

A. E. ZHELTKOVICH, A. I. VEREMEICHIK, N. N. KOT

**CORRECTION OF CONCRETE ELASTIC-PLASTIC DEFORMATIONS
COEFFICIENT AND NEW APPROACH TO THE CALCULATION
OF MODULE OF ELASTICITY FOR PRESTRESSED CONCRETE
IN COHERENT CONDITIONS**

In the article the influence of elastic-plastic properties of concrete on self-stressing in compelled expansion deformations at arbitrary distribution on plate constraint length is investigated. With a glance of it a brand new approach to the definition of elastic-plastic deformation coefficients of stressed concrete in coherent conditions is offered and its experimental determination is carried out.

Получено 15.10.2010

**ISBN 978-985-468-924-1. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 5. Гомель, 2011**

УДК 621.01.001

С. М. ЖИГИЛИЙ, Е. С. ДЯЧЕНКО

*Полтавский национальный технический университет
им. Юрия Кондратюка, Украина*

**УВЕЛИЧЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ВИБРАЦИОННОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ
УПРАВЛЯЕМОГО ДЕБАЛАНСНОГО ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ**

Проведено исследование вибрационного воздействия управляемых механических центробежных дебалансных возбудителей колебаний на эффективность работы технологических вибрационных машин. Такие вибровозбудители имеют целый ряд существенных преимуществ перед традиционными вибровозбудителями. Анализ математической модели исследуемого вибровозбудителя позволил сделать вывод о возможности повышения эффективности вибрационного воздействия за счет оптимального размещения подвижных дебалансов. Целесообразно в начальном уравновешенном состоянии подвижные дебалансы располагать в наиболее удаленных от неподвижного положений (рядом с опорными подшипниками). Это позволяет существенно увеличить значение главного момента сил инерции подвижных дебалансов на первой четверти их поворота.

На протяжении последних 25 лет сотрудниками кафедры теоретической механики Полтавского НТУ им. Ю. Кондратюка под руководством, к сожалению, ныне покойного д. т. н. профессора Л. И. Сердюка разрабатывались и разрабатываются оригинальные конструкции *управляемых механических центробежных дебалансных возбудителей колебаний* (УМЦДВК), которые используются в качестве приводов различных технологических вибрационных машин [1–5]. Проведенные исследования вибрационных машин с УМЦДВК

показали, что использование последних позволяет комплексно устранить как минимум три существенных недостатка в работе зарезонансной вибрационной машины с традиционным центробежным дебалансным возбудителем колебаний, изображённым на рисунке 1. Рассмотрим их.

Первый недостаток связан с тем, что пуск дебалансного вибровозбудителя приводным электродвигателем происходит при условии создания на валу достаточного вращающего момента $M_{\text{пуск}}$.

Очевидно, что устойчивый пуск возможен в случае, если значение $M_{\text{пуск}}$ превосходит момент $M_{\text{сопр1}}$ силы тяжести дебаланса относительно оси вращения дебалансного вала (особенно это значимо в случае горизонтального расположения дебалансного вала), а с возрастанием угловой скорости дебаланса – дополнительный момент $M_{\text{сопр2}}$ сил сопротивления в подшипниках от действия центробежной силы инерции $\vec{\Phi} = \omega^2 \vec{S}$ вращающегося дебаланса, где \vec{S} – вектор статического момента дебаланса относительно оси вращения [3]. То есть мощность $N_{\text{пуск}}$ приводного двигателя, определяемая условиями пуска

$$M_{\text{пуск}} > M_{\text{сопр}} = M_{\text{сопр1}} + M_{\text{сопр2}},$$

оказывается существенно завышенной по сравнению с мощностью $N_{\text{раб}}$, потребляемой двигателем на необходимой рабочей частоте $\omega_{\text{раб}} = \omega$ вращения дебаланса, когда двигатель работает практически с нагрузкой холостого хода. При этом, чем больше статический момент $S = m e$ (здесь m и e – масса и эксцентриситет вращающегося дебаланса относительно оси вращения, соответственно), тем выше эффективность вибрационного воздействия на обрабатываемую среду, но тем более мощный двигатель требуется для пуска, тем меньше коэффициент мощности приводного двигателя в установившемся режиме и тем более негативное его воздействие на источник электрической энергии. Если же производить пуск двигателя при уравновешенном состоянии вращающихся частей вибровозбудителя, а после выхода его в рабочий режим переводить дебалансы в неуравновешенное состояние, то можно использовать двигатель существенно меньшей мощности.

Второй недостаток работы состоит в том, что при пуске и останове вращающийся дебаланс проходит через частоту $\omega_{\text{рез}}$, совпадающую с частотой ω_0 собственных колебаний неуравновешенной зарезонансной вибрационной машины. При этом наступают промежуточные резонансы, вызывающие целый ряд нежелательных явлений. Во-первых, возможность проявления эффекта Зоммерфельда, когда двигатель „зависает” на резонансной частоте $\omega_{\text{рез}} = \omega_0$ машины, работая в режиме трансформатора, быстро нагревается и выходит из строя. Во-вторых, значительно увеличиваются динамические нагрузки на узлы и детали машины за счёт резкого скачка значений амплитуд колебаний,

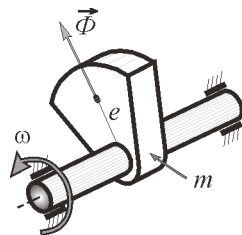


Рисунок 1 – Центробежный дебалансный возбудитель

в результате чего могут происходить разрушения конструктивных элементов машин, снижаться качество обрабатываемой среды и другие негативные процессы. Усиление же несущих конструкций машины приводит к увеличению её материалоемкости. *В-третьих*, при прохождении через промежуточные резонансы значительно повышается акустическое воздействие на окружающую среду и обслуживающий персонал.

Третий недостаток – отсутствие возможности управлять на ходу статическим моментом S массы вращающегося дебаланса и, следовательно, вибрационным воздействием на обрабатываемую среду, что сужает технологические возможности вибрационных машин с неуправляемым дебалансным приводом.

Вибрационные машины с УМЦДВК лишены указанных недостатков [6].

Основной (главной) особенностью их является то, что пуск и остановка приводного двигателя вибромашины производится в уравновешенном состоянии вращающихся частей УМЦДВК, т. е. в указанные технологические промежутки времени дебалансный вал с дебалансами аналогичен некоторому уравновешенному маховичку. Очевидно, что в этом случае привести во вращение уравновешенный УМЦДВК можно с помощью двигателя, *мощность N которого существенно ниже* мощности $N_{\text{пуск}}$ двигателя, необходимого для пуска традиционного вибровозбудителя с определённым необходимым для выполнения технологической задачи статическим моментом S . Выход приводного двигателя на рабочую зарезонансную частоту вращения происходит при полном отсутствии какого-либо колебательного движения его (и всей вибромашины), что *исключает возможность* проявления нежелательного *эффекта Зоммерфельда*. После этого с помощью механизма управления вращающиеся части УМЦДВК приводятся в неуравновешенное состояние, что вызывает адекватное изменение (от нуля) величины суммарного статического момента S массы элементов вибровозбудителя и соответствующее колебательное движение (вибрации) рабочего органа вибромашины. Производится необходимый вибрационный технологический процесс. Остановка приводного двигателя вибромашины происходит следующим образом:

- с помощью механизма управления вращающиеся части УМЦДВК приводятся в уравновешенное состояние;
- колебания рабочего органа вибромашины уменьшаются по закону затухающих колебаний до полного прекращения его движения;
- отключается питание приводного двигателя;
- частота (угловая скорость) вращения ротора приводного двигателя и уравновешенного дебалансного вала падает от $\omega_{\text{раб}}$ до нуля, при этом обратный переход через промежуточные резонансные частоты никак не изменяет состояния покоя вибромашины.

Важной особенностью вибрационных машин с УМЦДВК является наличие возможности использования *нестационарных режимов работы*, когда

статическим моментом S массы дебалансов и, следовательно, вибрационным воздействием на обрабатываемую среду можно управлять „на ходу“, что значительно расширяет технологические возможности машины. Нестационарные режимы работы машины являются энергетически более насыщенными, так как рассеяние энергии в обрабатываемой среде происходит более интенсивно, что приводит к повышению эффективности вибрационной обработки. Так, при снятии заусенцев и скруглении острых кромок металлических деталей в среде свободного абразива и при подготовке металлической фибры для фибробетона использование нестационарных режимов позволило сократить время обработки на 20–25 % [7].

На рисунках 2 и 3 представлены схематические модели двух различных УМЦДVK, каждый из которых создаёт технологическое вибрационное силовое поле винтовой структуры.

На обеих схемах на дебалансном вале 4 диаметром d жёстко закреплен неподвижный дебаланс 1 массой $m_1 = m$, а также подвижные дебалансы 2 и 3, массами $m_2 = m_3 = m/2$. Каждый подвижный дебаланс связан с дебалансным валом посредством двух диаметрально расположенных шаровых шпонок, которые располагаются в полусферических гнёздах ступицы подвижного дебаланса и имеют возможность перекатываться в полукруглого сечения канавках 5, имеющих на боковой поверхности дебалансного вала и расположенных под определённым углом γ к образующей вала 4 (очевидно, что канавки 5 при этом образуют на боковой поверхности вала некоторую винтовую линию). Все дебалансы обоих рассматриваемых УМЦДVK выполнены из одного и того же материала и имеют одинаковые геометрические размеры, за исключением толщины δ ; толщина δ_1 неподвижного дебаланса вдвое больше толщины δ_2 подвижного: $\delta_1 = 2\delta_2$. Очевидно, что в этом случае $e_1 = e_2 = e$, т. е. эксцентриситеты всех дебалансов

относительно оси из вращения одинаковы, а $m_2 = m_3 = \frac{m_1}{2} = \frac{m}{2}$, где m_2 , m_3 и $m_1 = m$ – массы дебалансов 2, 3 и 1, соответственно. Тогда $S_1 = m_1 e_1 = me$,

$$S_2 = m_2 e_2 = \frac{me}{2}, \quad S_3 = m_3 e_2 = \frac{me}{2}.$$

На рисунках 2, а и 3, а каждый УМЦДVK изображён в уравновешенном состоянии, в котором происходит пуск приводного двигателя, вращение от которого передаётся на дебалансный вал УМЦДVK (на схематических моделях приводной двигатель и ременная передача не показаны). При вращении дебалансного вала 4 каждым из дебалансов генерируется соответствующая центробежная сила инерции:

$$\Phi_1 = \omega^2 S_1 = me\omega^2; \quad \Phi_2 = \omega^2 S_2 = \frac{me\omega^2}{2} = \frac{\Phi_1}{2}; \quad \Phi_3 = \omega^2 S_3 = \frac{me\omega^2}{2} = \frac{\Phi_1}{2}.$$

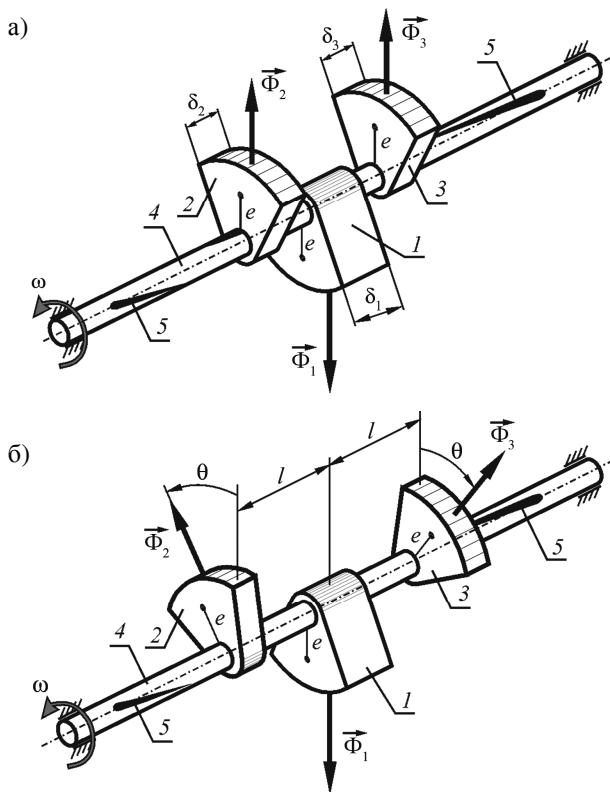


Рисунок 2 – Схематические модели УМЦДVK первого вида

Так как в любом положении вала 4 названные силы всегда коллинеарны, причем векторы $\vec{\Phi}_2$ и $\vec{\Phi}_3$ противоположны силе $\vec{\Phi}_1$, то главный вектор сил инерции УМЦДVK

$$\Phi = \Phi_1 - \Phi_2 - \Phi_3 = \Phi_1 - \frac{\Phi_1}{2} - \frac{\Phi_1}{2} = 0,$$

т. е. вал 4 УМЦДVK в обоих рассматриваемых положениях находится в *динамически уравновешенном состоянии* и какого-либо движения (в том числе и колебательного) рабочего органа вибромашины возникнуть *не может*.

После выхода приводного двигателя на рабочую частоту с помощью механизма управления подвижными дебалансами УМЦДVK (на схематических моделях механизм управления не показан) дебалансы 2 и 3 приводятся в движение.

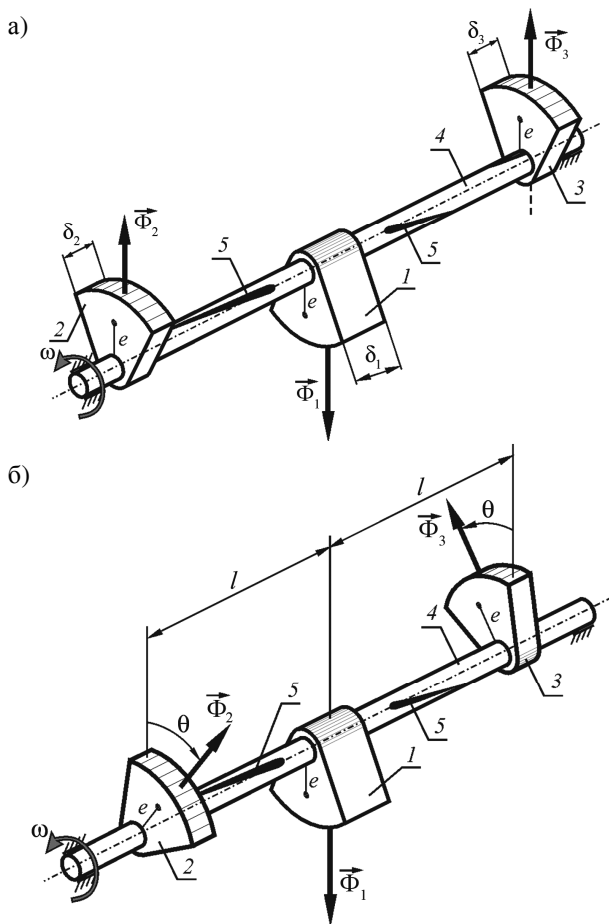


Рисунок 3 – Схематические модели УМЦДВК второго вида

На рисунке 2, б механизм управления перемещает дебалансы 2 и 3 вдоль вала 4 от неподвижного дебаланса 1. При этом соответствующие шаровые шпонки, перекатываясь по соответствующим винтовым канавкам 5, обуславливают согласованный поворот подвижных дебалансов относительно неподвижного в противоположных направлениях. Таким образом, в рассматриваемой ситуации подвижные дебалансы 2 и 3 выполняют сложное движение:

- *вращаются* вместе с дебалансным валом 4;
- механизмом управления *перемещаются* вдоль оси вала 4 в противоположные стороны;

– с помощью шаровых шпонок, перекатывающихся по канавкам 5, поворачиваются от своих начальных положений в противоположных направлениях.

Определим динамическое воздействие УМЦДВК в положении на рисунке 4, где подвижные дебалансы перемещены от неподвижного на величину l и повернуты от исходных положений на соответствующий угол θ .

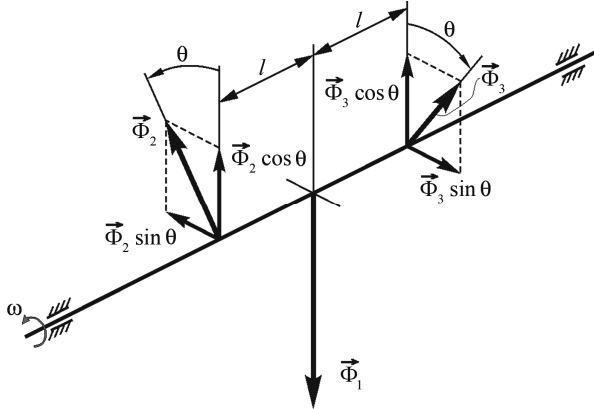


Рисунок 4 – Расчетная схема УМЦДВК

Разложив силы $\vec{\Phi}_2$ и $\vec{\Phi}_3$ на их ортогональные составляющие, как это показано на рисунке 4, получим эквивалентную исходной системе сил $\{\vec{\Phi}_1, \vec{\Phi}_2, \vec{\Phi}_3\}$ новую систему из пяти сил.

Так как в любом положении вращающегося дебалансного вала силы $\vec{\Phi}_1$, $\vec{\Phi}_2 \cos \theta$ и $\vec{\Phi}_3 \cos \theta$ коллинеарны, а направления сил $\vec{\Phi}_2 \cos \theta$ и $\vec{\Phi}_3 \cos \theta$ всегда противоположны направлению силы $\vec{\Phi}_1$, то модуль Φ равнодействующей $\vec{\Phi}$ этих трёх сил:

$$\Phi = \Phi_1 - \Phi_2 \cos \theta - \Phi_3 \cos \theta = \Phi_1 - \frac{\Phi_1}{2} \cos \theta - \frac{\Phi_1}{2} \cos \theta = m\omega^2(1 - \cos \theta).$$

Оставшиеся две силы образуют пару сил $(\vec{\Phi}_2 \sin \theta, \vec{\Phi}_3 \sin \theta)$, площадь действия которой перпендикулярна линии действия силы $\vec{\Phi}_1$, а момент пары

$$M(\vec{\Phi}_2 \sin \theta, \vec{\Phi}_3 \sin \theta) = \Phi_2 \sin \theta \cdot 2l = \frac{\Phi_1}{2} \sin \theta \cdot 2l = m\omega^2 \sin \theta \cdot l.$$

Из схемы на рисунке 4 видно, что линии действия и направления векторов $\vec{\Phi}$ и $\vec{M}(\vec{\Phi}_2 \sin \theta, \vec{\Phi}_3 \sin \theta)$ совпадают с соответствующими параметрами силы $\vec{\Phi}_1$.

Тогда получаем, что исходная система сил $\{\bar{\Phi}_1, \bar{\Phi}_2, \bar{\Phi}_3\}$ эквивалентна совокупности силы $\bar{\Phi}$ и пары сил $(\bar{\Phi}_2 \sin \theta, \bar{\Phi}_3 \sin \theta)$.

Назовём силу $\bar{\Phi}$ *главным вектором* сил инерции дебалансов, а вектор момента пары сил – *главным моментом* сил инерции дебалансов, который обозначим \bar{M} . Таким образом, центробежные силы $\bar{\Phi}_1$, $\bar{\Phi}_2$ и $\bar{\Phi}_3$ инерции дебалансов образуют *динамический винт* (или *динаму*), состоящий из главного вектора $\bar{\Phi}$ и главного момента \bar{M} , который и определяет вибрационное воздействие рассматриваемого УМЦДВК.

Определим значения главного вектора и главного момента.

Так как $(1 - \cos \theta) = 2 \sin^2 \frac{\theta}{2}$ и $l = \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma} \theta$ [7], то

$$\Phi = 2me\omega^2 \sin^2 \frac{\theta}{2}, \quad (1)$$

$$M = me\omega^2 \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma} \sin \theta, \quad (2)$$

где d – диаметр дебалансного вала 4; γ – угол наклона винтовых канавок 5 к образующей вала 4; m – масса неподвижного дебаланса 1; e – эксцентриситет каждого дебаланса; ω – угловая скорость вращения дебалансного вала 4.

У рассматриваемого УМЦДВК $\gamma = 20^\circ$, что обеспечивает плавный поворот подвижных дебалансов 2 и 3 максимально на угол 90° от их первоначального положения (т.е. угол θ изменяется от нуля до $\frac{\pi}{2}$).

На рисунке 5 приведены графики функций $f_1 = \sin^2 \frac{\theta}{2}$ и $f_2 = \theta \sin \theta$, показывающие как изменяются Φ и M в зависимости от угла θ при заданных значениях m , e , ω , d и γ (для дальнейшего анализа графики построены в диапазоне от нуля до 2π).

Из графиков видно, что функция f_1 симметричная. Она возрастает на отрезке $0 \leq \theta \leq \pi$ и убывает на отрезке $\pi \leq \theta \leq 2\pi$. Функция f_2 , характеризующая главный вектор, изменяется иначе. Сначала она возрастает и при $\theta = \frac{\pi}{2}$ принимает значение 1,57. После этого достигает экстремального значения 1,814 при $\theta = 0,646\pi$, убывает до нуля при $\theta = \pi$, а затем опять возрастает, достигая следующего экстремума 4,815 при $\theta = 1,564\pi$, и убывает до нуля при $\theta = 2\pi$.

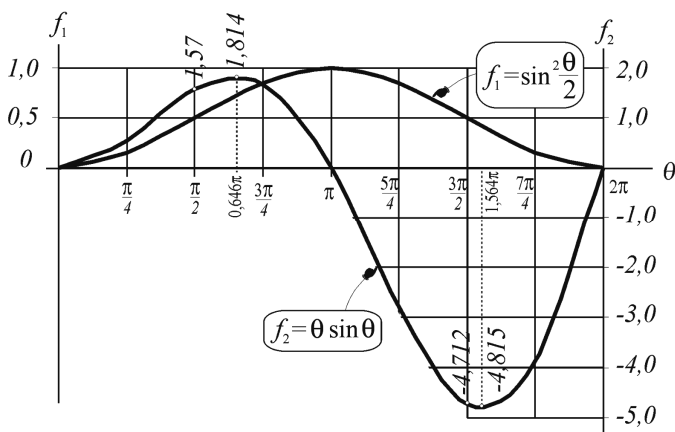


Рисунок 5 – Графики функций f_1 и f_2 , характеризующих изменение Φ и M

Таким образом, функция $f_2 = \theta \sin \theta$ в диапазоне работы рассматриваемого УМЦДВК ($0 \leq \theta < \frac{\pi}{2}$) не достигает ни одного из своих возможных экстремумов. Очевидно, что для расширения диапазона работы УМЦДВК необходимо либо увеличивать длину дебалансного вала 4 (что приводит к увеличению габаритов и материалоемкости УМЦДВК), либо увеличивать угол γ наклона винтовых канавок 5 (что не всегда возможно и приводит к существенному увеличению силы, которую посредством механизма управления необходимо прикладывать к подвижным дебалансам для осуществления их перемещения).

При исследовании управляемой вибрационной машины для изготовления дисперсно армированных бетонов [8], где использовался рассматриваемый УМЦДВК, с целью повышения динамических возможностей машины на той же базе и диаметре дебалансного вала 4 угол наклона винтовых канавок 5 был увеличен до 36° , что позволило довести угол поворота подвижных дебалансов 2 и 3 до 180° . Однако это всё равно не позволило использовать теоретически возможные максимальные возможности УМЦДВК.

Таким образом, анализ формул (1) и (2) (другими словами – анализ математической модели УМЦДВК) приводит к выводу о желательности использования режимов, возникающих на рисунке 5 в диапазоне $\pi \leq \theta \leq 2\pi$.

Рассмотрим УМЦДВК второго вида. На рисунке 3, б подвижные дебалансы 2 и 3 перемещаются вдоль вала 4 к неподвижному дебалансу 1 и поворачиваются относительно начального положения в противоположных на-

правлениях. Нетрудно видеть, что в этом случае центробежные силы инерции дебалансов образуют динамический винт, состоящий из главного вектора $\vec{\Phi}$ и главного момента \vec{M} , которые определяются такими зависимостями:

$$\Phi = 2me\omega^2 \sin^2 \frac{\theta}{2}, \quad (3)$$

$$M = me\omega^2 \frac{d}{2 \operatorname{tg} \gamma} (2\pi - \theta) \sin \theta. \quad (4)$$

На рисунке 6 приведены графики функций $f_1 = \sin^2 \frac{\theta}{2}$ и $f_3 = (2\pi - \theta) \sin \theta$.

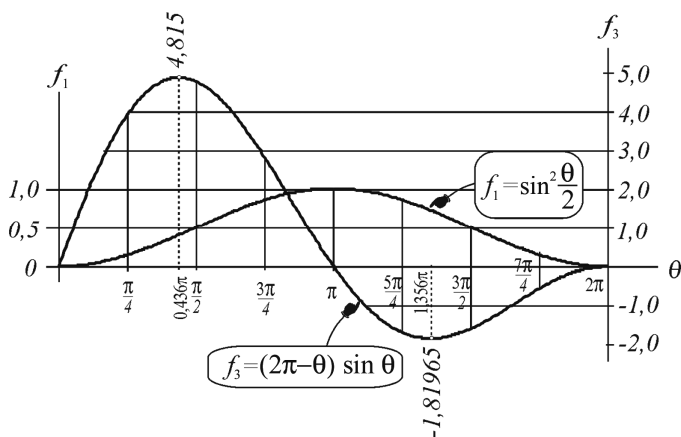


Рисунок 6 – Графики функций f_1 и f_3

Из графиков видно, что главный вектор Φ изменяет свое значение по одному и тому же закону вне зависимости от того, где находятся подвижные дебалансы в начальном уравновешенном положении (около неподвижного дебаланса как на рисунке 2 или в удаленных от него позициях, как на рисунке 3). Функция f_3 , характеризующая главный вектор, достигает желаемого максимума 4,815 при $\theta = 0,436\pi$, а затем убывает до нулевого значения при $\theta = \pi$.

Таким образом, проведенный анализ позволяет выбрать оптимальную схему УМЦДVK, при которой интенсивность его работы будет характеризоваться максимально возможными значениями Φ и M_0 . Легко видеть, что представленный на рисунке 3 вариант является более предпочтительным. Он и был реализован при конструировании нового УМЦДVK, что позволило существенно повысить эффективность работы вибрационной машины.

Заметим, что при использовании дебалансного вала, который позволяет поворот подвижных дебалансов в диапазоне $0 \leq \theta \leq 3\pi/2$, такой вибровозбудитель генерирует вибрационное силовое поле переменной структуры. При $\theta < \pi$ – винтовое одного направления, при $\theta = \pi$ – поступательное, а при $\theta > \pi$ – винтовое другого направления. Этот возбудитель позволяет управлять не только интенсивностью вибрационного воздействия, но и структурой силового вибрационного поля, что также способствует повышению эффективности вибрационного воздействия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Сердюк, Л. И. Виброобработка деталей на установке с управляемым возбудителем винтовых колебаний / Л. И. Сердюк, С. М. Жигилий, А. И. Касьянов // Передовой опыт. – М.: ЦНИИ информации. – 1988. – № 9. – С. 29–31.

2 Жигилий, С. М. Основы оптимального синтеза управляемых вибрационных машин / С. М. Жигилий, Л. И. Сердюк, А. И. Касьянов // Тезисы докл. Всесоюз. н.-т. семинара “Механизация финишно-зачистных и отделочных работ в машиностроении”. – М.: Минстанкопром, 1990. – С. 35–37.

3 Сердюк, Л. И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с дебалансными возбудителями: дисс. докт. техн. наук / ХПИ. – Харьков, 1991. – 301 с.

4 Сердюк, Л. И. Оптимизация нестационарных режимов виброуплотнения бетона / Л. И. Сердюк, А. Н. Черевко // Пути повышения эффективности строительства: тематический сб. науч. тр. – К.: ИСДО, 1993. – С. 173–182.

5 Сердюк, Л. И. Управляемая вибрационная установка для изготовления легкобетонных изделий / Л. И. Сердюк, Ю. А. Давыденко // Вибрации в технике и технологиях: тр. III междунар. науч.-техн. конф. – Евпатория, 1998. – С. 230–233.

6 Сердюк, Л. И. Управляемые вибрационные машины, их преимущества в сравнении с обычными // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: междунар. сб. науч. тр. – Гомель: БелГУТ, 2009. – Вып. 3. – С. 100–106.

7 Жигилий, С. М. Управляемая вибрационная машина для подготовки металлической фибры: автореф. дис. канд. техн. наук / Полтавский государственный технический университет. – Полтава, 1997. – 16 с.

8 Жигилий, С. М. Изготовление дисперсно армированных бетонов с использованием управляемых вибрационных машин / С. М. Жигилий, Л. М. Осина, Л. И. Сердюк // Теория и практика процессов измельчения, разделения, смешения и уплотнения: тр. VI МНТК. – Одесса: ОГМА, 1998. – С. 56–61.

S. M. ZHIGILII, Y. S. DYACHENKO

INTENSITY GROWTH OF VIBRATION INFLUENCE FOR CONTROLLED ECCENTRIC VIBRATION EXCITER

The vibration influence of controlled mechanical centrifugal eccentric oscillation vibroexciters on the operating efficiency of technological vibration machines has been studied. These vibration exciters have significant advantages over the ordinary ones. The analysis of

the mathematical model of the test vibration exciter allows us to conclude the possibility of increasing the vibration influence efficiency owing to the optimal placement of mobile eccentrics. In the release condition it is sufficient to place mobile eccentrics in the outermost positions relative to the stationary ones (next to the supporting bearings). It allows significantly increasing the value of the basic moment of the inertial forces for mobile eccentrics during the first quarter of their rotation.

Получено 30.09.2010

**ISBN 978-985-468-924-1. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 5. Гомель, 2011**

УДК 631.6.22

Ф. У. ЖУРАЕВ

*Гиждуванский сельскохозяйственный профессиональный колледж,
Узбекистан*

ИЗУЧЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОЧВЫ ПРИ ОБРАЗОВАНИИ КРотовых ДРЕН

На основе уравнений механики деформируемого твердого тела получены соотношения, позволяющие оценить прочность и деформации стенок кротовых дрен с целью обеспечения требуемого их срока службы.

Неудовлетворительное мелиоративное состояние почвы является причиной низкой урожайности. Поэтому его улучшение является одним из самых важных агротехнических мероприятий. С этой целью ведутся научно-исследовательские работы по повышению плодородия почвы [1]. В представленной статье, в частности, решается задача по созданию математической модели, позволяющей описать процесс кротового дренажа.

Представим, что дрена, образованная дренажно-кротовым орудием, направлена по оси Ox . Рассматриваемую задачу решаем в осесимметричной постановке в цилиндрической системе координат. Пренебрегаем вытеканием жидкости из кротовых дрен. Проблема истечения жидкости из кротовых дрен может быть рассмотрена отдельно. В таком случае могут быть применены линейный или нелинейный законы течения. Установим, при каких условиях не будут разрушаться уже образованные дрена.

Используем уравнения механики деформируемого твердого тела. Данная задача может рассматриваться как частный случай анализа напряженно-деформированного состояния цилиндрического объема под действием внешней силы.