

СРАВНИТЕЛЬНАЯ КИНЕМАТИКА ОБЫЧНЫХ И МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПОСТУПАТЕЛЬНО ПЕРЕМЕЩАЮЩИМСЯ ТОЛКАТЕЛЕМ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Эксцентрикые механизмы (ЭМ) широко используются в качестве приводных в различного рода вибрационных машинах, стандах и устройствах, поскольку обеспечивают динамически благоприятные условия движения ведомого (исполнительного) звена.

Одним из эффективных применений ЭМ является использование их в качестве привода колебательных движений резца в устройствах для вибрационного резания. Первоначально устройства такого рода проектировались на основе независимого привода, действующего от отдельного электромотора, и снабжались специальными приспособлениями для регулировки частоты и амплитуды колебаний исполнительного органа [1]. Это не только усложняло конструкцию устройства, но и существенно увеличивало время на его обслуживание, так как каждое переключение частоты вращения шпинделя $n_{шп}$ станка требовало соответствующего изменения (регулирования) частоты f колебаний инструмента с целью сохранения требуемой для эффективного стружкообразования отношения $f/n_{шп}$. Чтобы упростить конструкцию устройства и уменьшить время на его настройку в последующем перешли на зависимый привод ЭМ от одного из звеньев цепи главного движения токарного станка, так как в этом случае заданное отношение $f/n_{шп}$ остается неизменным при любом $n_{шп}$, и необходимость в специальном приспособлении для настройки частоты колебаний резца отпадает.

В токарно-винторезных станках универсального типа подключение к цепи главного движения можно осуществлять через блок сменных шестерен, расположенный в торцевой части передней бабки. Однако, существенным недостатком такого конструктивного решения является удаленность приводного звена от исполнительного органа — резцедержателя станка. Чтобы сократить длину линии связи между приводным и исполнительным звеньями удобнее всего в качестве приводного звена использовать сам шпиндель.

На рис 1 представлена схема такого рода устройства [2]. Его основой является Г-образная плита 1, закрепляемая сверху болтами 11 крышки передней бабки станка. На вертикальной стенке плиты 1 приваривается П-образный элемент 12 для установки в подшипниковых опорах дополнительного валика 9 с жестко закрепленными на нем шестерней 8 и эксцентриком 2. На вертикальной стенке плиты 1 закрепляется также корпус 10 плунжерного насоса, подвижный плунжер-толкатель 4 которого через свободно вращающийся ролик 5 контактирует с

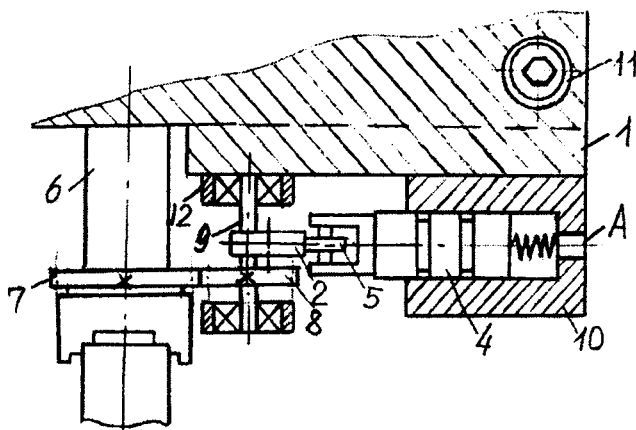


Рис. 1 Привод устройства для вибрационного резания с обычным эксцентриковым механизмом

рода устройства [2]. Его основой является Г-образная плита 1, закрепляемая сверху болтами 11 крышки передней бабки станка. На вертикальной стенке плиты 1 приваривается П-образный элемент 12 для установки в подшипниковых опорах дополнительного валика 9 с жестко закрепленными на нем шестерней 8 и эксцентриком 2. На вертикальной стенке плиты 1 закрепляется также корпус 10 плунжерного насоса, подвижный плунжер-толкатель 4 которого через свободно вращающийся ролик 5 контактирует с

эксцентриком 2. На шейке шпинделя монтируется и жестко крепится шестерня 7. При этом числа зубьев Z_7 и Z_8 выбираются из условия обеспечения необходимого отношения $f/n_{шп.}$, т.е. $i_{87} = Z_7/Z_8 = f/n_{шп.} = 1,5; 2,5; 3,5 \dots$ Следует заметить, что при выборе значения $f/n_{шп.}$ исходят из двух оснований: уменьшения длины срезаемых элементов стружки, что достигается увеличением отношения $f/n_{шп.}$, и облегчения динамического режима работы устройства, что достигается снижением величины $f/n_{шп.}$. Второе условие является более важным, поэтому практически более употребительным является число $f/n_{шп.} = 1,5$ и только при обработке заготовок диаметром свыше 250 мм идут на увеличение отношения $f/n_{шп.}$ до 2,5 или 3,5.

При работе станка вращение шпинделя 6 через зубчатую пару 7,8 передается эксцентрику 2 и далее преобразуется в возвратно-поступательное движение толкателя-плунжера 4 плунжерного насоса, гидравлически связанного отверстием А в корпусе 10 насоса с исполнительным гидроцилиндром подвижной части резцедержателя станка.

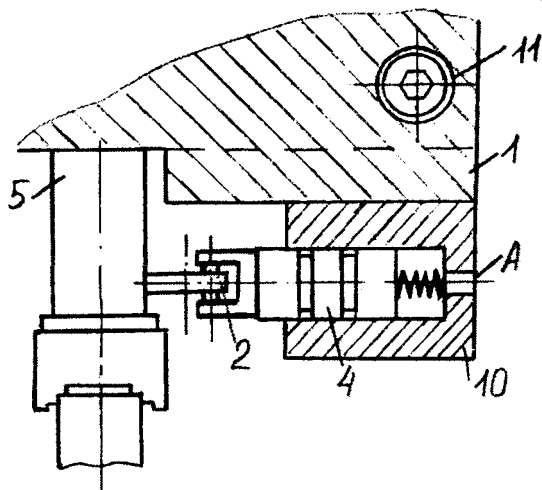


Рис. 2 Привод устройства для вибрационного резания с модифицированным эксцентриковым механизмом

Конструкция и монтаж эксцентрикового привода на действующем станочном оборудовании существенно упрощаются, если вместо обычного использовать модифицированный (преобразованный) ЭМ, у которого приводным (рис.2) является цилиндрическое звено (шейка шпинделя 5), передающее посредством сил трения вращение ранее промежуточному, а теперь кинематически активному ролику-эксцентрику 2, преобразующему вращательное движение в возвратно-поступательное перемещение подпружиненного плунжера-толкателя 4 плунжерного насоса. При этом диаметр d_2 ролика 2 назначают из условия обеспечения требуемого отношения частоты колебаний f инструмента к частоте вращения $n_{шп.}$ шпинделя 5, т.е. $d_5/d_2 = f/n_{шп.}$. Очевидно, что в новой конструкции привода ввиду ненужности

дополнительного валика 9 с подшипниковыми опорами и закрепленными на нем шестерней 8 и эксцентриком 2 отпадает необходимость в приварке к несущей плите 1 П-образного опорного элемента 12, а габариты самой плиты существенно уменьшаются. Отпадает также необходимость в изготовлении и монтаже на шейку шпинделя шестерни 7.

Ввиду очевидных конструктивных преимуществ и возможного широкого практического применения модифицированных ЭМ, особенно при модернизации действующего станочного оборудования, возникает необходимость в проведении подробного кинематического анализа движения звеньев таких механизмов и оценки степени отклонений в характеристиках их движения по сравнению с обычными ЭМ.

Поскольку обычные ЭМ кинематически эквивалентны четырехзвенным механизмам с одними низшими парами, то при проведении кинематического анализа таких ЭМ могут быть использованы формулы для расчета кинематических параметров движения звеньев соответствующих шарнирно-рычажных механизмов. В частности при проведении кинематического анализа обычного ЭМ с поступательно-перемещающимся толкателем могут быть использованы формулы для расчета кинематических параметров движения звеньев дезаксиального кривошипно-ползунного механизма. В соответствии с [3] эти формулы имеют вид:

$$X_{40} = l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3, \quad (1)$$

$$V_{40} = \omega_2 i_{42} = \omega_2 l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) / \cos \varphi_3 \quad (2)$$

и

$$a_4 = -\omega_2^2 i'_{42} = -\omega_2^2 (l_2 \cos \varphi_2 + i_{32}^2 l_3 \cos \varphi_3 + i_{32} l_3 \sin \varphi_3), \quad (3)$$

где

$$\varphi_3 = \arcsin[-(e + l_2 \sin \varphi_2) / l_3] = \arcsin[-(\kappa + \lambda \sin \varphi_2)], \quad (4)$$

$$\kappa = e / l_3 \quad \text{и} \quad \lambda = l_2 / l_3,$$

$$i_{32} = -l_2 \cos \varphi_2 / l_3 \cos \varphi_3 = -\lambda \cos \varphi_2 / \cos \varphi_3 \quad (7)$$

и

$$i'_{32} = (l_2 \sin \varphi_2 + i_{32}^2 l_3 \sin \varphi_3) / l_3 \cos \varphi_3 = (\lambda \sin \varphi_2 + i_{32}^2 \sin \varphi_3) / \cos \varphi_3. \quad (8)$$

В уравнениях (1...8) "e" – величина дезаксиала, т.е. длина смещения линии действия толкателя относительно оси валика 9; l_2 – величина эксцентриситета эксцентрика 2; l_3 – межцентровое расстояние между соприкасающимися цилиндрическими звеньями 5 и 2 (воображаемое водило 3, длина которого равна $l_3 = (d_5 + d_2) / 2$; φ_2, φ_3 и φ_5 , ω_2, ω_3 и ω_5 -- соответственно углы поворота и угловые скорости звеньев 2, 3 и 5; $i_{25}^{(3)}$ -- постоянное передаточное отношение между цилиндрическими звеньями 2 и 5

при остановленном водиле 3, равное $i_{25}^{(3)} = -d_5 / d_2$; индекс «о» указывает на принадлежность формул (1...3) обычному ЭМ.

При проведении кинематического анализа модифицированного ЭМ с поступательно перемещающимся толкателем следует исходить из уравнений, полученных в [4]. В соответствии с ними перемещение толкателя, то есть функция $X_{4M} = f(\varphi_5)$ будет определяться из равенств (1), (4) и дополнительного уравнения

$$\varphi_5 = \left[1 - i_{52}^{(3)} \right] \varphi_3 + i_{52}^{(3)} \varphi_2;$$

скорость толкателя – из уравнения

$$v_{4M} = \omega_5 i_{42} i_{25} = \omega_5 i_{42} / i_{52}, \quad (9)$$

а ускорение – из уравнения

$$a_{4M} = \omega_5^2 i_{25}^3 (i'_{42} i_{52} - i_{42} i'_{52}) = \omega_5^2 (i'_{42} i_{25}^2 - i_{25}^3 i_{42} i'_{52}), \quad (10)$$

$$\text{где } i_{52} = i_{52}^{(3)} + \left[1 - i_{52}^{(3)} \right] i_{32}, \quad i_{25} = 1 / i_{52} \quad \text{и} \quad i'_{52} = \left[1 - i_{52}^{(3)} \right] i'_{32}$$

(индекс «м» указывает на принадлежность формул (9) и (10) модифицированному ЭМ.)

Следует заметить, что у обычного ЭМ ω_2 является постоянной величиной, равной $\omega_2 = -Z_7 \omega_6 / Z_8 = -Z_7 \omega_{\text{III}} / Z_8$, а $\omega_5 = \omega_5(\varphi_2)$ -- некоторая переменная функция, обычно не определяемая, поскольку ролик 5 является кинематически нейтральным звеном; у модифицированного ЭМ наоборот $\omega_5 = \omega_{\text{III}} = \text{const}$, а ω_2 является переменной величиной, подлежащей определению.

Для оценки степени отклонения кинематических параметров движения ведомого звена модифицированного ЭМ по сравнению с таковыми параметрами у обычных ЭМ необходимо обеспечить равенство угловой скорости ω_2 обычного и средней скорости

ω_2 модифицированного ЭМ. Это достигается при принятии $d_2 = d_5$. Тогда функция положения $\varphi_5 = f_5(\varphi_2)$ принимает вид

$$\varphi_5 = 2 \arcsin[-(\kappa + \lambda \sin \varphi_2)] - \varphi_2,$$

где переменный параметр $2 \arcsin[-(\kappa + \lambda \sin \varphi_2)]$ характеризует степень отклонения функции $\varphi_5 = \varphi_5(\varphi_2)$ от линейности.

В свою очередь, параметры i_{25} и i_{25}^2 характеризуют степень отклонения профилей кривых скорости и ускорения модифицированного ЭМ от таковых у обычного ЭМ, а член $i_{25}^{(3)} i_{42} i_{52}'$ в уравнении (10) -- переменную величину вертикального сдвига кривой ускорения модифицированного ЭМ по отношению к кривой ускорения обычного ЭМ.

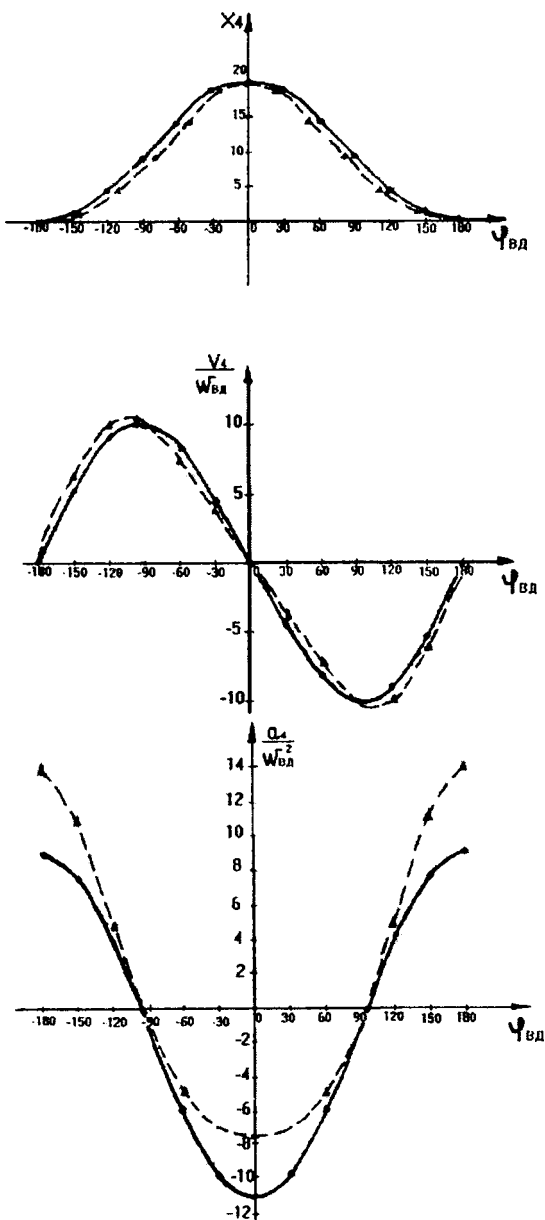


Рис. 3 Кинематические характеристики эксцентриковых механизмов

Графики функций $x_4 = x_4(\varphi_{ВД})$, $V_4 / \omega_{ВД} = f(\varphi_{ВД})$ и $a_4 / \omega_{ВД}^2 = f(\varphi_{ВД})$ для обычного и модифицированного ЭМ., рассчитанные для случая $e=0$; $l_2=10$, $d_2=d_5=100$ и следовательно $l_3=100$, $\kappa=0$, и $\lambda = 0,1$ представлены на рис. 3 (для обычного ЭМ $\varphi_{ВД} = \varphi_2$ и $\omega_{ВД} = \omega_2$; для модифицированного ЭМ $\varphi_{ВД} = \varphi_5$ и $\omega_{ВД} = \omega_5$).

Анализ графиков показывает, что при использовании модифицированных ЭМ положение на оси $\varphi_{ВД}$ точек максимума и минимума функции перемещения $x_4 = x_4(\varphi_{ВД})$, скорости $V_4 / \omega_{ВД} = f(\varphi_{ВД})$ и ускорения $a_4 / \omega_{ВД}^2 = f(\varphi_{ВД})$ по сравнению с обычными ЭМ не изменяется; имеет место лишь некоторое искривление профилей кривых перемещения и скорости, что приводит к соответствующему изменению профиля и вертикальному сдвигу кривой ускорения $a_4 / \omega_{ВД}^2 = f(\varphi_{ВД})$. Применительно к вибрационному резанию некоторое изменение закона перемещения инструмента при сохранении структуры цикла не оказывает влияние на эффективность процесса стружкодробления. В то же время наличие вертикального сдвига кривой ускорения приводит к увеличению максимальных значений

$a_{4 \max_M}$, что говорит об ухудшении динамики движения ведомого звена модифицированного ЭМ по сравнению с обычным ЭМ. Однако расчеты показывают, что с уменьшением эксцентриситета l_2 эксцентрика 2 соответственно (почти линейно) уменьшаются и величины $a_{4 \max}$ как у модифицированных, так и обычных ЭМ. Так при $l_2=10$ $a_{4 \max_O} = 11\omega_{ВД}^2$ и $a_{4 \max_M} = 14\omega_{ВД}^2$; при $l_2=5$ $a_{4 \max_O} = 5,25\omega_{ВД}^2$ и $a_{4 \max_M} = 5,8\omega_{ВД}^2$; при $l_2=1$ $a_{4 \max_O} = 1,01\omega_{ВД}^2$ и $a_{4 \max_M} = 1,02\omega_{ВД}^2$. Как видно, при значениях l_2 , близких, а тем более меньших единицы (сопоставимых с величиной используемых в процессе резания станочных подач), разница в значениях $a_{4 \max_O}$ и $a_{4 \max_M}$ становится уже почти не ощутима. Таким образом, сохранение заданной по времени структуры перемещения ведомого звена, а при значениях $l_2 \leq 1$ – и практически неизменной динамики его движения при упрощении конструкции и монтажа устройства говорит о предпочтительности применения модифицированных ЭМ в качестве приводных (по сравнению с обычными ЭМ) в различного рода вибрационных устройствах, в частности, в устройствах для вибрационного резания.

Литература. 1 Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. М., Машиностроение, 1966. 2. Молочко В.И. Новые конструкции эксцентриковых приводов для устройств вибрационного резания. Весті АН БССР, серія фізікатэхнічных навук., №3, стр. 61-64, Мн., 1985. 3. Шимкович А.А. Механика, Минск, «Вышэйшая школа», 1969, 384 с. 4. Молочко В.И., Сечко Н.В. Кинематика эксцентриковых механизмов с ведущим цилиндрическим звеном. Сб. научных трудов «Современные методы проектирования машин». – Мн. 2002

УДК 621.85.052.44

А.Т. Скойбеда, А.Г. Баханович, И.Г. Баханович

ПРОГРЕССИВНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ С ИЗНОСТОЙКИМ ПОКРЫТИЕМ ЗУБЬЕВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Технология производства приводных зубчатых ремней сводится к следующим комплексам технологических операций: а) сборка заготовки ремня из кордных, тканевых и невулканизированных эластомерных материалов; б) вулканизация заготовок; в) резка заготовок (викеля) на отдельные ремни; г) контроль качества ремней.

Сборка заготовок замкнутых ремней заключается в наложении на сборочный профильный барабан одного или нескольких слоёв обкладочной ткани, навивки по винтовой линии нити корда, укладки и прикатки требуемого количества эластомера. Надеваемая на сборочный барабан ткань имеет вид цилиндрического рукава, сшитого или склеенного по образующей.