

тических парах, вибраций, дополнительных напряжений в звеньях механизма, причиной шума и т. д.

Для устранения этого недостатка необходимо максимальным образом приблизить центры вращения дополнительных сателлитов — 5 и 6 к центрам вращения связывающих их шатунов с водилом — 7 и 8. Указанное расстояние не может быть нулевым, т. к. в этом случае показанный на рис. 5 механизм вырождается в трехсателлитный планетарный механизм, рис. 3. Шатуны, связывающие дополнительные сателлиты с водилом, могут быть выполнены в виде эксцентриковых осей с двумя опорными цилиндрическими поверхностями, взаимодействующими соответственно с водилом и сателлитом (рис. 6).

Эксцентриситет эксцентриковых осей позволяет дополнительным сателлитам иметь возможность смещаться в радиальном направлении от неподвижных колес. При этом не должно происходить события, при котором сателлит мог бы выйти из зацепления с ведущим колесом и неподвижным. Этого не произойдет, если эксцентриситет эксцентриковых осей деталей — 7 и 8 будет ограничен по величине. Можно гарантировать, что сателлит не выйдет из зацепления, если принятый эксцентриситет осей будет более половины модуля зацепления, т. е. половины высоты зуба.

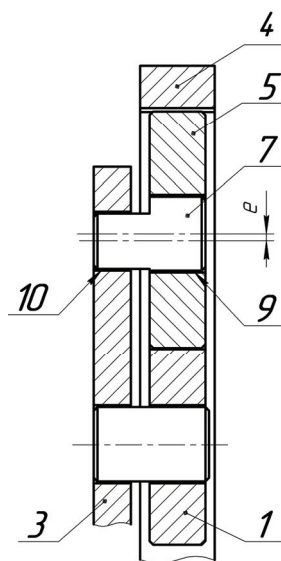


Рис. 6. Шатун, выполненный в виде эксцентриковой оси

ситет осей будет более половины модуля зацепления, т. е. половины высоты зуба.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 3-е. — М.: Наука, 1975. — 640 с., ил.
2. Пат. 2342573 РФ. МПК⁸ F16H 1/48. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Л.Т. Дворников, В.В. Дмитриев, В.С. Бондаренко. Заявл. 11.07.2007; Опубл. 27.12.2008, Бюл. № 36. — 6 с.: ил.

УДК 531.391:518.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВ МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ

И.К. Битуев, Б.И. Павлов*

Восточно-Сибирский государственный технологический университет, г. Улан-Удэ

*Институт машиноведения РАН, г. Москва

E-mail: bitueva_elv@mail.ru

Динамическая модель машинного агрегата рассмотрена на примере привода поворота шпиндельного блока станка. Для передачи движения и усилий в приводе применяются цилиндрическая зубчатая и червячная передачи, мальтийский механизм и планетарный характер движения звеньев.

Рассмотрена и учитывается нелинейная зависимость динамических характеристик мальтийского механизма от угла поворота кривошипа. Осуществляется расчет мощности двигателя, необходимой для поворота ведомого звена мальтийского механизма — шпиндельного блока. Проведена оценка мощности от характера движения шпинделей. Даны рекомендации по уменьшению необходимых усилий.

Ключевые слова:

Механизм периодического поворота, мальтийский механизм, динамическая мощность и динамические нагрузки.

Key words:

Mechanism of the periodic tumbling, maltese mechanism, dynamic power and dynamic loads.

Поворотные устройства применяют в станках-автоматах, агрегатных станках и автоматических линиях различного технологического назначения. Наиболее комплексно работу этих устройств удобно рассматривать в технологическом оборудова-

нии, в которых перемещение обрабатываемых деталей и инструмента с позиции на позицию осуществляется с помощью механизмов периодического поворота. В качестве таковых используют следующие типы механизмов: кулачковый, кулис-

ный, улитный, мальтийский, зубчато-рычажный. Наибольшее распространение среди поворотных получили мальтийские механизмы.

Мальтийские механизмы отличаются высоким КПД и простотой конструкции [1]. Они обеспечивают достаточную плавность и быстроту поворота при высокой надежности. К их недостаткам следует отнести непостоянство скорости поворота креста и связанных с ним деталей, большие пики ускорения (особенно при малом числе пазов), что вызывает повышенные инерционные нагрузки при большой скорости поворота или больших моментах инерции.

Правильные мальтийские механизмы с внешним и внутренним зацеплением, а также сферические, поворачивают на равные углы с постоянной продолжительностью периодов выстоя и движения. Передаточное отношение поворотного механизма является нелинейной функцией угла поворота ведущего звена. Вид этих функций ($u_k = \omega_k/\omega_p$) представлен на рис. 1.

Наибольшее распространение среди поворотных механизмов получили мальтийские механизмы с внешним зацеплением. На рис. 2 представлены графики зависимости отношений от угла поворота ведущего звена для четырехпазового мальтийского механизма с внешним зацеплением. Они характеризуют мгновенные значения скорости, ускорения и мощности, которые используют для периодического поворота шпиндельных блоков.

Повороты шпиндельного блока, которые рассматриваются ниже, обычно осуществляются таким мальтийским механизмом. Применение их предопределяет значительные динамические нагрузки, ограничивающие увеличение скорости холостых ходов автомата. Лишь в отдельных конструкциях используется более благоприятное в динамическом отношении число пазов $z=5-6$, что обычно связано с усложнением автомата.

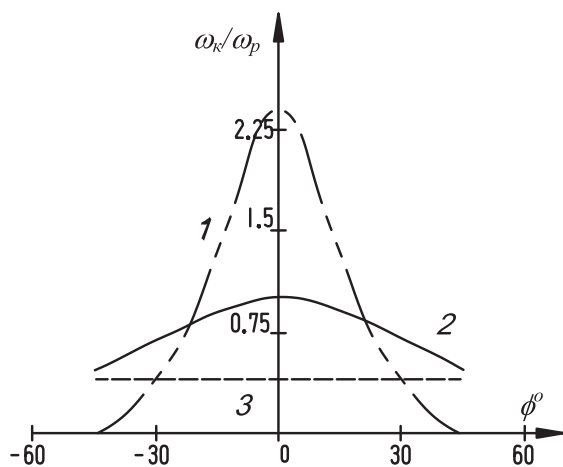


Рис. 1. Передаточное отношение поворотного механизма: 1) внешний; 2) внутренний; 3) сферический

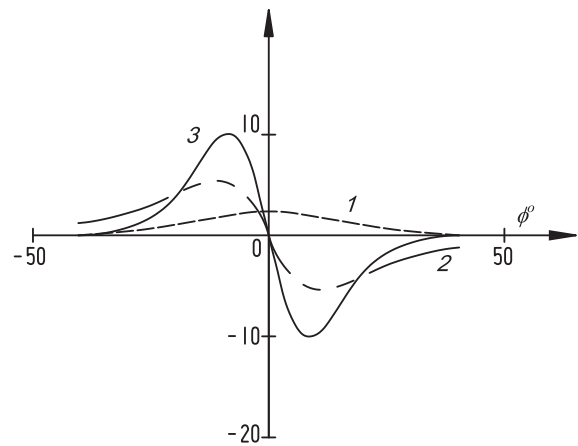


Рис. 2. Зависимость передаточных отношений от угла поворота: 1) ω_k/ω_p ; 2) ε_k/ω_p^2 ; 3) $\omega_k \varepsilon_k/\omega_p^3$

Кинематическая схема машинного агрегата (рис. 3), служащего для поворота шпиндельного блока, включает: двигатель (д), распределительный вал (р), кривошип (к), мальтийский крест, шпиндельный барабан (б), шпиндель (ш), центральный вал (ц), дифференциальный зубчатый механизм. В динамической модели такого машинного агрегата учитывается замкнутость системы и планетарный характер движения шпинделей.

От двигателя (д) через редукторы сообщается движение червячному колесу (чк) и центральному валу (ц). Движение от червячной передачи передается распределительному валу (р), на котором закреплен механизм периодического поворота (к), связанный зубчатой передачей со шпиндельным барабаном (б), а требуемый угол поворота барабана достигается за счет подбора промежуточных зубчатых передач. На центральном валу находится привод шпинделей и зубчатая передача. В процессе периодического поворота шпиндельный блок и шпиндель образуют дифференциальный механизм, замыкающий кинематические цепи системы.

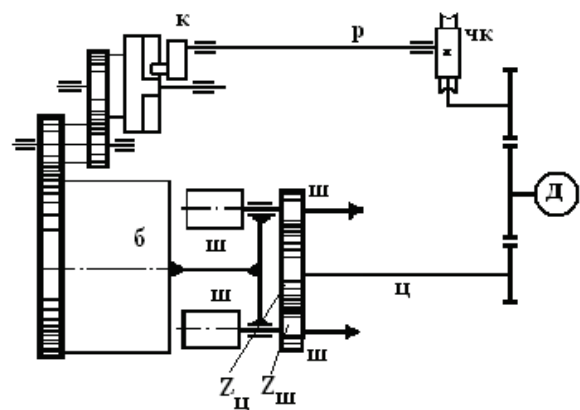


Рис. 3. Кинематическая схема механизма поворота

При проектировании механизмов холостых ходов автоматов особенно важно определить их допу-

стимое быстродействие, характеризуемое временем перемещения элемента станка и точности установки его в заданное положение. На быстроходность и точность позиционирования большое влияние оказывают масса и момент инерции перемещаемых масс, характер изменения и величина скорости поворота, путь перемещения. Если в качестве механизмов периодического поворота используется мальтийский крест, то число его пазов определяется числом позиций исполнительного органа и передаточным отношением кинематической цепи между ним и крестом.

Таким образом, механические системы периодического поворота шпиндельных блоков включают червячную передачу, механизм периодического останова (типа мальтийского механизма), распределительный вал с кривошипом, шпиндельный блок с вращающимся шпинделем, цепь привода шпинделей.

Многие работы по динамическому исследованию основаны на электронном моделировании и натурном эксперименте [2, 3]. Для получения информации экспериментальными методами даже по одному параметру (перемещение, скорость, ускорение, мощность, момент и др.) требуется разработка не только специального измерительного канала, а в целом измерительного комплекса. При этом не всегда можно получить информацию по всем параметрам и в необходимых точках машинного агрегата. Исходя из большого объема накопленных экспериментальных данных, возникла необходимость построения на их базе расчетной математической модели. Это позволит более оперативно исследовать динамическое функционирование различных звеньев машинного агрегата и установить дополнительные связи, которые экспериментально недоступны.

При работе механизмов поворота многошпиндельных автоматов и полуавтоматов возникают большие нагрузки. Оценка их позволяет учесть процесс износа деталей механизма и может быть осуществлена предлагаемыми методами математического моделирования.

Динамическая мощность, расходуемая при повороте шпиндельного барабана, является суммой мощностей, необходимой для изменения скоростей шпиндельного барабана, шпинделей при поворотах, центрального колеса, а также мощности для преодоления сил трения, возникающих при повороте шпиндельного барабана [4–6].

Динамическая мощность, расходуемая на поворот шпиндельного барабана, может быть определена с учетом кинетической энергии всей механической системы. В данном случае рассматривается кинетическая энергия барабана T_b , шпинделей $T_{ш}$, центрального колеса $T_{цк}$ вместе со всеми связанными частями, т. е. $T = T_b + T_{ш} + T_{цк}$.

Для вывода данного уравнения использован стандартный вид представления кинетической

энергии для элементов механической системы: $T_k = (J_k \omega_k^2)/2$, где $k = б, ш, цк$.

Когда шпиндельный барабан неподвижен, шпиндели вращаются с постоянной (рабочей) угловой скоростью $\omega_{ш,раб}$. Абсолютная угловая скорость шпинделя во время поворота $\omega_{ш} = \omega_{ш,раб} \pm \omega_b u_n$, где $u_n = 1 + (z_{цк}/z_{ш})$ – передаточное отношение зубчатых колес в планетарном движении; $z_{цк}/z_{ш}$ – передаточное отношение между сателлитом (шпинделем) и центральным колесом при остановленном водиле. Угловая скорость ω_b принимается со знаком плюс, когда ее направление совпадает с направлением угловой скорости $\omega_{ш,раб}$, и со знаком минус, когда их направления различны.

Мощность, необходимая для изменений скоростей шпиндельного барабана, шпинделей и центрального колеса:

$$N_{ш} = \frac{J_b \varepsilon_b \omega_b + n_{ш} m_{ш} R_b^2 \varepsilon_b \omega_b}{\eta_b} \pm \frac{n_{ш} J_{ш} u_n \varepsilon_b (\omega_{ш,раб} \pm \omega_b u_n)}{\eta_{ш}}.$$

Полная энергия должна включать мощность $N_{мр,б}$, необходимую для преодоления сил трения, возникающих при повороте барабана. Тогда:

$$N_n = \frac{J_b \varepsilon_b \omega_b + n_{ш} m_{ш} R_b^2 \varepsilon_b \omega_b + \sum M_{мр} \omega_b}{\eta_b} \pm \frac{n_{ш} J_{ш} u_n \varepsilon_b (\omega_{ш,раб} \pm \omega_b u_n)}{\eta_{ш}},$$

где J_b – момент инерции шпиндельного барабана и связанных с ним частей (мальтийский крест и промежуточная зубчатая передача, но без шпинделей); $J_{ш}$ – момент инерции шпинделя вместе со всеми связанными с ним деталями, включая закрепленную в шпинделе обрабатываемую деталь; $n_{ш}$ – количество шпинделей; $\omega_{ш,раб}$ – постоянная (рабочая) угловая скорость шпинделя, когда шпиндельный барабан неподвижен; $\omega_{ш}$ – угловая скорость шпинделя во время поворота барабана; R_b – расстояние между осями шпинделя и барабана; $m_{ш}$ – масса шпинделя и связанных с ним деталей; $z_{ш}$ – число зубьев зубчатого колеса шпинделей; $z_{цк}$ – число зубьев центрального зубчатого колеса; ω_b , ε_b – угловая скорость и ускорение шпиндельного барабана; R_b – расстояние между осями шпинделя и барабана; η_b , $\eta_{ш}$ – КПД передачи, соответственно от электродвигателя к барабану и от электродвигателя к шпинделю в планетарном движении (через мальтийский крест).

Когда барабан не поворачивается, каждый шпиндель получает, помимо угловой скорости $\omega_{ш,раб}$, дополнительную угловую скорость (вследствие планетарного движения зубчатого колеса $z_{цк}$ относительно центрального колеса $z_{ш}$).

На рис. 4 показана зависимость N_n и $N_{ш}$ во время поворота барабана от числа оборотов шпинделя

$\omega_{ш.роб}$ для одной из моделей полуавтомата. Видно, что мощность $N_{ш}$ (2, 4), необходимая для разгона, составляет значительную часть N_n (1, 3). Если направления вращения барабана и шпинделей совпадают (знак «+», графики 1, 2), то N_n возрастает. Если направления вращений противоположны (знак «-», графики 3, 4), то N_n убывает.

На рис. 5 представлена зависимость N_n от угла поворота распределительного вала при $n_{ш.роб} = 1000$ об/мин:

1. $M_{тр} = 60$ кН·м, при совпадении направлений $\omega_{ш.роб}$ и ω_{ϕ} .
2. $M_{тр} = 60$ кН·м, при несовпадении направлений $\omega_{ш.роб}$ и ω_{ϕ} .
3. $M_{тр} = 60$ кН·м, $u_n = 0$.
4. $M_{тр} = 0$ кН·м, $u_n = 0$.

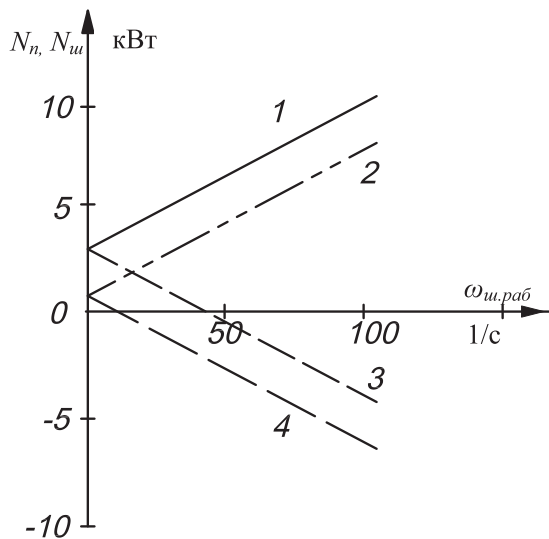


Рис. 4. Зависимость мощностей от числа оборотов шпинделя: 1, 3) мощность на шпинделе; 2, 4) мощность на шпиндельном барабане

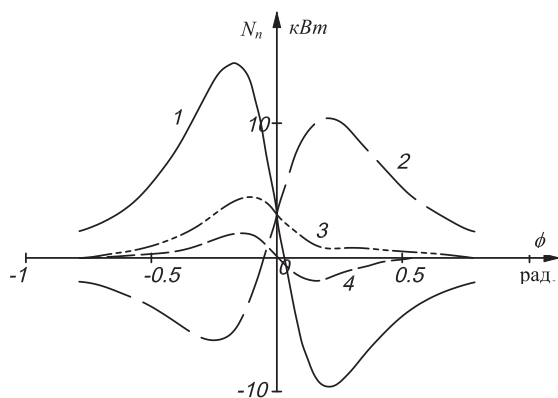


Рис. 5. Зависимость N_n от угла поворота распределительного вала

Графики 3 и 4 для случая, когда привод шпинделей выключен, дополнительные вращения шпинделей при повороте барабана отсутствуют. Все графики подтверждают указанную зависимость изменения N_n .

Отсюда следует вывод, что нагрузки могут быть уменьшены, если поворачивать шпиндельный барабан в сторону, противоположную направления вращений шпинделей, или, если отключить привод шпинделей во время поворота. Когда происходят противоположные вращения барабана и шпинделей, то скорость последних понижается. Чтобы сохранить постоянство скорости, можно включить в цепь обгонную муфту.

Динамическое исследование (без учета упругих деформаций валов) рассматриваем, решая задачу определения нагрузок, возникающих при периодическом повороте узлов. Без учета упругости звеньев можно считать, что рассматриваемая система имеет только одну степень свободы.

Для расчета нагрузок, возникающих при повороте шпиндельного барабана, все параметры системы приводим к распределительному валу.

Уравнение Лагранжа для рассматриваемой модели:

$$\left(d \frac{dT}{d\omega_p} \right) / dt - \frac{\partial T}{\partial \phi_p} = M_{\phi}^p - M_c^p. \quad (1)$$

Здесь ϕ_p – угол поворота и $\omega_p = d\phi_p/dt$ – угловая скорость звена привода; M_{ϕ}^p – приведенный движущий момент электродвигателя (например, асинхронный электродвигатель), M_c^p – приведенный к распределительному валу момент сопротивления (трения) шпиндельного барабана; T – приведенный к распределительному валу момент инерции агрегата $T = T_{\phi} + T_p + T_{\phi} + T_{ш}$. T_{ϕ} – кинетическая энергия на валу двигателя; T_p – на распределительном валу; T_{ϕ} – на шпиндельном барабане; $T_{ш}$ – на валу шпинделей.

Так как на распределительном валу закреплены кривошип и червячное колесо и все эти элементы имеют одну и ту же скорость вращения, то возможно введение одного приведенного момента инерции, условно считаемого как момент инерции распределительного вала (или кривошипа).

После математических преобразований ур. (1) примет вид:

$$M_{\phi}^p - M_c^p = \frac{J_n d\omega_p}{dt} + \frac{\partial J_n}{\partial \phi_p} \cdot \frac{\omega_p^2}{2},$$

где J_n – приведенный момент инерции системы.

Приведенный к распределительному валу суммарный момент инерции J_n всех элементов системы переменный вследствие переменности передаточного отношения u_k мальтийского механизма:

$$J_n = \frac{J_{\phi}}{u_1^2} + \frac{n_{ш} J_{ш} u_2^2}{u_1^2} + J_p + J_{\phi_{пр}} u_3^2 u_k^2(\phi) + \frac{2 \cdot n_{ш} J_{ш} u_2 u_3 u_k(\phi)}{u_1}$$

$$\text{или } J_n = B_1 + B_2 u_k^2(\phi) + B_{12} u_k(\phi),$$

где $B_1 = \frac{J_\delta}{u_1^2} + \frac{n_u J_u u_2^2}{u_1^2} + J_p$,

$$B_2 = J_{\delta, np} u_3^2, J_{\delta, np} = J_\delta + n_u J_u u_n^2 + n_u m_u R_u^2, \quad (2)$$

$$B_{12} = \frac{2 \cdot n_u J_u u_2 u_3 u_n}{u_1},$$

$$u_1 = \frac{\omega_p}{\omega_\delta}, \quad u_2 = \frac{\omega_{ш. раб}}{\omega_\delta}, \quad u_3 = \frac{\omega_\delta}{\omega_k}, \quad u_n = 1 + \frac{z_y}{z_u},$$

$$\omega_u = \omega_{ш. раб} + \omega_\delta u_n,$$

где J_δ – момент инерции вала (ротора) двигателя; J_p – момент инерции распределительного вала; ω_u – угловая скорость шпинделя во время поворота барабана; ω_p – угловая скорость распределительного вала.

С учетом (2):

$$\frac{\partial J_n}{\partial \phi} = 2 \cdot B_2 u_k(\phi) \frac{du_k(\phi)}{d(\phi)} + B_{12} \frac{u_k(\phi)}{d(\phi)}.$$

В первом приближении нагрузки могут быть определены исходя из условия постоянства скорости вращения распределительного вала, т. е. без учета механической характеристики двигателя и упругости звеньев:

$$M_\delta^p = M_c^p + \frac{\partial J_n}{\partial \phi_p} \cdot \frac{\omega_p^2}{2},$$

$$M_c^p = M_x + M_{mp} u_k(\phi),$$

$$N_\delta = M_\delta^p \omega_p.$$

Изменение мощности двигателя N_δ для данных, взятых из [4], и двух режимов холостого хода (разные $\omega_{ш. раб}$) в зависимости от угла поворота распределительного вала представлено на рис. 6.

Максимальное значение вращающего момента двигателя $M_{\delta(max)}$ при $\omega(p)=const$, приведенного к распределительному валу, будет в мгновенном положении механизма при угле ϕ_p , где $(\omega(\phi_p), \varepsilon(\phi_p))$ принимает максимальное значение. Максимальные значения мощности, развиваемой двигателем, из графиков равны соответственно 13,4 и 30,7 кВт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нахпетян Е.Г. Определение критериев качества и диагностирование механизмов. – М.: Наука, 1977. – 140 с.
2. Шехвиц Э.И. Динамическое исследование механизмов периодического поворота многопозиционных машин-автоматов методами электрического моделирования // Сб.: Теория машин-автоматов и гидро-пневмопривода. Труды III совещания по основным проблемам теории машин и механизмов / под ред. Э.И. Шехвиц. – М., 1963. – С. 246–263.
3. Павлов Б.И., Очиров В.Д. Вычислительный эксперимент в динамике машин и механизмов. – М.: Наука, 1991. – 144 с.

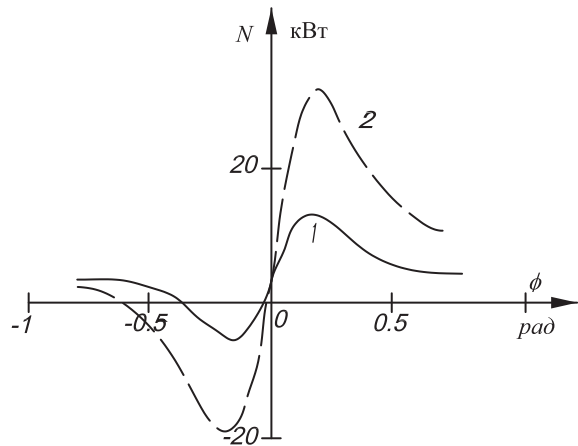


Рис. 6. Изменение мощности двигателя в зависимости от угла поворота распределительного вала: Режим 1 – при $n_{ш. раб}=140$ об/мин; режим 2 – при $n_{ш. раб}=1600$ об/мин

В [1] показано, что для получения закона поворота шпиндельного барабана, дающего минимальные результирующие нагрузки механизма, целесообразно выполнять четырехпазовый мальтийский крест с криволинейным профилем пазов.

Если цикл работы станка позволяет, то выгодно применять правильный пяти- или шестипазовый мальтийский крест.

Уменьшение нагрузок, возникающих при повороте шпиндельного барабана, позволит повысить долговечность и надежность работы одного из важнейших механизмов многошпиндельных станков-автоматов, а также уменьшить продолжительность поворота барабана.

Выводы

На основе динамических нагрузок, возникающих при повороте шпиндельного блока и при вращении шпинделей, с помощью разработанной динамической модели осуществлен расчет необходимых мощности двигателя и крутящего момента на его валу. Возможно решение и обратной задачи: определение при заданных характеристиках двигателя и динамики привода динамических нагрузок на валу. Это позволит в дальнейшем осуществить прочностной расчет валопровода.

Поступила 02.02.2010 г.