена математическая модель, позволяющая определять работу, совершаемую возмущающей силой привода за один цикл колебаний и мощность, необходимую для поддержания колебаний. Анализ приведенной математической модели показал рациональное сочетание параметров для правильной работы вибропитателя с электромагнитным приводом.

Перечень ссылок

1. Потураев В. Н., Франчук В. П., Червоненко А. Т. Вибрационные транспортные машины, - М.: Машиностроение, 1964. – 272 с.
2. Гончаревич И. Ф. Вибротехника в горном производстве. – М.: Недра, 1992. – 319 с.
3. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.