

**Стадник Н.И.**

д.т.н., профессор

**Ярошенко Л.В.**

к.т.н., доцент

**Солона Е.В.**

к.т.н., доцент

*Винницкий национальный  
аграрный университет***Чубик Р.В.**

к.т.н., доцент

*Дрогобычский  
государственный  
педагогический  
университет***Stadnik M.****Yaroshenko L.****Solona O.***Vinnitsia National  
Agrarian  
University***Chubyk R.***Drohobych State  
Pedagogical University***УДК 62-521:62-868:62-531.7****УПРАВЛЯЕМЫЙ  
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ  
СИММЕТРИЧНЫЙ ПРИВОД ДЛЯ  
ВИБРАЦИОННЫХ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН**

Предложена и обоснована конструкция регулируемого электромеханического симметричного дебалансного вибропривода и схема автоматического управления его работой, позволяющие создать плоское вибрационное поле в котором колебания рабочих органов вибромашин осуществляются по траекториям имеющим форму эллипса в вертикальной плоскости перпендикулярной к оси приводного вала вибровозбудителя и в автоматическом режиме независимо управлять частотой и амплитудой его циклической вынуждающей силы при соблюдении энергосберегающего резонансного режима работы вибромашин. При этом достигается повышение надежности работы вибропривода путем устранения заклинивания подвижных дебалансов при их перемещении вдоль приводного вала. А предложенная схема автоматического управления позволяет обеспечить минимальные энергозатраты на вибропривод при оптимальных с технологической точки зрения параметрах колебаний рабочего органа вибромашин.

**Ключевые слова:** электромеханический вибропривод, дебалансный приводной вал, вибрационные технологические машины, колебания рабочего органа.

**Постановка проблемы.** Вибрационные технологии и вибрационная техника позволяют значительно интенсифицировать и автоматизировать большое многообразие технологических операций в различных отраслях производства, в частности, в машиностроении и приборостроении а также в сельскохозяйственном производстве и горно-перерабатывающей, пищевой, химической промышленности. Экономичность и надежность работы вибрационных технологических машин в основном определяет конструкция привода колебаний их рабочих органов [1, 2]. Для приведения в колеблющееся движение рабочих органов вибрационных технологических машин, как правило используют электромеханические приводы с дебалансными валами, которые имеют не сложную и надежную конструкцию, легко поддаются динамической синхронизации при одновременном использовании нескольких вибровозбудителей, являются самобалансными, а потому не требуют дополнительной динамической балансировки.

Однако в конструкциях известных электромеханических дебалансных виброприводов трудно независимо регулировать частоту и амплитуду центробежной вынуждающей силы, которую они развивают при вращении дебалансных валов. Особенно сложно это осуществить во время работы вибромашин.

**Анализ последних исследований.** Так в известном вибровозбудителе [3], содержащем корпус в подшипниках которого смонтирован приводной дебалансный вал с неподвижным и подвижным дебалансами и механизмом регулировки положения последнего. На дебалансном вале вырезаны две диаметрально противоположно встречно направленные винтовые канавки, имеющие в нормальном сечении форму полукруга и длину равную половине шага винта. Для перемещения подвижного дебаланса используется механизм, который содержит две шариковые шпонки, расположенные одновременно в углублениях подвижных дебалансов и в винтовых канавках



дебалансного вала. Перемещение подвижного дебаланса вдоль приводного вала осуществляется с помощью тяги связанной с внешней обоймой подшипника, внутренняя обойма которого установлена на подвижном дебалансе. Для изменения величины вынуждающей силы вибровозбудителя при постоянной частоте вращения приводного вала, необходимо изменить суммарный статический момент дебалансов относительно оси приводного вала. Это осуществляется при перемещении с помощью тяги подвижного дебаланса вдоль приводного вала, при этом с помощью шпонок в винтовых канавках имеющих угол наклона плавно переменный от нуля до заданного значения, осуществляется проворачивание подвижного дебаланса и изменение суммарного статического момента дебалансов относительно оси приводного вала.

Однако данный вид вибровозбудителя трудно применить для привода вибромашин с протяженными горизонтальными рабочими органами, поскольку их необходимо устанавливать несколько в разных местах и синхронизировать их работу, или повышать жесткость этих рабочих органов, что значительно усложняет общую конструкцию вибромашин, увеличивает стоимость и снижает надежность. К недостаткам данного вибровозбудителя можно отнести сложность обеспечения заданного технологически оптимального значения амплитуды колебаний рабочего органа при изменении его загрузки в ходе работы и то, что изменение амплитуды его циклической вынуждающей силы можно осуществлять только вручную.

Более совершенным является управляемый симметричный дебалансный вибропривод [4], представляющий собой корпус в котором с помощью подшипников смонтирован приводной вал на боковой поверхности которого нарезанные две пары диаметрально расположенных и встречно направленных винтовых канавок, длинами равными половине шага винта. На валу смонтированы два неподвижных и четыре подвижных дебалансы и механизмы перемещения подвижных дебалансов, причем центры масс неподвижных дебалансов и ось приводного вала лежат в одной плоскости, а по обе стороны от каждого неподвижного дебаланса выполнено по паре диаметрально противоположных встречно направленных канавок и размещено по паре подвижных дебалансов с механизмами регулирования их положения. В состав этих механизмов входят шариковые шпонки одновременно размещаются в винтовых канавках и пазах подвижных дебалансов, причем, механизмы

перемещения подвижных дебалансов имеют жесткую кинематическую связь в каждой паре, такая же связь установлена и между парами механизмов перемещения. Механизмы перемещения подвижных дебалансов приводятся в движение от шагового двигателя через механизм винтовой подачи.

Недостатком данного управляемого симметричного дебалансного вибропривода является то, что применение в механизмах регулирования положения подвижных дебалансов канавок, имеющих в нормальном сечении форму полукруга и шариковых шпонок в них, приводит к частому заклиниванию этих шпонок полукруглых канавках при передаче через них значительных усилий при работе вибропривода, что существенно снижает надежность его работы.

**Постановка задачи.** В управляемом электромеханическом симметричном приводе для вибрационных технологических машин, путем выполнения на приводном валу диаметрально противоположных встречно направленных сквозных спиральных пазов и размещения в них цилиндрических штифтов которые связаны с подвижными дебалансами, устранить заклинивание при перемещении подвижных дебалансов и обеспечить повышение надежности работы вибропривода а также разработать автоматическую систему управления данного вибропривода позволяющую поддерживать резонансный режим работы вибромашин и независимую регулировку амплитуды и частоты колебаний ее рабочего органа.

**Изложение основного материала.** Предложенный управляемый симметричный электромеханический дебалансный вибропривод для адаптивных вибрационных технологических машин состоит из сборного корпуса в котором размещены: механизм главного приводного вала В; механизмы перемещения первого и третьего подвижных дебалансов С; механизмы перемещения второго и четвертого подвижного дебалансов D; механизм винтовой подачи Е с приводом от серводвигателя.

На рис. 1 изображена конструкция управляемого симметричного электромеханического дебалансного вибропривода в сборе, на рис. 2 – конструкция приводного вала с дебалансами, на рис. 3 – конструкция механизма винтовой подачи, на рис. 4 – конструкция узла перемещения второго и четвертого подвижных дебалансов, на рис. 5 – конструкция узла перемещения первого и третьего подвижных дебалансов.

Управляемый симметричный дебалансный вибропривод (вибро-возбудитель колебаний рабочего органа вибромашин)



соединяется с приводным электродвигателем (на рис. 1 не показан) через приводную эластичную муфту 31, установленную на приводном валу 17 с помощью болта с шайбой и шпонки 32.

Управляемый симметричный дебалансный вибропривод работает следующим образом. Перед запуском

управляемого вибровозбудителя подвижные дебалансы 1 и 2 устанавливаются относительно оси приводного вала 17 диаметрально противоположно неподвижному дебалансу 28 так, что угол между центрами масс подвижных дебалансов 1 и 2 и неподвижного дебаланса 28 равен  $\beta = 180^\circ$ .

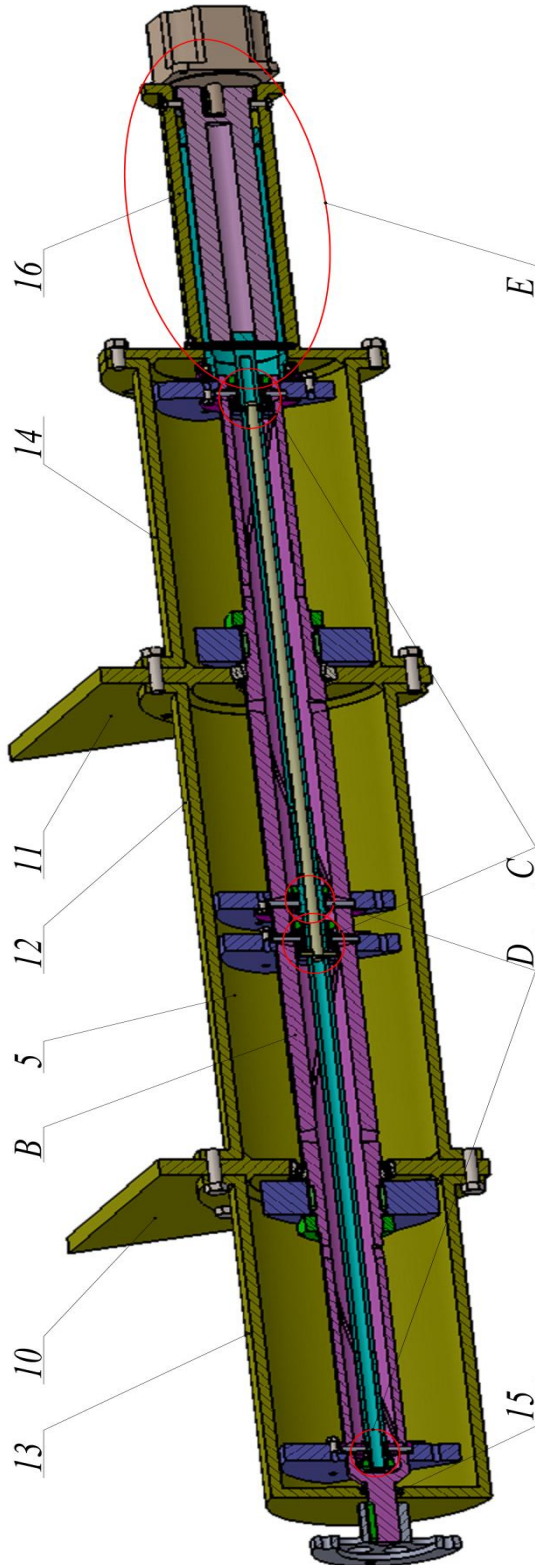


Рис. 1. Конструкция управляемого симметричного дебалансного вибропривода в сборе.

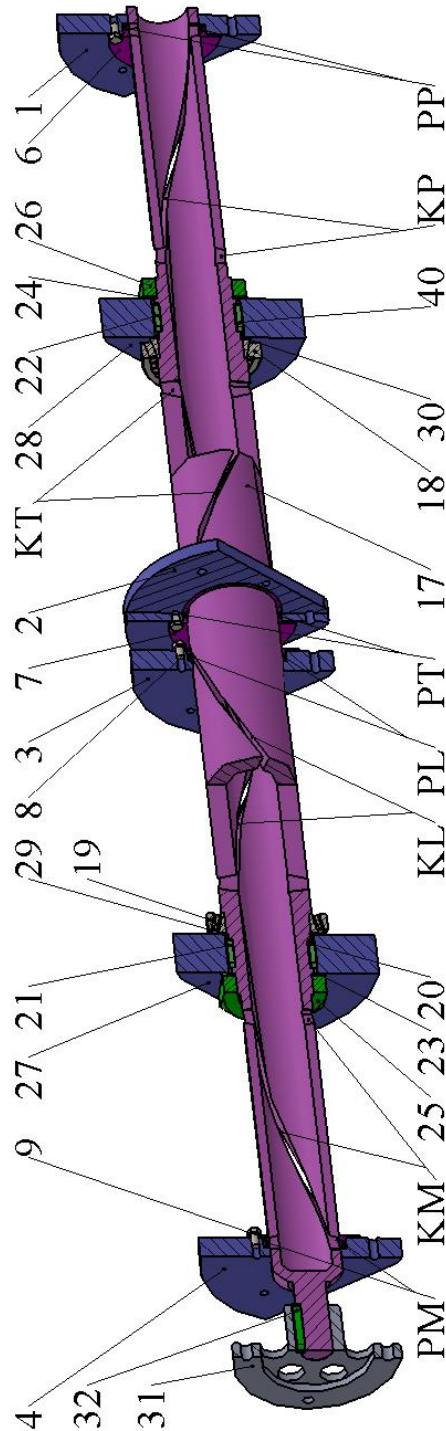
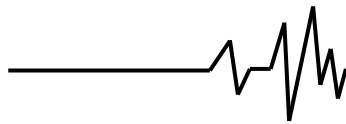


Рис. 2. Приводной вал с дебалансами.



Аналогичным образом устанавливаются и подвижные дебалансы 3 и 4 относительно неподвижного дебаланса 27. Таким образом относительно оси приводного вала 17 общий статический момент всех дебалансов равен нулю. При включении приводного электродвигателя, вращательное движение через эластичную муфту 31 передается на

приводной вал 17 и все дебалансы вращаются с частотой вращения приводного электродвигателя  $\omega_0$  которая устанавливается примерно оптимальной  $\omega_0 \approx \omega_0$  для начала реализации заданной технологической операции вибрационной технологической машиной.

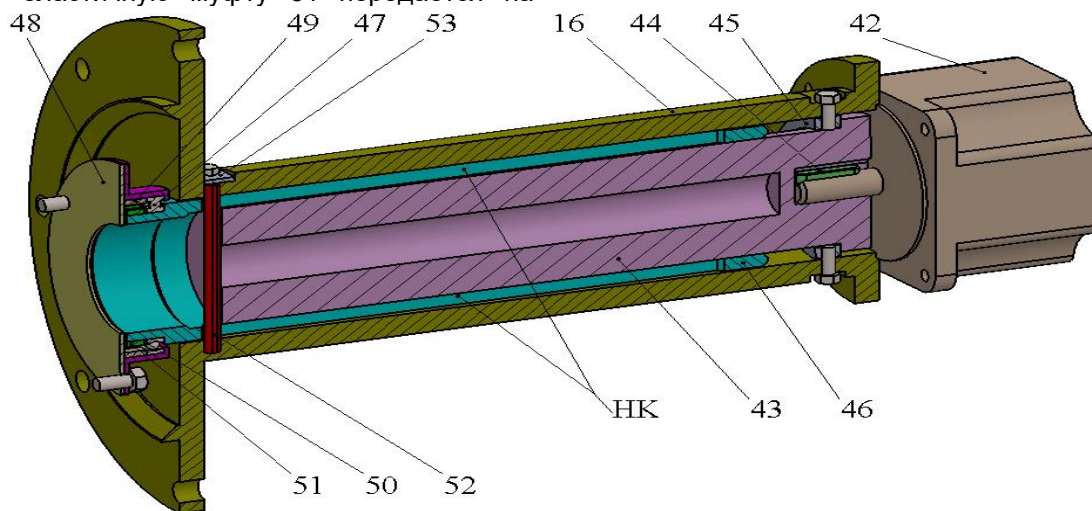


Рис. 3. Механизм винтовой подачи

После чего, система управления виброприводом (см. рис. 6) начинает проводить корректировку и окончательно устанавливает заданную частоту  $\omega_{0s}$  вращения приводного вала 17 равную резонансной частоте вибрационной технологической машины  $\omega_p$ , которая является оптимальной с энергетической точки зрения  $\omega_p = \omega_0$ . При этом значение циклической вынуждающей силы управляемого вибропривода будет меняться по зависимости:

$$F = F_A \cdot \sin(\omega_p \cdot t), \quad (1)$$

где  $F_A$  – амплитудное значение циклической вынуждающей силы [3].

После установки резонансного режима колебаний рабочего органа вибромашины система управления виброприводом начинает устанавливать заданную технологически оптимальную амплитуду его колебаний.

Установка необходимой величины амплитудного значения циклической вынуждающей силы  $F_A$  вибропривода (ее коррекция на величину  $\pm \Delta F$ ) осуществляется путем подачи системой управления определенного количества импульсов тока для осуществления поворота вала шагового двигателя 42 на заданный угол  $\alpha$ . Величина угла поворота  $\alpha$  вала шагового двигателя 42 и его направление зависит от количества и полярности импульсов а также углового шага самого серводвигателя. Проворачивание вала шагового двигателя 42 на заданный угол  $\alpha$  с помощью шпонки 44 передается приводному стакану 43, который также делает поворот на угол  $\alpha$ . Конструктивно движение приводного стакана 43 в направлении оси приводного вала 17 ограничено штопорной втулкой 45 и торцом вала шагового двигателя 42.

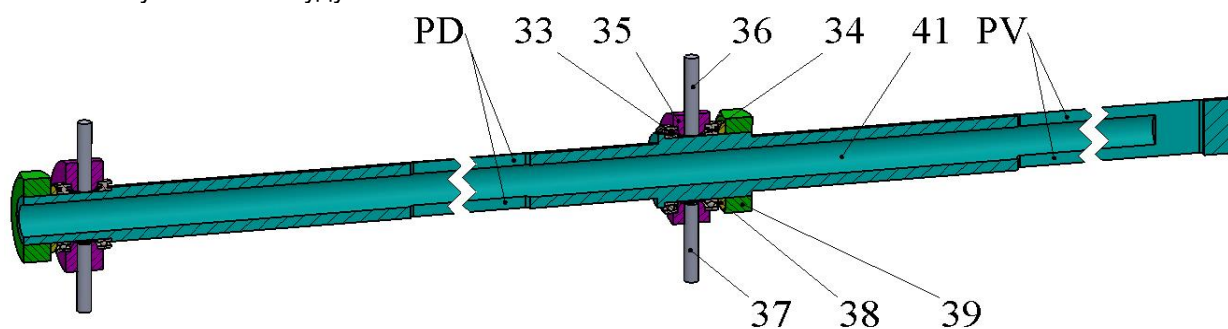


Рис. 4. Узел перемещения второго и четвертого подвижных дебалансов



Поскольку приводной стакан 43 имеет резьбовое соединение с ходовым стаканом 46, а вращению ходового стакана 46 вокруг собственной оси препятствует стопорная шпонка 52, одновременно находящаяся в шпоночном отверстии направляющего цилиндра 16 и в шпоночных пазах НК ходового стакана 46. Итак, проворачивание приводного стакана 43 на заданный угол  $\alpha$  приведет к перемещению ходового стакана 46 вдоль оси приводного вала 17. Перемещение ходового стакана 46 через цилиндрические штифты 57 и 56 и внутренний шток 58 приводит к перемещению подвижных дебалансов 1 и 3 вдоль оси приводного вала 17.

Вследствие того, что цилиндрические штифты 57 и 56 одновременно находятся в сквозном спиральном пазу КР пустотелого участка приводного вала 17 и цилиндрическом отверстии РР приложения 6 подвижного дебаланса, то при движении вдоль оси вала 17 подвижного дебаланса 1 последний проворачивается относительно оси приводного вала 17. В то же время поступательное движение от ходового стакана 46, через цилиндрические штифты 57 и 56, которые одновременно находятся в цилиндрическом отверстии РР приводного вала 17 и во втулке 64, внутренний шток 58, цилиндр 59 и планку 60, передается к третьему подвижному дебалансу 3. Втулка 64 установлена на подшипниках 62 и 63 и может свободно проворачиваться относительно цилиндра 59. При этом планка 60 находится в пазу РV внешнего пустотелого штока 41. Итак, в

результате такой кинематической связи, подвижные дебалансы 1 и 3 перемещаются синхронно вдоль оси приводного вала 17 и вокруг нее. Поскольку приводной стакан 43 также имеет резьбовое соединение с пустотелым внешним штоком 41, то проворачивание приводного стакана 43 на угол  $\alpha$  приведет также к перемещению внешнего штока 41 вдоль оси приводного вала 17, но на встречу перемещению внутреннего штока 58. Это перемещение через подшипники 33 и 34 передается втулке 35 и цилиндрическим штифтам 36 и 37.

Поскольку, цилиндрические штифты 36 и 37 одновременно находятся в цилиндрическом отверстии РТ в приложения 7 подвижного дебаланса 2 и в сквозном спиральном пазу КТ, расположенном вдоль оси приводного вала 17, то подвижной дебаланс 2 может совершать возвратно-поступательное движение вместе с внешним штоком 41 и одновременно вращаться вместе с приводным валом 17 вокруг его оси. Перемещаясь вдоль основной оси приводного вала 17, второй подвижной дебаланс начинает возвращаться относительно его центральной оси благодаря тому, что происходит перемещение цилиндрических штифтов 36 и 37 вдоль сквозного спирального паза КТ приводного вала 17. Аналогично, через внешний шток 41 цилиндрические штифты 36 и 37 находящиеся в цилиндрическом отверстии РМ в приложении 9 подвижного дебаланса 4 происходит синхронное перемещение и этого дебаланса.

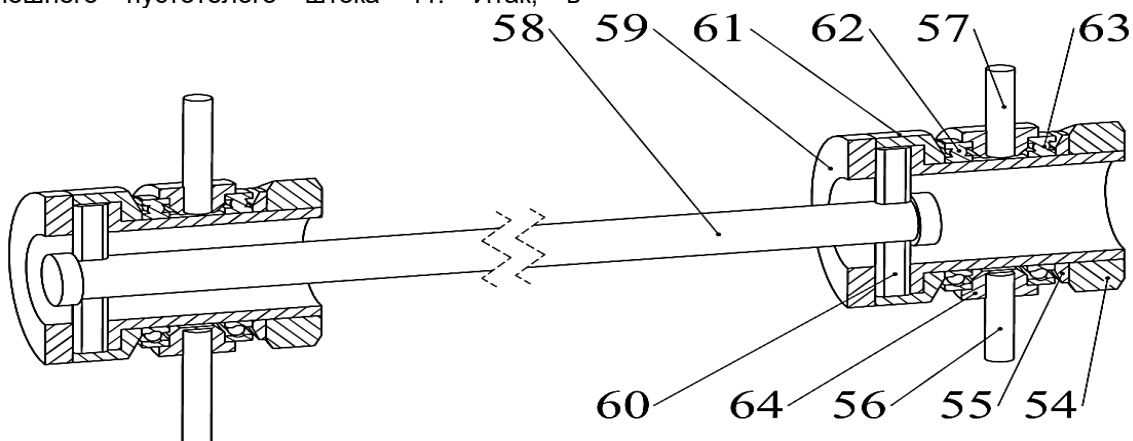
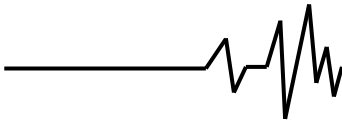


Рис. 5. Узел перемещения первого и третьего подвижных дебалансов

Поскольку, на внешней и внутренней поверхности приводного стакана 43 имеется резьба с одинаковым шагом но встречного направления, то при перемещении подвижных дебалансов 1 и 3 вдоль приводного вала 17 подвижные дебалансы 2 и 4 перемещаются в обратном направлении. Вследствие того что цилиндрические штифты 36 и 37 и 57 и 56 перемещаются вдоль оси приводного вала 17

находясь в сквозных спиральных пазах КМ и КЛ, КТ и КР, которые попарно встречно направлены то синхронное осевое перемещение подвижных дебалансов 1, 2, 3, 4 вдоль оси приводного вала 17 приводит к одновременному синхронному их проворачиванию и относительно оси приводного вала 17 и относительно неподвижных дебалансов 27 и 28 соответственно.



И так, при проворачивании вала шагового двигателя 42 на угол  $\alpha$  осуществляется синхронный поворот четырех подвижных дебалансов 1, 2, 3, 4 относительно неподвижных дебалансов 27 и 28 на необходимый угол  $\beta$  вследствие чего меняется общий статический момент всех дебалансов относительно оси приводного вала 17, а это обеспечивает необходимую величину изменения амплитуды циклической вынуждающей силы  $\pm \Delta F$  управляемого симметричного электромеханического дебалансного вибропривода.

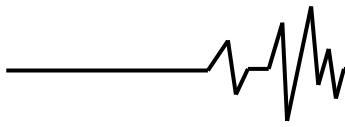
Поскольку шаговый электродвигатель обладает способностью удерживать заданный угол поворота, то это приводит к фиксации подвижных дебалансов в определенном положении после окончания регулировки угла  $\alpha$ .

Основной задачей автоматической схемы управления вибропривода является расширение функциональных возможностей вибрационных технологических машин, с целью экономии электроэнергии, расходуемой на их привод.

На рис. 6 изображена функциональная схема автоматического управления электромеханическим симметричным приводом для вибрационных технологических машин. Сама вибрационная технологическая машина состоит из рамы 1 на которой при помощи упругой подвески 2 установлен рабочий орган (контейнер) 3 с обрабатываемой средой (технологической загрузкой). Приводной электродвигатель 4 устанавливается на раме 1 и с помощью эластичной муфты соединяется с регулируемым дебалансным вибровозбудителем 5, который крепится на рабочем органе 3 вибрационной машины. На рабочем органе 3 вибрационной машины установлен датчик вибрации 7, который соединен со входом детектора сдвига фаз 8, элементом синтеза 9 параметров колебаний рабочего органа 3 (частоты  $\omega_z$  и амплитуды  $a_z$ ). Выход элемента синтеза 9 соединен с элементом сравнения амплитуды 10. Выход детектора сдвига фаз 8 соединен с входом элемента сравнения сдвига фаз 11, а на второй вход элемента сравнения сдвига фаз 11 поступает заданное значение сдвига фаз от задатчика 12. Выход элемента сравнения частоты 11 соединен с регулятором частоты циклической возмущающей силы 13 (трёхфазным регулятором частоты тока  $f$ ), а выход элемента сравнения амплитуды 10 - с регулятором амплитуды циклической возмущающей силы 14. Выход регулятора 13 соединен с приводным электродвигателем 4, который преобразует частоту трёхфазного тока

$f$  в угловую частоту вращения приводного вала  $\omega$  (частоту колебаний рабочего органа 3). Выход регулятора 14 соединен с шаговым электродвигателем 6, который преобразует количество импульсов тока  $i_m$  в угол поворота подвижных дебалансов  $\beta$  что обеспечивает необходимую величину изменения амплитуды циклической вынуждающей силы  $\pm \Delta F$ . Два других входа элемента синтеза 9 соединены с элементом задачи технологически оптимальных параметров колебаний рабочего органа вибромашины.

Принцип работы схемы автоматического управления электромеханическим приводом для вибрационных технологических машин следующий: информация о колебаниях рабочего органа 3 от датчика вибрации 7 в виде электрического сигнала поступает на вход детектора сдвига фаз 8, а на второй вход данного детектора поступает сигнал от регулятора частоты циклической возмущающей силы 13, который питает приводной электродвигатель 4. Итак, на два входа детектора сдвига фаз одновременно поступают: сигнал, прямо пропорциональный колебаниям циклической вынуждающей силы  $F$ , и сигнал прямо пропорционален колебаниям рабочего органа 3 вибромашины, на выходе детектора сдвига фаз 8 формируется сигнал который пропорционален углу сдвига фаз  $\varphi_\phi$  между двумя этими колебаниями. Учитывая, что при резонансных колебаниях сдвиг фаз между циклической вынуждающей силой  $F$  и колебаниями рабочего органа, равный  $\varphi_p = \pi/2$  (или  $90^\circ$ ) [5, 6], можно по величине и знаку сигнала (угла  $\pm \Delta\varphi = \varphi_\phi - \varphi_p$ ) определить на сколько и в какую сторону колебания рабочего органа 3 отошли от резонанса. Поэтому сигнал с выхода детектора сдвига фаз 8 поступает к элементу сравнения 11 где определяется соответствие условия резонанса:  $\Delta\varphi = 0$  и на выходе элемента сравнения появляется сигнал  $\pm \Delta\varphi$ , величина которого указывает на величину отхождения режима работы вибромашины от резонансного, а знак на направление отхождения. Этот сигнал поступает в регулятор частоты циклической возмущающей силы 13 где на основании классических законов автоматического управления (пропорционального, дифференциального, интегрирующего ...) [7, 8] формируется закон, по которому проводится коррекция частоты циклической вынуждающей силы  $F$  (частоты вращения приводного электродвигателя 4) на необходимую величину  $\pm \Delta\omega$ . Например: если при работе вибромашины изменилась масса рабочего органа 3 с технологической загрузкой, то это приведет к изменению резонансной частоты вибромашины, которая равна [6]:



$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{C}{M}}, \quad (2)$$

где  $C$  – жёсткость упругой подвески вибромашины;  
 $M$  – масса рабочего органа с технологической нагрузкой.

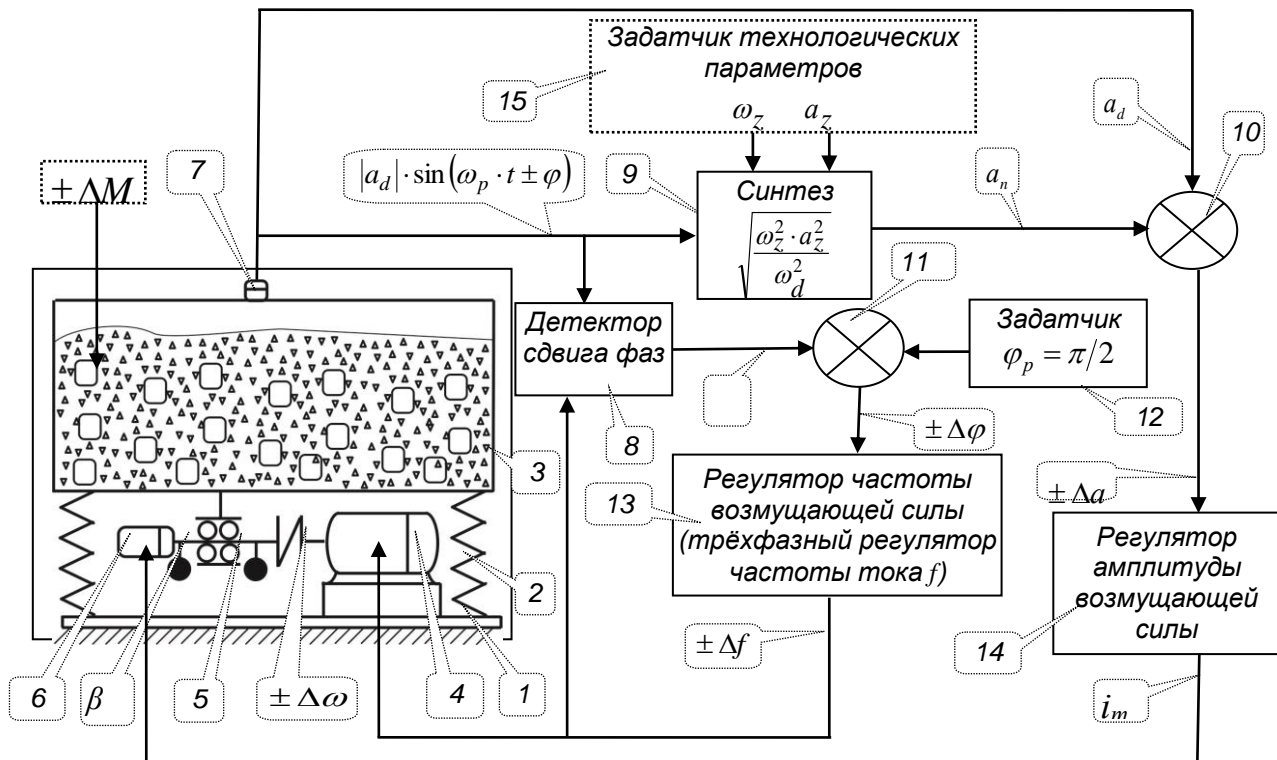


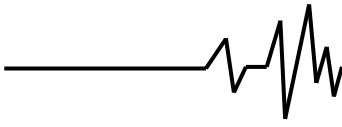
Рис. 6 - Функциональная схема системы управления виброприводом вибрационных технологических машин

Рост массы рабочего органа 3 с технологической нагрузкой приводит к отходу колебательной части вибромашины от резонанса, а угол сдвига фаз станет, например, равным  $\varphi_\phi = 91^\circ$ , поэтому необходимо проводить коррекцию частоты циклической вынуждающей силы  $F$  в сторону уменьшения ( $-\Delta\omega$ ) до тех пор пока  $\varphi_\phi$  не станет равным  $90^\circ$ , а если например, угол сдвига фаз станет равным  $\varphi_\phi = 89^\circ$  то коррекцию частоты циклической вынуждающей силы  $F$  необходимо проводить в сторону ее повышения пока  $\varphi_\phi$  снова не станет равным  $90^\circ$ . Таким образом, элементы 7, 8, 11, 12, и 13 составляют один контур управления, который корректирует частоту циклической вынуждающей силы  $F$  вибропривода приближая и удерживая ее в пределах собственной резонансной частоты вибромашины.

Элементы 7, 9, 10, 14 и 15 представляют собой второй контур управления, который предназначен для обеспечения поддержки технологически оптимальных параметров колебаний рабочего органа 3 в заданном оператором уровне. Этот контур управления является вторичным и проводит коррекцию амплитуды вынуждающей силы  $F$

вибропривода на каждой новой собственной резонансной частоте вибромашины поддерживая удельную работу вибрационного поля вибромашины на заданном технологически оптимальном уровне. Первичным является контур управления частотой вибропривода который обеспечивает резонансный режим работы и минимальные энергозатраты на вибропривод, а вторичный контур только проводит оптимизацию параметров вибрационного поля с целью соблюдения технологически оптимальных параметров работы вибромашины.

Вторичный контур управления амплитудой колебаний рабочего органа 3 вибромашины работает следующим образом: сигнал пропорциональный движению рабочего органа 3 поступает от датчика вибрации 7 в элемент синтеза 9 и элемент сравнения 10. Элемент синтеза 9 предназначен для определения необходимой величины амплитуды колебаний рабочего органа 3 вибромашины на любой частоте (в данном случае на собственной резонансной частоте вибромашины) исходя из условия точности соблюдения технологически режимов работы вибромашины. Если, например, необходимо



поддерживать неизменной технологически оптимальную интенсивность виброобработки (удельную работу вибрационного поля) на каждой новой резонансной частоте вибромашины, равную [6]:

$$A_{роб} = a^2 \cdot \omega^2, \quad (3)$$

где  $\omega$  - частота колебаний рабочего органа 3 вибромашины;

$a$  - амплитуда колебаний рабочего органа 3 вибромашины.

Учитывая выражение (3), в элементе синтеза 9 данного устройства определяется значение необходимого уровня амплитуды рабочего органа вибромашины, исходя из условия:

$$a_n^2 \cdot \omega_d^2 = a_z^2 \cdot \omega_z^2, \quad (4)$$

где  $a_n$  - необходимое значение амплитуды колебаний рабочего органа вибромашины;

$a_z$  - заданное технологически оптимальное значение амплитуды колебаний рабочего органа 3 вибромашины;

$\omega_z$  - заданное технологически оптимальное значение частоты колебаний рабочего органа 3 вибромашины;

$\omega_d$  - действительная собственная резонансная частота вибромашины при виброобработке при определенной (переменной) массе загрузки рабочего органа 3.

Таким образом в элементе синтеза 9 данной схемы управления происходит сопоставление двух параметров: действительной амплитуды колебаний рабочего органа 3 вибромашины (на резонансной частоте) и значение амплитуды колебаний рабочего органа 3 вибромашины на данной резонансной частоте, которое необходимо для того чтобы вибрационное поле выполняло заданную удельную работу и вырабатывается сигнал амплитуда которого пропорциональна величине отклонения амплитуды колебаний рабочего органа 3 от его технологически оптимального значения, а знак данного параметра указывает направление отклонения:

$$a_n = \sqrt{\frac{\omega_z^2 \cdot a_z^2}{\omega_d^2}}. \quad (5)$$

В результате сравнения в элементе 10 формируется сигнал  $\pm \Delta a$ , который прямо пропорционален величине отклонения амплитуды колебаний рабочего органа вибромашины от технологически оптимального значения для данной частоты виброобработки. Этот сигнал подается в регулятор амплитуды циклической возмущающей силы 14, который проводит коррекцию амплитуды циклической возмущающей силы  $F$  электромагнитного вибропривода путём выработки определённого

количества импульсов тока  $i_m$ , подаваемого на шаговый электродвигатель 6. Последний, через регулируемый вибропривод, преобразует количество импульсов тока  $i_m$  в угол поворота подвижных дебалансов  $\beta$ , что обеспечивает необходимую величину изменения амплитуды циклической вынуждающей силы  $\pm \Delta F$ . Эта коррекция направлена на то, чтобы свести параметр  $\Delta a$  на выходе элемента 10 до нуля ( $\Delta a = 0$ ) [5]. Такая коррекция осуществляется постоянно, как и коррекция  $\pm \Delta \omega$  которая направлена на то, чтобы поддерживать постоянным во времени соотношение  $\Delta \varphi = 0$ .

Данная схема автоматического управления электромеханическим приводом вибрационных технологических машин улучшает качественные характеристики управления, а именно быстродействие системы (ее реакцию на изменение массы загрузки рабочего органа) благодаря переходу от пошагового поискового алгоритма работы для определения максимума амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) вибромашины к следящему принципу работы и позволяет с течением времени отслеживать сдвиг фаз между циклической вынуждающей силой вибропривода и виброперемещениями рабочего органа вибромашины и с помощью автоматической коррекции частоты циклической возмущающей силы вибропривода, обеспечивать отставание фазы колебаний [6] рабочего органа вибромашины от колебаний циклической возмущающей силы на угол равный  $\pi/2$ , что необходимо для обеспечения постоянного резонансного режима работы вибромашины при различных переменных массах загрузки рабочего органа и поддержания оптимальных с точки зрения энергопотребления параметров колебаний рабочего органа вибромашины.

Кроме того, данная схема управления позволяет обеспечить минимальные энергозатраты на вибропривод при постоянном резонансном режиме работы, а также позволяет обеспечить заданные технологически оптимальные параметры вибрационного поля при переменной собственной резонансной частоте вибромашины (в соответствии с изменением массы рабочего органа). Итак, данная схема управления позволяет обеспечить минимальные энергозатраты на вибропривод при оптимальных с технологической точки зрения параметрах колебаний рабочего органа.

**Выводы.** Предложены конструкция регулируемого электромеханического симметричного дебалансного вибропривода и схема автоматического управления его работой, позволяющие создать плоское вибрационное поле в котором колебания





рабочих органов вибромашин осуществляются по траекториям имеющим форму эллипса в вертикальной плоскости перпендикулярной к оси приводного вала вибровозбудителя и в автоматическом режиме независимо управлять частотой и амплитудой его циклической вынуждающей силы при соблюдении энергосберегающего резонансного режима работы вибромашин. При этом достигается повышение надежности работы вибропривода путем устранения заклинивания подвижных дебалансов при их перемещении вдоль приводного вала. А предложенная схема автоматического управления позволяет обеспечить минимальные энергозатраты на вибропривод при оптимальных с технологической точки зрения параметрах колебаний рабочего органа вибромашин.

#### Список використаних джерел

1. Божко А.Е. Методы проектирования электромеханических вибровозбудителей/ Божко А.Е., Пермяков В.И., Пушня В.А. . – К.: Наук. думка, 1989. – 208 с.
2. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання. – Львів: Видавництво НУ "Львівська політехніка", 2004. – 248 с.
3. А. с. 1281312 А1 (СССР), В06В 1/16. Вибровозбудитель. Сердюк Л.И. Оpubл. 07.01.1987; Бюл. № 1, 3 с
4. Чубик Р.В. Керовані вібраційні технологічні машини / Чубик Р. В., Ярошенко Л.В. - Монографія. Вінниця: ВНАУ, – 2011. – 355с.
5. Крюков Б.И. Динамика вибрационных; машин резонансного тина. – К.: Наукова думка, 1997. – 230 с.
6. Лавендел Э.Э. Синтез оптимальных вибромашин. – Рига: Зинатне, 1970. – 210 с.
7. Бесекерский В.А. Попов Е.П. Теория систем автоматического управления. – Санкт-Петербург: Профессия, 2004. – 752 с.
8. Михайлов О. П. Автоматизированный электропривод станков и промышленных роботов: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1990. – 304 с.
9. Солоная Е. Тримассная вибрационная мельница с четырьмя вибровозбудителями / Е. Солоная, В. Любин // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2013. – Vol.15. No.4. – p.219-224.

#### Список джерел у транслітерації

1. Bozhko, A.E., Permiakov, V.Y., & Pushnia, V.A. (1989). *Metody proektyrovaniya elektromekhanicheskikh vibrovobudytel'ei* [Methods for designing electromechanical vibro – excitors]. Kyiv: Naukova dumka [in Russian].

2. Povidailo, V.O. (2004). *Vibratsiini protsesy ta obladnannia* [Vibration processes and equipment]. Lviv: NU "Lvivska politehnika" [in Ukrainian].

3. Serdiuk, L.Y. (1987). *Vybrovobuditel* [Vibro-exciter]. Patent №1281312, UA [in Russian].

4. Chubyk, R.V., & Yaroshenko, L.V. (2011). *Kerovani vibratsiini tekhnologichni mashyny* [Controllable vibrating technological machines]. Vinnytsia: VNAU [in Ukrainian].

5. Kriukov, B.Y. (1997). *Dynamiyka vibratsyonnykh mashyn rezonansnoho tipa* [Dynamics of vibrating machines of resonant type]. Kyiv: Naukova dumka [in Russian].

6. Lavendel, E.E. (1970). *Syntezy optimalnykh vibromashyn* [Synthesis of Optimal Vibromachines]. Ryha: Zynatne [in Russian].

7. Besekerskyi, V.A. & Popov, E.P. (2004). *Teoriya system avtomatycheskoho upravleniia* [The theory of automatic control systems]. Sankt-Peterburh: Professyia [in Russian].

8. Mykhailov, O.P. (1990). *Avtomatyzyrovannye elektropryvod stankov i promyshlennykh robotov* [Automated electric drive of machine tools and industrial robots]. Moskva: Mashynostroeniye [in Russian].

9. Solonia, E.V., & Liubyn, V.N. (2013). *Trymassnaia vibratsyonnaia melnytsa s chetyrmia vibrovobudyteliamy* [Trimass vibratory mill with four vibro-excitors]. *Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 4, pp. 219-224.

#### КЕРОВАНІЙ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИЙ СИМЕТРИЧНИЙ ПРИВОД ДЛЯ ВІБРАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

Запропоновано і обґрунтовано конструкцію регульованого електромеханічного симетричного дебалансного віброприводу і схему автоматичного управління його роботою, що дозволяють створити плоске вібраційне поле, в якому коливання робочих органів вибромашин здійснюються по траєкторіях, які мають форму еліпса у вертикальній площині перпендикулярній до осі приводного вала вібровозбудника і в автоматичному режимі незалежно управляти частотою і амплітудою його циклічної змушуючої сили при дотриманні енергоощадного біля резонансного режиму роботи вибромашини. При цьому досягається підвищення надійності роботи віброприводу шляхом усунення заклинювання рухомих дебалансів при їх переміщенні уздовж приводного вала. А запропонована схема автоматичного управління дозволяє забезпечити мінімальні енерговитрати на вібропривод при оптимальних з технологічної точки зору параметрах коливань робочого



органу вібромашини.

**Ключові слова:** електромеханічний вібропривод, дебалансний приводний вал, вібраційні технологічні машини, коливання робочого органу.

#### CONTROLLED ELEKTROMECHANICAL SYMMETRICAL DRIVE FOR VIBRATING TECHNOLOGICAL MACHINERY

*Proposed and substantiated design of a controlled electromechanical symmetrical debalance vibration drive for vibration process machines that eliminates the danger of jamming mobile unbalances when moving them along the drive shaft and generates a centrifugal force that acts in a vertical plane perpendicular to the axis of the drive shaft, while the shaft of the vibration*

*drive, together with the working body of the vibrating machine, fluctuates in an upright plane in an elliptical trajectory. In addition, this controlled electromechanical symmetrical debalance vibration drive with automatic control system allows to quickly and independently adjust the frequency and amplitude of oscillation of the working body of the vibrating machine to be operatively and independently adjusted and set the energy-saving resonance mode of these machines, as well as establish the required amplitude of the oscillations of the working body at a given frequency of its oscillations, which allows to significantly expand the technological application of vibrating machines.*

**Keywords:** electromechanical vibration drive, debalanced drive shaft, vibrating technological machines, oscillations of the working body.

#### Сведения об авторах

**Стадник Николай Иванович** – доктор технических наук, профессор кафедры электротехнических систем технологий и автоматизации в АПК Винницкого национального аграрного университета: г. Винница, ул. Солнечная 3, ВНАУ 21008, e-mail: stadnik1948@gmail.com.

**Ярошенко Леонид Викторович** – кандидат технических наук, доцент кафедры электротехнических систем технологий и автоматизации в АПК Винницкого национального аграрного университета: г. Винница, ул. Солнечная 3, ВНАУ 21008, e-mail: volvinlv@gmail.com.

**Солоня Елена Васильевна** – кандидат технических наук, доцент кафедры общетехнических дисциплин и охраны труда Винницкого национального аграрного университета: ул. Солнечная, 3, г. Винница, Украина, 21008, e-mail: solona\_o\_v@ukr.net.

**Чубик Роман Владимирович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры основ технологий Дрогобычского государственного педагогического университета: г. Дрогобыч, И. Франко, 24, 82100, e-mail: r.chubyk@gmail.com.

**Стадник Микола Іванович** – доктор технічних наук, професор кафедри електротехнічних систем технологій та автоматизації в АПК Вінницького національного аграрного університету: м. Вінниця, вул. Сонячна 3, ВНАУ 21008, e-mail: stadnik1948@gmail.com.

**Ярошенко Леонід Вікторович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри електротехнічних систем технологій та автоматизації в АПК Вінницького національного аграрного університету: м. Вінниця, вул. Сонячна 3, ВНАУ 21008, e-mail: volvinlv@gmail.com.

**Солоня Олена Васильівна** – кандидат технічних наук, доцент кафедри загально технічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету: вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: solona\_o\_v@ukr.net.

**Чубик Роман Володимирович** – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри основ технологій Дрогобычського державного педагогічного університету: м. Дрогобыч, вул. І. Франка, 24, 82100, e-mail: r.chubyk@gmail.com.

**Stadnik Mykola Ivanovich** – Doctor of technical sciences, professor of the department of electrotechnical systems of technologies and automation in agro-industrial complex of Vinnitsa national agrarian university: Vinnitsya st. Sonyachna 3, VNAU 21008, e-mail: stadnik1948@gmail.com.

**Yaroshenko Leonid Victorovich** – Candidate of technical sciences, associate professor of the department of electrotechnical systems of technologies and automation in agro-industrial complex of Vinnitsa national agrarian university: Vinnitsa, st. Sonyachna 3, VNAU 21008, e-mail: volvinlv@gmail.com.

**Solona Olena** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection, Vinnitsia National Agrarian University: 3, Solnyschaya St., Vinnitsia, Ukraine, 21008, e-mail: solona\_o\_v@ukr.net.

**Chubyk Roman** – Candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of the department of fundamentals of technology of Drohobych State Pedagogical University: Drohobych, st. I. Franka, 24, 82100, e-mail: r.chubyk@gmail.com.