

Дәл сондай мөлшердегі сұйық өстік бағытта жоғарыға көтеріліп шығады. Ағып шығатын судың максимал жылдамдығы мынаған тең:

$$v_z = 1,8\sqrt{v\omega}. \quad (16)$$

Шекаралық қабаттың қалыңдығы

$$\delta = 8\sqrt{\frac{v}{\omega}}. \quad (17)$$

Қолданылған әдебиеттер тізімі

1. Абдураманов А.А. Механика жидкости, -Тараз.:«Сенім», 2014, 280 с.
2. Абдураманов А.А. Струйные аппараты. Теория и практика, -Тараз.:«Сенім», 2011, 200 с.
3. Касабеков М.И. Гидроэлеваторы с циклонными приемными камерами, Известия МГТУ «МАМИ». Сборник научных трудов.- М., 2008. -С.180-183

УДК 539-3

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ

Ибрагимов Раниль Нажипович

r09i@mail.ru

Магистрант кафедры «Механика» ЕНУ им. Л.Н. Гумилева, Нур-Султан, Казахстан. Научный руководитель – М. Алимжанов.

Действующие в вибрационных машинах силы весьма разнообразны. На практике применяют три метода, известных из курса теоретической механики:

1. Метод равновесия с использованием принципа Даламбера (квазистатический метод).
2. Принцип возможных перемещений Гамильтона, приводящий к уравнениям Лангранжа

II рода.

3. Метод канонических уравнений Гамильтона. Для простых динамических систем чаще всего применяют принцип Даламбера. В этом случае для составления уравнений движения рассматривают равновесие системы с приложенными к ней силами инерции.

Под вибрационным объектом будем подразумевать вибромашину, вибрационное устройство или вибрационный технологический процесс. Под физической моделью объекта следует понимать по возможности полное описание его функционирования в физически содержательных терминах. Расчетная модель объекта описывает его функционирование в физически содержательных терминах, но в отличие от физической модели в ней не учитываются факторы, не оказывающие заметного влияния на ход процесса. Под математической моделью объекта следует понимать уравнения и другие соотношения, вытекающие из расчетной модели, а также алгоритмы решения уравнений.

Для решения задачи о самосинхронизации требуется построить приближенное решение полной системы уравнений с учетом воздействия, оказываемого колебаниями несущего тела на вращение дебалансов, и исследовать устойчивость этого решения. И.И. Блехман и Б.П. Лавров сформулировали интегральный критерий устойчивости синхронных движений, позволяющий существенно упростить эту процедуру. Применимость интегрального критерия ограничивается системами, консервативными в нулевом приближении.

Перейдем к предложенной динамической модели вибрационной машины (Рис. 1) на основе вибрационного погружателя, как наиболее динамически нагруженной машине.

На схеме:

1 – дебаланс первого вибрационного возбудителя, размещенного на корпусе вибрационного погружателя 3;

2 – дебаланс второго вибрационного возбудителя, размещенного на корпусе вибрационного погружателя 3

3 – корпус вибрационного погружателя;

4 – погружаемый элемент;

5 – шарнир системы;

6 – демпфер (гаситель);

7 – пружина (упругая связь);

m_1, m_2 - масса первого и второго дебаланса вибрационных возбудителей соответственно;

r_1, r_2 – эксцентриситет массы первого и второго дебаланса вибровозбудителей соответственно;

2а – отдаление осей вращения дебалансов друг от друга;

φ_1, φ_2 – углы поворота первого и второго дебаланса вибрационного погружателя

ψ – угол поворота вибрационного погружателя;

Демпфер 6 характеризует вертикальные вязкие сопротивления среды, в которую погружается элемент 4;

Пружина 7 характеризует вертикальные упругие сопротивления среды, в которую погружается элемент 4.

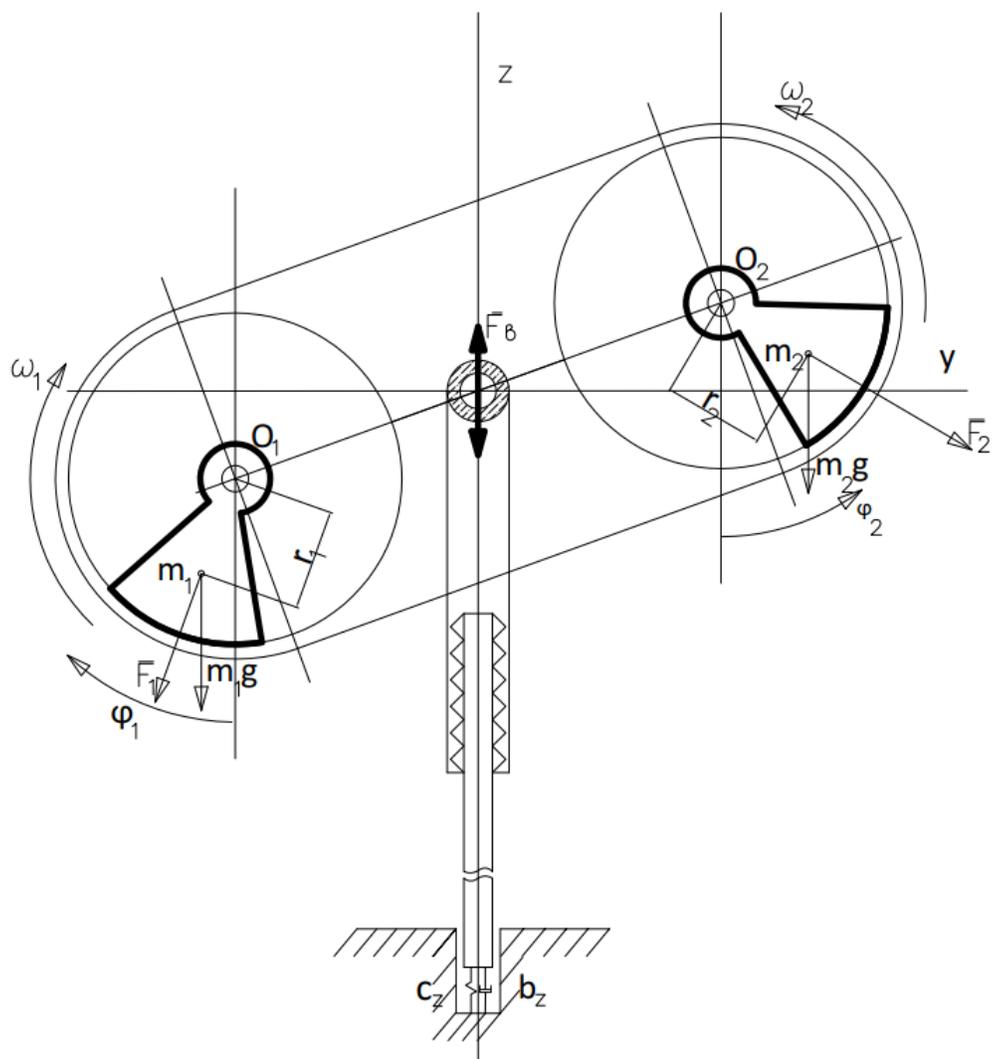


Рис. 1 – Динамическая модель вибрационного погружателя

В механической системе вибропогружателя изображенном на рисунке 1 шарнир 5 обеспечивает дополнительную степень свободы. Угол поворота корпуса вибрационного погружателя характеризуется углом ψ относительно шарнира 5. Данное условие позволяет найти вибрационные возбудители 1 и 2 на находящемся в движении общем основании 3. При этом наблюдается самосинхронизация, а именно, энергия перераспределяется между вибрационными возбудителями устанавливая синхронность вращения.

Для того чтобы вибрационный погружатель совершал колебания прямолинейно направленные по оси Z, синхронное вращательное движение дебалансов 1 и 2 должно быть синфазно, а также векторы угловых скоростей дебалансов 1 и 2 должны быть противоположно направлены, как изображено на схеме.

Вынесем модель дебаланса на отдельную схему (Рис. 2).

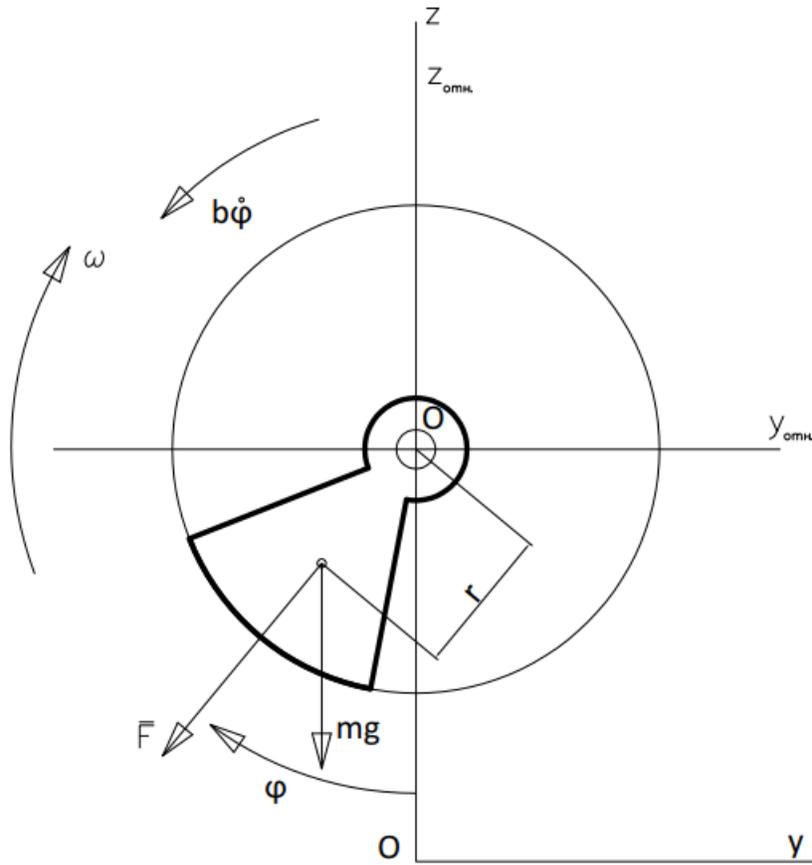


Рис. 2 – Динамическая схема модели дебаланса

Действие вынуждающей силы двухвального вибрационного возбудителя при синхронно – синфазном вращательном движении валов изображена на рисунке 3.

Где

$$F_1 = m_1 r_1 \omega^2 \quad (1)$$

Центробежная сила, создаваемая первым вибрационным возбудителем.

$$F_2 = m_2 r_2 \omega^2 \quad (2)$$

Центробежная сила, создаваемая вторым вибрационным возбудителем.

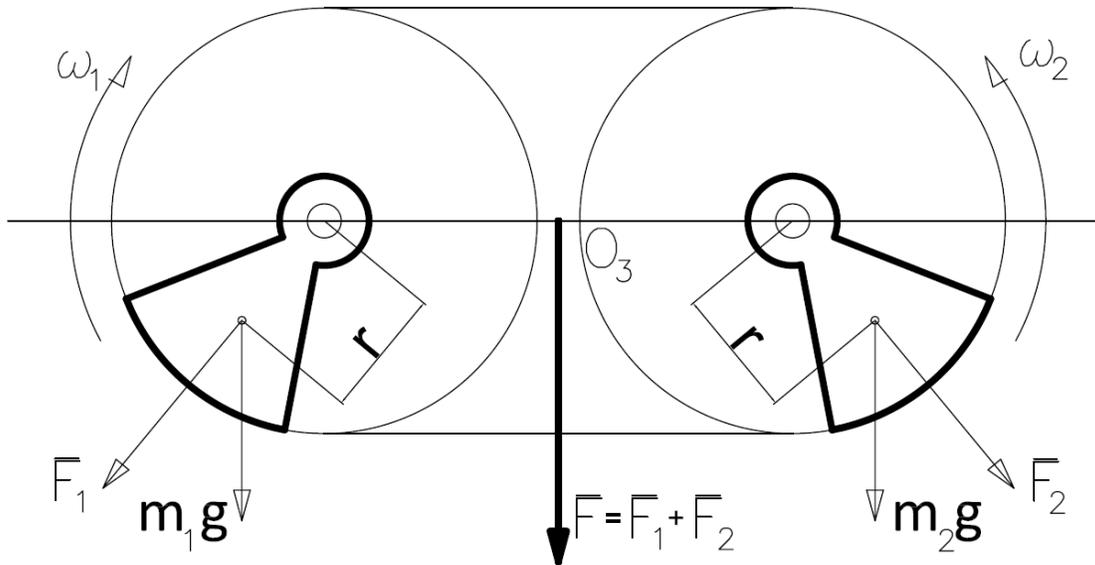


Рис. 3 – Схема действия вынуждающей силы двухвального вибровозбудителя при синхронно – синфазном вращении валов

При синхронно-синфазных вращениях валов и идентичных дебалансных валах $m_1 = m_2, r_1 = r_2, \omega_1 = \omega_2$.

В этом случае, общая возбуждающая сила двухвального вибрационного возбудителя будет содержать их векторную сумму, и ее значение равно:

$$F = 2m_2r_2\omega^2 \cos(\omega t) \quad (3)$$

При вращательном движении дебалансов в противоположные стороны При вращении дебалансов в противоположные стороны горизонтальные составляющие центробежной силы будут взаимоуничтожаться, а вертикальные складываться между собой.

Воспользуемся расчетной схемой, которая описывает погружение сваи вибрационным погружателем с самосинхронизирующимся ротором (Рис. 1).

Для определения степени свободы и выбора обобщенных координат системы поступим следующим образом.

Ранее было известно, что, обобщенными координатами следует считать независимые переменные параметры исследуемой системы. Они однозначно показывают положение тел данной системы в любое значение времени. Чтобы назначить обобщенные координаты обычно за них выбирают углы поворота рассматриваемых тел системы или это могут быть, координаты точек. Следует выбирать начало и направление отсчета таким образом чтобы, во время движения координаты имели положительное значение. В положении статического равновесия системы начало отсчета должно быть таким чтобы все обобщенные координаты имели значения равными нулю.

Движение колебательной системы во многом определяются степенью ее свободы. Для однозначного описания движения колебательной системы необходимо знать число степеней свободы. В свою очередь число степеней свободы соответствуют числу независимых уравнений. Исходя из этого в нашем случае рассматриваемая, система будет иметь 4 степени свободы (рис. 1).

Вращательные движения роторов вибровозбудителей 1,2, поворот корпуса относительно наголовника, а также перемещение свайного элемента вдоль оси z .

Таким образом за обобщенные координаты следует принять:

$$q_1 = \varphi_1 \quad (4)$$

За угловой поворот ротора 1 примем φ_1 .

$$q_2 = \varphi_2 \quad (5)$$

За угловой поворот ротора 2 примем φ_2 .

$$q_3 = \psi \quad (6)$$

За угловой поворот корпуса машины примем ψ

$$q_3 = z \quad (7)$$

Координата перемещение свайного элемента вдоль оси z .

Список использованных источников

1. Бабаков И. М. Теория колебаний 4-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2004. – 335 с.
2. Алимжанов М.Д. «Использование уравнений Лагранжа второго рода в задачах динамики механизмов сельскохозяйственной техники».- Астана, 2005г.- 178с
3. Алимжанов М.Д. «Теоретическая механика». - Экибастуз.2007 - 180с.
4. Левитский Н.И. «Колебания в механизмах» - М: Наука 1988.-335с

UDK 531

MOVEMENT OF CYLINDRICAL SOLID ON ROUGH VIBROPLANE

Kali Nur Bolatuly

nurkaliastana@gmail.com

Master student of the Department of Mechanics, ENU L.N. Gumilyov,

Nur-Sultan, Kazakhstan

Supervisor – Bersugir M.

The surface of the body has the shape of a radius of curvature in the vicinity. In this case, the body should be lower. A solid body rests on a rough horizontal plane at a point D (Fig. 1.).

Let the plane perform translational rectilinear harmonic oscillations according to the law $\xi(t) = A \sin(\omega t)$, directed at an angle β to the horizontal.