

УДК 621.822.71.002:621.923.74

Щетникович К.Г.

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ШАРИКОВ В ЗОНЕ ОБРАБОТКИ ПРИ ДОВОДКЕ МЕЖДУ ДВУМЯ СООСНЫМИ КОЛЬЦАМИ И ДИСКОМ

Введение. Окончательное формирование требуемых точностных параметров шариков осуществляется на операции доводки. При традиционном способе доводки стальных шариков между двумя чугунными дисками в кольцевых концентрических канавках обработка происходит в условиях трения качения при дифференциальном проскальзывании шариков относительно рабочих поверхностей инструмента [1, 2]. Изменение частоты вращения приводного диска и давления на прижимной диск не оказывает существенного влияния на кинематику шариков в зоне обработки. Использование для доводки шариков соосного кольцевого инструмента [3, 4] расширяет технологические возможности управления кинематикой шариков в рабочей зоне. В процессе доводки шарик находится в контакте с тремя поверхностями инструмента, имеющими разные линейные скорости. Обработка шариков осуществляется в условиях трения качения и верчения, поэтому скорость проскальзывания несколько возрастает, но тем не менее составляет незначительную часть от линейной скорости инструмента.

В работах [5, 6] рассмотрена конструкция инструмента и кинематика шариков при обработке между соосно установленными нижним приводным диском и двумя кольцами: внутренним приводным и наружным неподвижным. Неподвижное кольцо базируется непосредственно на обрабатываемых изделиях с помощью кольцевой проточки прямоугольного профиля. Конструкция обеспечивает четырехточечный контакт заготовок с диском и кольцами, и перемещение шариков по кольцевой дорожке сопровождается их скольжением в рабочей зоне и повышением интенсивности обработки. Кинематика шариков рассматривалась для случая, когда основная нагрузка на изделия прикладывается к внутреннему приводному кольцу с конической фаской, а влияние малой нагрузки на неподвижное кольцо не учитывалось при анализе движения шариков. При сопоставимых нагрузках на кольца значительно увеличивается влияние давления неподвижного кольца на условия доводки шариков. Данная работа посвящена теоретическому исследованию сил сцепления и трения, действующих на шарики в процессе доводки кольцевым инструментом с базированием неподвижного кольца на заготовках, и влиянию этих сил на условия скольжения шариков по рабочим поверхностям инструмента.

Конструкция инструмента и кинематика шариков при доминирующей осевой нагрузке. В состав инструмента (рис. 1) для обработки шариков 9 входят следующие основные детали: нижний приводной диск 10, внутреннее приводное кольцо 3 с конической

фаской 12, наружное неподвижное кольцо 1, базирующееся на обрабатываемых шариках с помощью кольцевой проточки 2 угловой формы и сепаратор 6, установленный на оси 5.

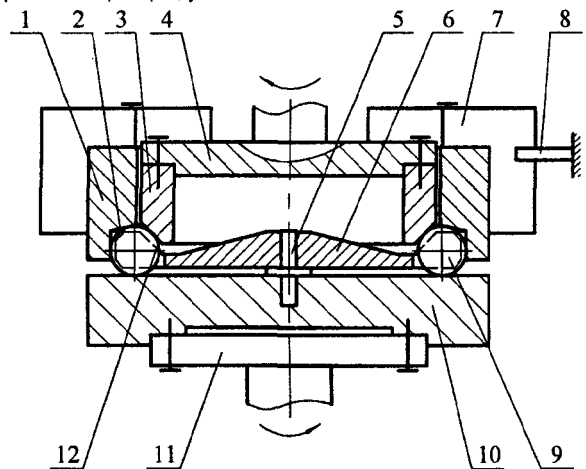


Рис. 1. Конструкция инструмента для доводки шариков

Приводное кольцо закреплено на оправке 4 верхнего шпинделя, а нижний диск установлен на оправке 11 нижнего шпинделя. Контакт неподвижного кольца с обрабатываемыми шариками по двум поверхностям обеспечивает его самоустановку в осевом и радиальном направлениях относительно оси вращения инструмента. Общая нагрузка на шарики складывается из осевой нагрузки, прикладываемой к приводному кольцу, и нагрузки, создаваемой неподвижным кольцом. Последняя определяется весом неподвижного кольца и весом закрепляемых на нем дополнительных грузов 7. Стопор 8 фиксирует неподвижное кольцо от вращения в процессе обработки.

Когда осевая нагрузка на приводное кольцо превышает нагрузку на неподвижное кольцо, кинематика шариков (рис. 2) может быть рассмотрена из условия отсутствия проскальзывания в наиболее нагруженных точках контакта с инструментом А, В и К [6]. Мгновенная ось вращения шарика проходит через точку К на неподвижном кольце и точку Р, являющуюся полюсом скоростей V_A и V_B точек А и В контакта шарика с нижним диском и приводным кольцом. Точка Р делит расстояние АВ на части, пропорциональные скоростям V_A и V_B .

Щетникович Казимир Генрихович, докторант кафедры конструирования и производства приборов Белорусского национального технического университета.

Беларусь, 220013, г. Минск, пр. Независимости, 65.

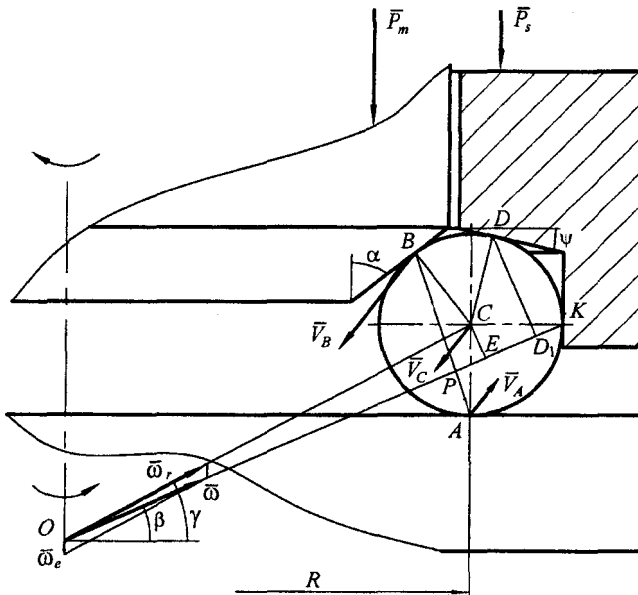


Рис. 2. Кинематика шарика при доминирующей осевой нагрузке

Угловая скорость абсолютного ω вращения шарика определяется величиной угловых скоростей нижнего диска и приводного кольца

$$\omega = \frac{\sqrt{2}\omega_d R}{2r \sin\left(\frac{\pi}{4} - \beta\right)}, \quad (1)$$

где ω_d – угловая скорость нижнего диска, R – радиус кольцевой дорожки, r – радиус шарика, β – угол наклона мгновенной оси абсолютного вращения шарика.

Угол β определяется из выражения

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\omega_m(R - r \cos\alpha) - \omega_d R \sin\alpha}{\omega_m(R - r \cos\alpha) + \omega_d R(1 + \cos\alpha)}, \quad (2)$$

где ω_m – угловая скорость приводного кольца, α – угол конической фаски на приводном кольце.

Угол γ наклона мгновенной оси относительного вращения шарика связан с углом β соотношением

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{R+r}{R} \operatorname{tg}\beta. \quad (3)$$

Угловая скорость относительного вращения шарика равна

$$\omega_r = \frac{\omega \cos\beta}{\cos\gamma}. \quad (4)$$

Угловая скорость переносного вращения шарика определяется по формуле:

$$\omega_e = \frac{\omega r \sin\beta}{R}. \quad (5)$$

Скорость центра шарика определим через угловую скорость абсолютного вращения шарика и расстояния точки C до линии действия вектора ω

$$V_C = \omega CE = \omega r \sin\beta. \quad (6)$$

Скорость скольжения шарика относительно торцевой поверхности кольцевой проточки на неподвижном кольце зависит от угловой скорости шарика и расстояния точки D до мгновенной оси вращения

$$V_{sd} = \omega \cdot DD_1 = 2\omega r \sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\psi}{2}\right) \cos\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\psi}{2} - \beta\right), \quad (7)$$

где ψ – угол наклона торцевой поверхности проточки на неподвижном кольце.

Расчет скорости скольжения показывает, что ее величина более чем в 4 раза превышает максимальную скорость дифференциально-проскальзывания. Однако высокая скорость скольжения шарика относительно неподвижного кольца при низком давлении в зоне контакта не позволяет в полной мере использовать преимущества четырехточечного контакта шарика с инструментом.

Динамика шариков в зоне обработки. В точках контакта с инструментом на шарик действуют силы нормального давления N_A , N_B , N_D и N_K , вызванные осевой нагрузкой на приводное кольцо и нагрузкой на неподвижное кольцо (рис. 3). Внутреннее приводное кольцо взаимодействует с шариком по конической поверхности с силой N_B :

$$N_B = \frac{P_m}{\sin\alpha},$$

где P_m – осевая нагрузка, приходящаяся на один шарик.

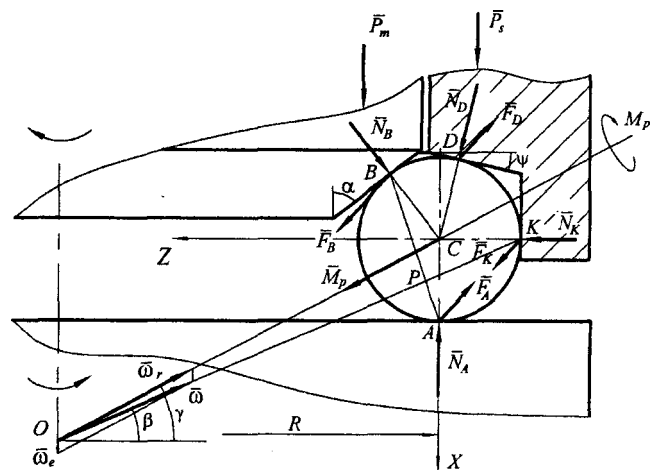


Рис. 3. Динамика шарика в зоне обработки

Неподвижное кольцо давит торцевой поверхностью кольцевой проточки на каждый шарик с силой N_D :

$$N_D = \frac{P_s}{\cos\psi},$$

где P_s – нагрузка на один шарик, создаваемая неподвижным кольцом.

Перемещение шарика по кольцевой дорожке происходит под действием движущих сил сцепления с нижним диском F_A , приводным кольцом F_B и силы сцепления с неподвижным кольцом F_K . На шарик действует также сила трения скольжения о торцевую поверхность кольцевой проточки неподвижного кольца, величина которой определяется выражением

$$F_D = f_s \frac{P_s}{\cos\psi},$$

где f_s – коэффициент трения скольжения шарика о материал неподвижного кольца.

В процессе движения шарик испытывает силовое воздействие сепаратора. Из-за погрешности формы шариков и рабочих поверхностей инструмента линейные скорости шариков различаются. Часть шариков являются ведущими, часть – ведомыми, причем один и тот же шарик в разные моменты времени может являться и ведущим, и ведомым. Скорость сепаратора равна скорости ведущих шариков, которые испытывают силовое воздействие сепаратора, пропорциональное силе трения скольжения шарика по рабочим поверхностям инструмента. Учитывая, что контакт сепаратора с шариком происходит на уровне его центра, максимальное усилие надавливания ведущего или ведомого шарика на сепаратор равно

$$N_{pmax} = 2(f_m N_B + f_s N_D),$$

где f_m – коэффициент трения скольжения шарика о приводное кольцо.

Усилие надавливания шариков на сепаратор изменяется от 0 до N_{pmax} , поэтому средняя сила давления составит

$$N_p = f_m N_B + f_s N_D.$$

При трении шарика о сепаратор возникает тормозящий момент, направленный вдоль мгновенной оси относительного вращения шарика, величина которого определяется выражением

$$M_p = f_p N_p r = f_p r \left(\frac{f_m P_m}{\sin \alpha} + \frac{f_s P_s}{\cos \psi} \right),$$

где f_p – коэффициент трения скольжения шарика о материал сепаратора.

Для определения неизвестных сил сцепления и давления необходимо составить уравнения движения шарика в рабочей зоне. Свяжем с центром шарика систему координат ZYX (рис. 3), при этом ось Y направим перпендикулярно плоскости рисунка. Учитывая, что сила трения скольжения шарика по неподвижному кольцу намного превышает силы трения качения, последние не учитывались при составлении уравнений движения шарика. Кроме рассмотренных выше сил, на шарик действуют также центробежная сила и гироскопический момент, вызванный силами Кориолиса. Величины центробежной силы F_c и гироскопического момента M_{gr} , действующего на шарик вдоль оси Y, определяются зависимостями:

$$F_c = m \omega_0^2 R,$$

$$M_{gr} = I \omega_r \omega_0 \sin(90^\circ - \gamma),$$

где m – масса шарика, I – момент инерции шарика вокруг оси, проходящей через его центр.

Расчет показывает, что на режимах обработки, применяемых при доводке, величина центробежных и гироскопических сил в несколько раз меньше веса шарика. Рабочая нагрузка на обрабатываемый шарик значительно превышает его вес, поэтому центробежные и гироскопические силы также не учитывались при составлении уравнений движения шарика. Проектируя на соответствующие оси координат силы нормального давления, силы трения скольжения и тормозящий момент от трения шарика о сепаратор получим дифференциальные уравнения [2] относительного движения шарика:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dV_{cx}}{dt} &= -N_A + N_B \sin \alpha + N_D \cos \psi + mg = 0; \\ m \frac{dV_{cy}}{dt} &= -F_A + F_B - F_D + F_K = 0; \\ m \frac{dV_{cz}}{dt} &= -N_B \cos \alpha + N_D \sin \psi + N_K = 0; \\ I \frac{d\omega_{rx}}{dt} &= -F_B r \cos \alpha + F_K r - F_D r \sin \psi + M_p \sin \gamma = 0; \\ I \frac{d\omega_{ry}}{dt} &= 0; \\ I \frac{d\omega_{rz}}{dt} &= -F_A r - F_B r \sin \alpha + F_D r \cos \psi + M_p \cos \gamma = 0. \end{aligned} \right\} (8)$$

Первые три уравнения отображают движение центра масс шарика при установившемся перемещении, последующие уравнения – вращение шарика вокруг его центра. При нагрузке на приводное кольцо, намного превышающей нагрузку на неподвижное, шарик скользит по наименее нагруженной торцевой поверхности кольцевой проточки. Положение мгновенной оси вращения шарика и другие кинематические характеристики могут быть определены по формулам (1–7). Известная величина угла γ позволяет определить силы, действующие на шарик при перемещении по кольцевой дорожке.

Нормальное давление шарика на нижний диск и на боковую поверхность кольцевой проточки найдем из первого и третьего уравнения системы (8) дифференциальных уравнений

$$N_A = P_s + P_m + mg,$$

$$N_K = \frac{P_m}{\operatorname{tg} \alpha} - P_s \operatorname{tg} \psi.$$

Из четвертого уравнения системы (8) выразим силу сцепления шарика с цилиндрической поверхностью проточки на неподвижном кольце через силы F_B , F_D и тормозящий момент M_p

$$F_K = F_B \cos \alpha + F_D \sin \psi - \frac{M_p \sin \gamma}{r}. \quad (9)$$

Подставив значение силы F_K во второе уравнение системы (8), получим

$$-F_A + F_B (1 + \cos \alpha) - F_D (1 - \sin \psi) - \frac{M_p \sin \gamma}{r} = 0. \quad (10)$$

Вычитая из уравнения (10) последнее уравнение системы (8), находим значение силы сцепления шарика с конической фаской приводного кольца

$$F_B = \frac{f_s P_s \left[2 \cos \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\pi - \psi}{4} \right) + f_p \cos \left(\frac{\pi - \gamma}{4} \right) \right] \sin \alpha + f_m f_p P_m \cos \psi \cos \left(\frac{\pi - \gamma}{4} \right)}{2 \sin \alpha \cos \frac{\alpha}{2} \cos \left(\frac{\pi - \alpha}{4} \right) \cos \psi}. \quad (11)$$

Используя значение силы F_B силу F_K найдем из выражения (9)

$$F_K = F_B \cos \alpha + \frac{f_s P_s (\sin \psi - f_p \sin \gamma) \sin \alpha - f_m f_p P_m \sin \gamma \cos \psi}{\sin \alpha \cos \psi}. \quad (12)$$

Силу сцепления шарика с нижним диском определим из второго уравнения системы (8), используя выражения (11, 12)

$$F_A = F_B (1 + \cos \alpha) - \frac{f_s P_s (1 + f_p \sin \gamma - \sin \psi) \sin \alpha - f_m f_p P_m \sin \gamma \cos \psi}{\sin \alpha \cos \psi}. \quad (13)$$

По мере увеличения нагрузки на неподвижное кольцо, силы сцепления шарика с инструментом, как следует из выражений (11–13), возрастают, и их максимальная величина ограничивается значением сил трения скольжения. Скольжение шарика начнется в той точке, где сила сцепления первой достигнет значения силы трения скольжения.

Сравнивая отношения сил сцепления к соответствующим силам нормального давления, находим, что в точке А это отношение намного меньше, чем в точках В и К, поэтому и скольжение будет наблюдаться в одной из этих точек. При горизонтальной торцевой поверхности проточки на неподвижном кольце, одинаковых значениях коэффициентов трения о кольца и близких по величине нагрузках на них шарик скользит по приводному кольцу, так как

$$\frac{F_B}{N_B} > \frac{F_K}{N_K}.$$

Угол ψ наклона торцевой поверхности проточки на неподвижном кольце оказывает большое влияние на величину сил сцепления. Анализ отношений сил сцепления и сил нормального давления показывает, что при угле $\psi > 10^\circ$ и одинаковых значениях коэффициента трения шариков о кольца шарик скользит уже по неподвижному кольцу, так как

$$\frac{F_K}{N_K} > \frac{F_B}{N_B}.$$

Например, при значениях параметров: $\alpha = 55^\circ$, $\gamma = 21^\circ$, $\psi = 10^\circ$, $f_p = 0,3$ получим следующие выражения для отношений сил сцепления и нормального давления

$$\frac{F_B}{N_B} = \frac{F_B \sin \alpha}{P_m} = 0,76 \frac{f_s P_s}{P_m} + 0,16 f_m,$$

$$\frac{F_K}{N_K} = \frac{F_K \operatorname{tg} \alpha}{P_m - P_s \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \psi} = 0,86 \frac{f_s P_s}{P_m - 0,25 P_s} + 0,01 f_m.$$

На условия скольжения шарика оказывает влияние так же соотношение коэффициентов трения шариков о кольца. Если выбрать материал неподвижного кольца с меньшим значением коэффициента трения, то скольжение шарика по нему будет происходить при меньшей величине угла ψ . Расчет сил сцепления по формулам (11, 12) дает возможность сравнить их величины при различных значениях параметров обработки.

Определим минимальную нагрузку на неподвижное кольцо, достаточную для скольжения шарика по его внутренней цилиндрической поверхности. Величина силы трения скольжения в точке K составляет

$$F_K = f_s \left(\frac{P_m}{\operatorname{tg} \alpha} - P_s \operatorname{tg} \psi \right).$$

Подставляя полученное выражение силы трения скольжения в формулу (12) найдем граничное значение отношения между нагрузками на неподвижное и приводное кольца, превышение которого будет сопровождаться скольжением шарика по цилиндрической поверхности неподвижного кольца при заданных геометрических и кинематических параметрах инструмента

$$\frac{P_s}{P_m} = \frac{(f_p f_m \sin \gamma + f_s \cos \alpha) 2 \cos \frac{\alpha}{2} \cos \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2} \right) - f_p f_m \cos \alpha \cos \left(\frac{\pi}{4} - \gamma \right)}{(2 \sin \psi - f_p \sin \alpha) 2 \cos \frac{\alpha}{2} \cos \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2} \right) + \left[2 \cos \frac{\psi}{2} \sin \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\psi}{2} \right) + f_p \cos \left(\frac{\pi}{4} - \gamma \right) \right] \cos \alpha} \cdot \frac{\cos \psi}{f_s \sin \alpha}.$$

Например, при следующих исходных данных: $\alpha = 55^\circ$, $\psi = 15^\circ$, $f_s = f_m$, $f_p = 0,3$ и угле $\gamma = 21^\circ$, рассчитанном по формуле (3) для шарика радиусом $r = 5,5$ мм и параметров инструмента $R = 71$ мм, $\omega_d = 1,68$ с⁻¹, $\omega_m = 3,77$ с⁻¹ получаем

отношения нагрузок $\frac{P_s}{P_m} = 0,76$. При увеличении угла ψ и

уменьшении значения коэффициента трения f_s скольжение в точке K начинается при меньшем отношении нагрузок $\frac{P_s}{P_m}$. В процессе

доводки отношение нагрузок на кольца, при котором шарик скользит по боковой поверхности кольцевой проточки, определяется по снижению угловой скорости вращения сепаратора при увеличении нагрузки на неподвижное кольцо.

Если доводка выполняется при малых нагрузках на неподвижное кольцо, то скольжение шариков происходит, в основном, относительно торцевой поверхности кольцевой проточки. Скорость съема припуска небольшая, но при этом достигается высокое качество поверхностного слоя. Обработка шариков при повышенных нагрузках на неподвижное кольцо не только сопровождается увеличением силы трения скольжения по торцевой поверхности, но и вызывает дополнительное скольжение шариков относительно цилиндрической поверхности кольцевой проточки неподвижного кольца. Указанные факторы способствуют повышению интенсивности доводки шариков. Здесь необходимо отметить, что при увеличении давления неподвижного кольца на шарик возрастают также силы трения шариков о сепаратор.

Доводка шариков при соотношении нагрузок на кольца, превышающем граничное значение, вызывает увеличение угла наклона мгновенной оси абсолютного вращения шарика. Соотношение нагрузок на кольца вследствие вынужденных колебаний в технологической системе непрерывно изменяется и вызывает быструю переориентацию шариков при перемещении по кольцевой дорожке. Быстрые изменения положения мгновенной оси вращения шарика обеспечивают высокую точность сферической формы, несмотря на повышенный съем припуска. Доводка шариков из магнитотвердых спеченных материалов подтвердила высокую эффективность процесса [6]. Отклонения от сферической формы окончательно обработанных шариков составляли менее 0,5 мкм.

Заключение. Анализ динамики шариков в зоне обработки позволил определить силы трения сцепления и скольжения, действующие при доводке и установить условия скольжения шариков по поверхностям контакта с инструментом. В зависимости от соотношения нагрузок на кольца, доводка шариков возможна как со скольжением по торцевой, так и по торцевой и цилиндрической рабочим поверхностям неподвижного кольца. Обработка шариков со скольжением по двум поверхностям кольцевой проточки сопровождается интенсивными изменениями положения мгновенной оси вращения шарика, и сетка следов от контакта с инструментом быстрее покрывает сферическую поверхность.

При доводке шариков на малых нагрузках на неподвижное кольцо силы трения шариков о рабочую поверхность инструмента и

сепаратор малы, что позволяет получить высокое качество поверхности при небольшом съеме припуска. Доводка при больших нагрузках на неподвижное кольцо обеспечивает быструю переориентацию шариков при обработке и дает возможность увеличить скорость съема припуска. Указанный режим обработки используется при предварительной доводке и позволяет быстрее достигнуть требуемой точности заготовок перед финишной обработкой.

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Олендер, Л.А. Совершенствование формообразования сферических поверхностей / Л.А. Олендер, Ю.А. Добрынин. – Минск: БелНИИНТИ, 1980. – 43 с.
2. Филонов, И.П. Механика процессов обкатки / И.П. Филонов. – Минск: Наука и техника, 1985. – 328 с.
3. Способ чистовой обработки шаров: а.с. 1060428 СССР, МКИЗ В 24 В 11/02 / А.Н. Резников, Б.Г. Яновский; Тольят. политех. ин-т. – № 3476319; заявл. 11.06.82; опубл. 15.12.83 // Открытия. Изобрет. – 1983. – № 46 – С. 57.
4. Устройство для обработки шариков: пат. 3178771 Япония, МКИ5 В 24 В 37/02 / Onoda Makota; заявитель NTN Corp. – № 19900204846; заявл. 30.07.90; опубл. 02.08.91 // Изобрет. стран мира. – 1991. – № 2. – С. 15.
5. Устройство для обработки шариков: пат. 1969 Респ. Беларусь, МПК7 В 24 В 11/02 / К.Г. Щетникович; заявитель К.Г. Щетникович. – № 1836; заявл. 29.03.94; опубл. 30.12.97 // Официальный бюл. / Нац. центр интеллектуал. собственности. – 1997. – № 4. – Ч. 1. – С. 120.
6. Щетникович, К.Г. Доводка шариков из магнитотвердых спеченных материалов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 2. – С. 76–79.

Материал поступил в редакцию 17.08.10

SHCHETNIKOVICH K.G. The analysis of conditions of sliding of balls in a zone of processing at operational development between two coaxial by rings and disk

Clause is devoted to theoretical researches kinematics and dynamics of balls at operational development coaxial by the ring tool. The design of the tool is considered and the analytical dependences allowing to find of force of friction of sliding and coupling, working on balls are received at operational development.