

Температурный коэффициент линейного расширения анаэробных продуктов, равный $74 \cdot 10^{-6} \div 300 \cdot 10^{-6}$, 1/К, в большинстве соединений обеспечивает необходимую прочность при низких и высоких температурах. Наиболее неблагоприятным будет соединение, когда наружная деталь имеет большой коэффициент расширения, чем внутренняя, например, стальной вал в амоминиевой втулке. Период рабочих температур такого соединения должен быть ограничен, а соединение проверено экспериментально. Разрушение образцов типа "вал-втулка" с внутренним диаметром 6 А/Д, наружным диаметром втулки 15мм и длиной соединения 21 мм, собранных на АН-5, после их выдержки по 1ч при температуре 213-333°К (один цикл) и проведения тридцати циклов не показали существенного изменения предела прочности соединения в сравнении с прочностью образцов, не подвергавшихся температурному воздействию. Втулки утих образцов были изготовлены из амоминиевого сплава В95Т1 ГОСТ21488-75, а вал - из стали 25x13 Н2 ТУ 14-1-721-73.

Анаэробные продукты, как и большинство полимерных материалов, обладают высокими демпфирующими свойствами и являются "безусталостными" материалами в сравнении с металлами. Это объясняется тем, что под действием вибраций и внешних циклических нагрузок в объеме материала возникают относительные перемещения макро- и микрочастиц, что и приводит к превращению механической энергии в тепловую. Демпфирующая способность материалов улучшается при введении в них определенных наполнителей.

Анаэробный герметик в отверженном состоянии также вибростоек и стоек к воздействию тряски. Не отмечены случаи разгерметизации или расконтривания соединений при испытаниях на тряску и вибрацию, как на средних режимах испытаний, так и при испытаниях с предельными вибронагрузками, в том числе на режимах: тряска при ускорении 90 м/с^2 и 80 уд./мин; вибрация с частотами 10-50 Гц и ускорением 3g; 50-500 Гц и ускорением 22g; 500-2000 Гц и ускорением 25g; 25000 Гц и ускорением 200g. Все виды испытаний проводились на натуральных образцах и показали положительный результат.

В результате проведения комплекса экспериментальных исследований по определению адгезионных, теплофизических и демпфирующих свойств анаэробных отечественных и зарубежных материалов установлены графические и эмпирические зависимости прочности и шероховатости поверхности, величины зазора, времени отверждения, активности соединяемых материалов, что расширяет возможности их применения при сборке узлов и агрегатов в различных отраслях промышленности.

Анализ кинематики и динамики шариков при доводке сборным инструментом

к.т.н. доц. Щетникович К.Г.

Белорусский национальный технический университет

Введение

Доводка является одной из финишных операций, которая оказывает решающее влияние на эксплуатационные свойства шариков. Доводка шариков осуществляется между двумя соосными дисками, один из которых содержит концентрические канавки для размещения изделий [1, 2]. Конструкция инструмента напоминает устройство упорного подшипника и обработка происходит в условиях трения качения при дифференциальном проскальзывании шариков относительно рабочих поверхностей инструмента [3]. Скорость проскальзывания шариков составляет незначительную часть от линейной скорости диска, поэтому интенсивность доводки низкая, несмотря на высокую скорость вращения инструмента и большое давление в зоне обработки.

Длительная доводка стальных шаров в режиме качения приводит к передеформированию, охрупчиванию и усталостному разрушению поверхностного слоя. Опасность такого механизма съема металла, как подчеркивается в [4], состоит в том, что процесс периодического передеформирования и охрупчивания, запускаемый на финишной обработке, продол-

жается затем при эксплуатации. Формированию на поверхности шара дефектной зоны способствуют также высокие удельные нагрузки в области контакта с доводочными дисками [5]. Сокращение продолжительности обработки за счет увеличения скорости вращения инструмента увеличивает вероятность ухудшения качества поверхности шариков, так как количество циклов передеформирования шариков остается тем же, а динамические нагрузки возрастают.

Для значительного повышения интенсивности доводки необходимо создать такие условия контакта шариков с инструментом, которые вызвали бы их скольжение относительно дисков при перемещении по кольцевой канавке, т.е. обработку необходимо вести в условиях трения скольжения. Увеличение скорости съема припуска должно сопровождаться быстрыми изменениями положения мгновенной оси вращения шарика. Сборная конструкция соосного инструмента [6] позволяет реализовать четырехточечный контакт шариков с дисками, при котором имеет место скольжение шариков в зоне обработки. Данная работа посвящена теоретическому исследованию кинематики и динамики шариков при доводке между нижним приводным диском и верхним прижимным диском с установленными в концентрических пазах кольцами.

Конструкция инструмента и кинематика шариков при доминирующей нагрузке на кольца

Особенностью инструмента для доводки шариков (рис. 1) является сборная конструкция верхнего неподвижного прижимного диска с кольцами. Обработываемые шарики 4 размещают на кольцевых выемках 2 нижнего диска 1. На торцевой поверхности верхнего диска 9 прорезаны концентрические пазы 8, по краям которых выполнены угловые кольцевые проточки 6. В пазах с зазором установлены кольца 7, имеющие на нижней торцевой поверхности конические фаски 3. На дне концентрических пазов закреплены упругие элементы 5, находящиеся в контакте с верхней торцевой поверхностью колец. Свойства и размеры упругих элементов выбираются в соответствии с необходимым давлением на шарики в процессе доводки. Болты 10 препятствуют вращению колец и удерживают их в концентрических пазах при подъеме верхнего прижимного диска.

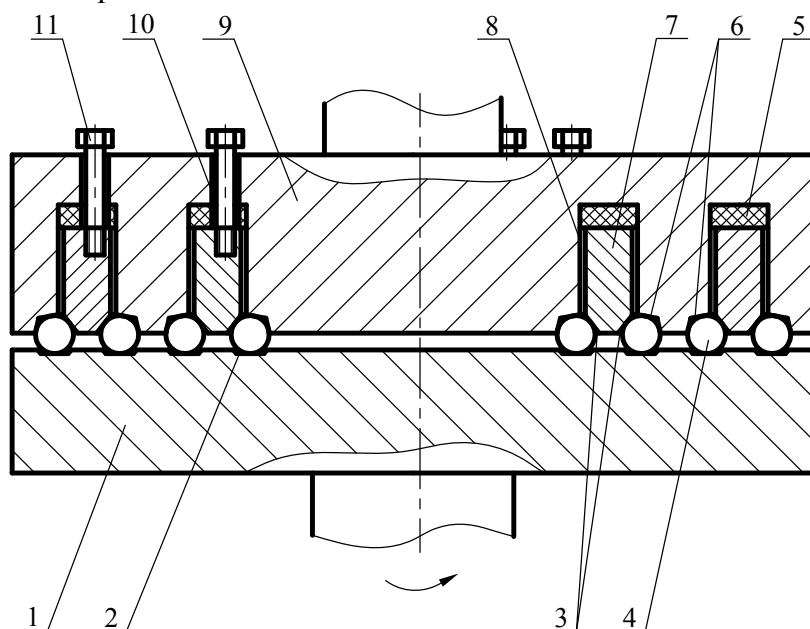


Рис. 1. Конструкция сборного инструмента для доводки шариков

Нагрузка на шарики складывается из осевой нагрузки, прикладываемой к верхнему прижимному диску, и нагрузки на неподвижные кольца, которая создается с помощью упругих элементов. Осевая нагрузка на шарики регулируется независимо от выбранной нагрузки на кольца. После включения привода вращения нижнего диска шарики перемещаются вдоль

кольцевых дорожек, находясь в контакте с четырьмя поверхностями: горизонтальной поверхностью кольцевой выемки на нижнем диске, боковой и торцевой поверхностями кольцевой проточки на верхнем диске и поверхностью конической фаски на кольце. Каждое кольцо базируется непосредственно на обрабатываемых шариках по двум базовым поверхностям и в процессе доводки самоустанавливается соосно верхнему диску и параллельно нижнему диску. Контакт шарика с инструментом осуществляется по четырем несимметрично расположенным относительно его центра точкам, поэтому неизбежно скольжение в одной из них. Независимая регулировка осевой нагрузки от нагрузки на кольца расширяет технологические возможности управления процессом доводки. Инструмент может быть использован также для элеваторной доводки шариков.

Когда нагрузка на кольца намного превышает осевую нагрузку, кинематика шариков (рис. 2) может быть рассмотрена из условия отсутствия проскальзывания в наиболее нагруженных точках контакта с инструментом А, В и К. Мгновенная ось абсолютного вращения шарика проходит через точки В и К контакта шарика с кольцом и неподвижным диском, и составляет с горизонталью угол β , равный

$$\beta = \frac{\alpha - \xi}{2}, \quad (1)$$

где: α – угол конической фаски на кольце;

ξ – угол наклона боковой поверхности кольцевой проточки на прижимном диске.

Для нахождения угловой скорости шарика определим вначале расстояние от точки А на приводном диске до мгновенной оси абсолютного вращения шарика

$$AA_1 = r[\sin(\beta + \xi) + \cos\beta],$$

где r – радиус шарика.

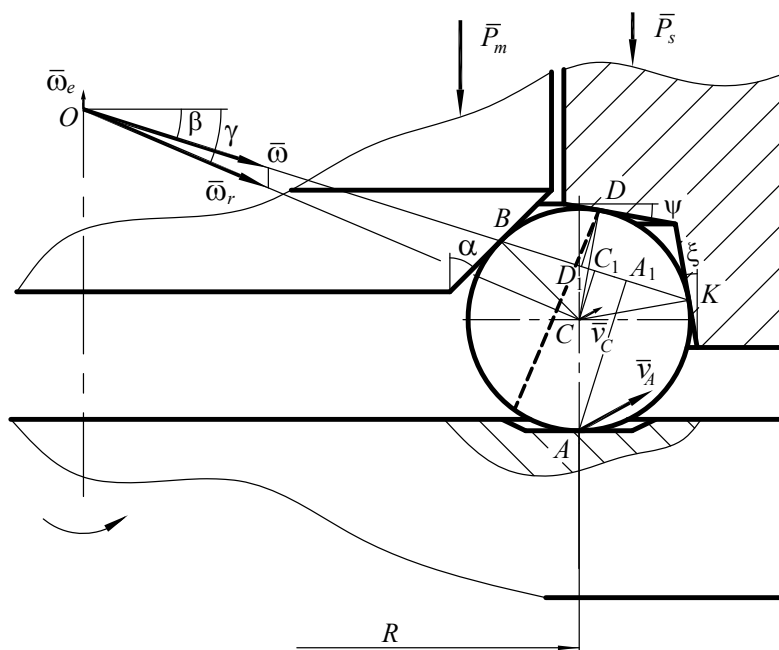


Рис. 2. Кинематика шарика при доминирующей нагрузке на кольца
Угловая скорость абсолютного вращения шарика равна

$$\omega = \frac{v_A}{AA_1} = \frac{\omega_d R}{r[\sin(\beta + \xi) + \cos\beta]}, \quad (2)$$

где ω_d , v_A – соответственно угловая скорость и линейная скорость нижнего диска в точке А.

Угол γ наклона мгновенной оси относительного вращения шарика найдем, сравнивая

проекции отрезков OC и OK на вертикальную ось вращения инструмента

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

Угловую скорость относительного вращения шарика ω_r определим из равенства проекций векторов $\bar{\omega}$ и $\bar{\omega}_r$ на горизонтальную линию

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

Скорость центра шарика найдем по известному расстоянию CC_1 до мгновенной оси абсолютного вращения шарика

$$v_C = \omega \cdot CC_1 = \omega r \sin(\beta + \xi). \quad (5)$$

С другой стороны, скорость центра шарика можно найти через переносную угловую скорость ω_e

$$v_C = \omega_e R.$$

Окончательно, формула для расчета угловой скорости переносного вращения шарика примет вид

$$\omega_e = \frac{\omega r \sin(\beta + \xi)}{R} = \frac{\omega_d \sin(\beta + \xi)}{\sin(\beta + \xi) + \cos \beta}. \quad (6)$$

Скорость скольжения шарика по торцевой поверхности кольцевой проточки на неподвижном кольце зависит от расстояния точки D до мгновенной оси вращения шарика

$$V_{SD} = \omega DD_1 = \omega r [\cos(\beta - \psi) - \sin(\beta + \xi)], \quad (7)$$

где ψ – угол наклона торцевой поверхности кольцевой проточки на прижимном диске.

Расчет скорости скольжения показывает, что ее величина более чем в 2,5 раза превышает максимальную скорость дифференциального проскальзывания при длине дуги контакта с инструментом длиной $0,3d$, где d – диаметр шарика. Принимая во внимание, что при дифференциальном проскальзывании шариков на площадке контакта имеются точки, где скорость проскальзывания приближается к нулевому значению, скольжение шариков по торцевой поверхности значительно повышает интенсивность обработки.

Определение сил сцепления шариков с инструментом при доминирующей нагрузке на кольца

В точках контакта с инструментом (рис. 3) на шарик действуют силы нормального давления N_A , N_B , N_D и N_K , вызванные нагрузкой на прижимной диск и кольца, а также касательные силы сцепления и трения F_A , F_B , F_D и F_K , вызванные вращением нижнего диска. Каждое из колец давит конической поверхностью на шарик с силой N_B :

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

где P_m – нагрузка на один шарик, создаваемая кольцом.

Нормальное давление шарика на нижний диск зависит от суммарной нагрузки на прижимной диск и кольца

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

где P_s – нагрузка на один шарик, создаваемая верхним диском;
 m – масса шарика.

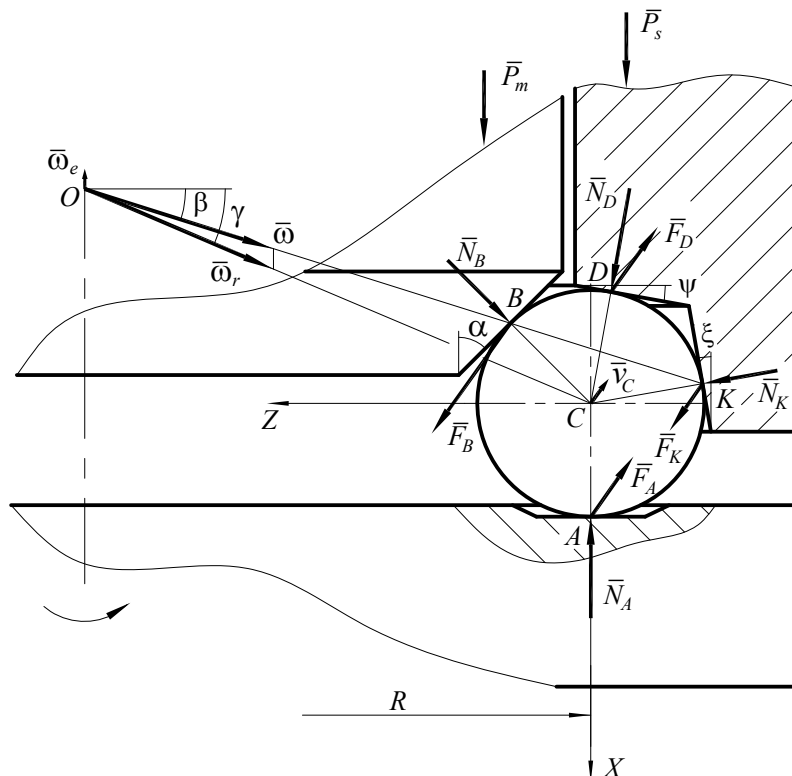


Рис. 3. Силы, действующие на шарик при доводке

Перемещение шарика по кольцевой дорожке происходит под действием движущей силы сцепления с нижним диском F_A и сил сцепления с кольцом F_B и прижимным диском F_K . На шарик действует также сила трения скольжения F_D о торцевую поверхность кольцевой проточки прижимного диска.

Для определения неизвестных сил сцепления и давления необходимо составить уравнения движения шарика в рабочей зоне. Учитывая, что сила трения скольжения шарика по торцевой поверхности прижимного диска намного превышает силы трения качения, последние не учитывались при составлении уравнений движения шарика. Дифференциальные уравнения относительного движения шарика [3] запишем в системе координат XYZ , проходящих через его центр, проектируя действующие силы на соответствующие оси:

$$\begin{aligned}
 m \frac{dv_{CX}}{dt} &= -N_A + N_B \sin \alpha + N_D \cos \psi + N_K \sin \xi + mg = 0, \\
 m \frac{dv_{CY}}{dt} &= -F_A + F_B - F_D + F_K = 0, \\
 m \frac{dv_{CZ}}{dt} &= -N_B \cos \alpha + N_D \sin \psi + N_K \cos \xi = 0, \\
 I \frac{d\omega_{rX}}{dt} &= -F_B r \cos \alpha - F_D r \sin \psi + F_K r \cos \xi = 0, \\
 I \frac{d\omega_{rY}}{dt} &= 0, \\
 I \frac{d\omega_{rZ}}{dt} &= -F_A r - F_B r \sin \alpha + F_D r \cos \psi - F_K r \sin \xi = 0.
 \end{aligned} \tag{8}$$

где: v_C – скорость центра шарика;

I – момент инерции шарика.

Первые три уравнения описывают движение центра масс шарика при установившемся перемещении, последующие уравнения – вращение шарика вокруг его центра. При нагрузках на кольца, превышающих нагрузку на прижимной диск, шарик скользит по наименее нагруженной торцевой поверхности кольцевой проточки. Положение мгновенной оси вращения и другие кинематические характеристики шарика могут быть определены по формулам (1–7).

Нормальное давление шарика на торцевую N_D и боковую N_K поверхности кольцевой проточки найдем из первого и третьего уравнения системы (8) дифференциальных уравнений

$$N_D = \frac{-P_m \cos \alpha \sin \xi + P_s \sin \alpha \cos \xi}{\sin \alpha \cos(\psi + \xi)},$$

$$N_K = \frac{P_m \cos \alpha \cos \psi - P_s \sin \alpha \sin \psi}{\sin \alpha \cos(\psi + \xi)}.$$

Сила трения скольжения шарика о торцевую поверхность кольцевой проточки прижимного диска тогда составит

$$F_D = f_s N_D = f_s \frac{P_s \sin \alpha \cos \xi - P_m \cos \alpha \sin \xi}{\sin \alpha \cos(\psi + \xi)},$$

где f_s – коэффициент трения скольжения шарика о материал прижимного диска.

Из четвертого уравнения системы (8) выразим силу трения сцепления шарика с боковой поверхностью проточки на прижимном диске через силы F_B и F_D

$$F_K = \frac{F_B \cos \alpha + F_D \sin \psi}{\cos \xi}. \quad (9)$$

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

$$-F_A \cos \xi + F_B (\cos \alpha + \cos \xi) - F_D (1 - \sin \psi) = 0. \quad (10)$$

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

$$F_B = \frac{f_s [1 + \cos \psi \cos \xi - (1 + \operatorname{tg} \xi) \sin \psi] (P_s \sin \alpha \cos \xi - P_m \cos \alpha \sin \xi)}{[(1 + \operatorname{tg} \xi) \cos \alpha + (1 + \sin \alpha) \cos \xi] \sin \alpha \cos(\psi + \xi)}. \quad (11)$$

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

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

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

$$F_A = F_B \left(1 + \frac{\cos \alpha}{\cos \xi}\right) - \frac{f_s P_s \sin \alpha \cos \xi - f_s P_m \cos \alpha \sin \xi}{\sin \alpha \cos(\psi + \xi)}. \quad (13)$$

Сила трения скольжения шарика о торцевую поверхность кольцевой проточки прижимного диска, момент которой направлен в сторону, противоположную его вращению, значительно увеличивает величину сил сцепления по другим поверхностям контакта с инструментом. По мере увеличения осевой нагрузки, силы сцепления шарика с инструментом в точках A , B и K , как следует из выражений (11–13), возрастают, но их максимальная величина ограничивается значением сил трения скольжения. Скольжение шарика начнется в той точке, где сила сцепления первой достигнет значения силы трения скольжения при данной силе нормального давления.

Анализ условий скольжения шарика в зоне обработки при повышенной осевой нагрузке

Сравнивая отношения сил сцепления к соответствующим силам нормального давления находим, что в точке A это отношение намного меньше, чем в точках B и K , поэтому и скольжение шариков при высокой осевой нагрузке будет наблюдаться в одной из этих точек. При появлении скольжения шарика по кольцу или боковой поверхности проточки изменяются условия его трения по торцевой поверхности проточки: трение скольжения в точке D переходит в трение качения. Мгновенная ось абсолютного вращения шарика изменяет свое положение в шарике, проходя через точку D на прижимном диске и одну из точек B или K , в которой сила сцепления не достигла максимального значения.

Расчеты показывают, что при угле $\psi > 0^\circ$ шарики скользят по прижимному диску в точке K , так как

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

Величина силы трения скольжения в точке K составляет

$$F_K = f_s \frac{P_m \cos \alpha \cos \psi - P_s \sin \alpha \sin \psi}{\sin \alpha \cos(\psi + \xi)}.$$

Подставляя полученное выражение силы трения скольжения в формулу (12) определим величину переходной осевой нагрузки, достаточную для скольжения шарика в точке K при известной нагрузке на кольцо

$$P_{s11} = \frac{P_m}{\operatorname{tg} \alpha \cos \xi} \cdot \frac{Q \sin \alpha \cos \alpha \cos(\psi + \xi) + S \cos(\psi - \xi)}{Q \sin \alpha \cos \alpha \cos(\psi + \xi) + 2S \sin \psi}, \quad (14)$$

где: $Q = 1 + \cos \psi \cos \xi - (1 + \operatorname{tg} \xi) \sin \psi$;

$$S = [(1 + \operatorname{tg} \xi) \cos \alpha + (1 + \sin \alpha) \cos \xi] \sin \alpha \cos(\psi + \xi).$$

Расчет осевой нагрузки по формуле (14) показывает, что увеличение угла ψ сопровождается значительным снижением осевой нагрузки, необходимой для скольжения шарика в точке K , например, при значениях геометрических параметров инструмента: $\alpha = 55^\circ$, $\xi = 10^\circ$, $\psi = 10^\circ$ переходная нагрузка составляет $P_{s11} = 1,01P_m$, а при $\psi = 15^\circ$ снижается до величины $P_{s11} = 0,84P_m$.

Ось абсолютного вращения шарика при скольжении в точке K пройдет через точку B на кольце и точку D на прижимном диске (рис. 4) и составит с горизонталью угол

$$\beta_1 = \frac{\pi}{4} - \frac{\alpha}{2} - \frac{\psi}{2}. \quad (15)$$

Угловая скорость абсолютного вращения шарика равна

$$\omega_1 = \frac{V_A}{AT_1} = \frac{\omega_d R}{r[\cos \beta_1 + \cos(\beta_1 + \psi)]}. \quad (16)$$

Угол γ_1 наклона мгновенной оси относительного вращения шарика связан с углом наклона мгновенной оси абсолютного вращения зависимостью

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{(R + r \sin \psi) \operatorname{tg} \beta_1 - r \cos \psi}{R}. \quad (17)$$

Угловую скорость относительного вращения шарика определим из равенства проекций векторов $\bar{\omega}_1$ и $\bar{\omega}_{r1}$ на горизонтальную линию

величину переходной осевой нагрузки, достаточную для скольжения шарика по кольцу при известной нагрузке на кольца

$$P_{sl2} = P_m \frac{f_s Q \sin \alpha \cos \alpha \sin \xi + f_m S}{f_s Q \sin^2 \alpha \cos \xi}. \quad (23)$$

Из выражения (23) следует, что при уменьшении значения коэффициента трения f_m и угла Ψ снижается величина осевой нагрузки, необходимая для скольжения шарика по конической поверхности кольца и изменения положения его мгновенной оси вращения. Мгновенная ось вращения при скольжении шарика по конической поверхности кольца пройдет через точки K и D на кольцевой проточке, составляя угол с горизонталью равный

$$\beta_2 = \frac{\pi}{4} + \frac{\Psi}{2} - \frac{\xi}{2}. \quad (24)$$

Угловая скорость абсолютного вращения шарика определяется по формуле

$$\omega_2 = \frac{V_A}{AT_2} = \frac{\omega_d R}{r[\cos \beta_2 + \sin(\beta_2 + \xi)]}. \quad (25)$$

Угол γ_2 наклона мгновенной оси относительного вращения шарика равен

$$\operatorname{tg} \gamma_2 = \frac{(R + r \cos \xi) \operatorname{tg} \beta_2 + r \sin \xi}{R}. \quad (26)$$

Угловую скорость относительного вращения шарика определим из равенства проекций векторов $\bar{\omega}_2$ и $\bar{\omega}_{r2}$ на горизонтальную линию

$$\omega_{r2} = \frac{\omega_2 \cos \beta_2}{\cos \gamma_2}. \quad (27)$$

Скорость центра шарика найдем по известному расстоянию CJ_2 до мгновенной оси абсолютного вращения шарика

$$V_{c2} = \omega_2 CJ_2 = \omega_2 r \sin(\beta_2 + \xi). \quad (28)$$

Переносная угловая скорость шарика равна

$$\omega_{e2} = \frac{\omega_d \sin(\beta_2 + \xi)}{\cos \beta_2 + \sin(\beta_2 + \xi)}. \quad (29)$$

Скорость скольжения шарика по конической поверхности кольца зависит от расстояния точки B до его мгновенной оси вращения

$$V_{sB} = \omega_1 BE = 2\omega_2 r \sin\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\alpha - \Psi}{2}\right) \cos \frac{\alpha + \xi}{2}. \quad (30)$$

Выражения (24–30) полностью описывают кинематику шарика при доминирующей осевой нагрузке и скольжении шарика по конической поверхности кольца.

Выбор нагрузки на прижимной диск и кольца

Из анализа сил, действующих на шарики, при доводке и рассмотрения кинематики следует, что условия трения шарика в точках контакта с инструментом зависят от соотношения нагрузок на верхний диск и кольца. При доминирующей нагрузке на кольца в точках B и K имеет место качение шарика и действуют силы сцепления, а в точке D шарик скользит по торцевой поверхности проточки и действует сила трения скольжения. Мгновенная ось абсолютного вращения шарика проходит через неподвижные в данный момент времени точки на сфере, т.е. через точки B и K (рис. 2).

При повышении осевой нагрузки шарик начинает скользить в точке B или K , поэтому сила сцепления в одной из них превращается в силу трения скольжения. В точке D скольжение шарика прекращается, и сила трения скольжения превращается в силу сцепления, обес-

печивающую качение шарика по торцевой поверхности проточки. В зависимости от геометрических параметров и материала инструмента мгновенная ось абсолютного вращения шарика проходит через точку D на прижимном диске и одну из точек B или K (рис. 4).

Зависимость положения оси вращения шарика от соотношения нагрузок на прижимной диск и кольца расширяет технологические возможности управления процессом доводки по сравнению с обработкой традиционным инструментом. От положения мгновенной оси вращения шарика зависит расположение следов обработки от контакта с инструментом. Каждый след представляет собой окружность, лежащую в плоскости, перпендикулярной вектору $\vec{\omega}_r$ и проходящую через точку контакта с инструментом. Учитывая, что относительно одной из поверхностей инструмента шарик скользит, расположение следа обработки от касания именно с этой поверхностью играет важную роль. Представленные на рисунках 2 и 4 варианты положения мгновенной оси абсолютного вращения шарика наглядно демонстрируют преимущество варианта со скольжением в точке D , след от которой (на рис. 2 показан пунктирной линией) имеет диаметр, близкий к максимальному. При скольжении шарика в точках B или K окружности контакта имеют малый диаметр, поэтому потребуется гораздо больше времени для покрытия этими следами всей поверхности шарика. Следовательно, с точки зрения равномерности нанесения следов обработки на сферическую поверхность, предпочтительным является положение мгновенной оси абсолютного вращения шарика, проходящей через точки B и K .

Путем изменения соотношения нагрузок на верхний диск и кольца можно управлять интенсивностью износа рабочих поверхностей верхнего диска и колец. При доминирующей нагрузке на кольца шарик скользит по торцевой поверхности кольцевой проточки верхнего диска, которая будет изнашиваться быстрее. Если доводить шарики при более высокой нагрузке на верхний диск, то в зависимости от угла Ψ и материала колец скольжение шарика возможно по боковой поверхности кольцевой проточки, либо по конической поверхности кольца. Поверхность инструмента, по которой шарик скользит, будет изнашиваться быстрее остальных.

Обработка шариков в условиях скольжения по одной из рабочих поверхностей инструмента значительно увеличивает силы сцепления шариков по другим поверхностям контакта с инструментом. Для того чтобы небольшие колебания осевой нагрузки вызывали изменения положения мгновенной оси абсолютного вращения шарика необходимо величину осевой нагрузки устанавливать близкой по значению к переходной нагрузке. В этом случае силы сцепления шарика с инструментом в точках B или K близки к максимальным значениям и небольшие девиации осевой нагрузки при доводке приводят к скольжению шарика по одной из них с изменением углового положения оси вращения шарика. В процессе доводки необходимая величина осевой нагрузки может устанавливаться по результатам измерения переносной угловой скорости шариков. Осевая нагрузка, при росте которой наблюдается заметное увеличение скорости шариков, близка к требуемой. Высокая скорость скольжения шариков относительно дисков позволяет вести обработку при меньшем давлении инструмента без снижения скорости съема припуска. Низкие контактные нагрузки и быстрые изменения положения мгновенной оси вращения шарика дают возможность с высокой точностью доводить шарики из различных хрупких материалов, в том числе и неметаллических: металлокерамики, магнитотвердых спеченных материалов, минерального сырья, стекла.

Заключение

Применение сборной конструкции прижимного диска обеспечивает 4-точечный контакт шариков с инструментом и значительное увеличение скорости скольжения шариков при доводке. В результате анализа динамики шариков в зоне обработки определены силы сцепления и трения, действующие на шарики при различном соотношении нагрузок на верхний прижимной диск и концентрические кольца. Получены аналитические зависимости для рас-

чета угловых скоростей относительного, переносного и абсолютного вращений шарика и скорости скольжения относительно инструмента. Установлены условия изменения положения мгновенной оси вращения шарика и влияние рабочей нагрузки на расположение следов обработки по поверхности шарика.

Скольжение шариков при перемещении по кольцевым дорожкам, низкие контактные нагрузки и быстрая переориентация шариков в пространстве обеспечивают высокую точность и качество обработанной сферической поверхности. Применение сборного инструмента позволяет использовать серийные доводочные станки для финишной обработки как стальных шариков, так и шариков, изготовленных из различных хрупких материалов.

Литература

1. Олендер Л. А. Технология и оборудование шарикового производства. Минск: Вышэйшая школа, 1974. 336 с.
2. Олендер Л. А., Добрынин Ю. А. Совершенствование формообразования сферических поверхностей. Минск: БелНИИНТИ, 1980. 43 с.
3. Филонов И. П. Механика процессов обкатки. Минск: Наука и техника, 1985. 328 с.
4. Куранов В. Г., Виноградов А. Н., Бузов А. В. Оптимизация финишной обработки шаров прецизионных подшипников качения // Актуальные проблемы электронного приборостроения и машиностроения: сб. науч. ст. / отв. ред. Т. В. Конюшкова. Саратов: СГТУ, 2002. С. 126–129.
5. Куранов В. Г., Виноградов А. Н. Явление «трибоцементации» в процессе финишной обработки шаров подшипников // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 8. С. 32–37.
6. Пат. 1250 Респ. Беларусь: Устройство для обработки шариков. МПК7 В 24 В 11/02: / К. Г. Щетникович, № 526 А; заявл. 19.07.93, опубл. 14.06.96. Бюл. № 2.

О взаимодействии волокна абразивно-полимерных щёток с обрабатываемой поверхностью

Яковлев Д.Р., к.т.н. доц. Пини Б.Е.
МГТУ «МАМИ»

Абразивно-полимерные щетки, как известно, изготавливаются с использованием полимерного волокна, в котором до 30% объема занимают абразивные зерна. В связи с этим они обладают рядом свойств, обеспечивающих возможность их эффективного использования при обработке машиностроительных деталей, в том числе изготавливаемых из труднообрабатываемых материалов. В частности, это могут быть операции по удалению тонких поверхностных дефектных слоев, например пригаров и т.п., без ухудшения (а часто с улучшением) качества поверхности; полирование, в том числе сложнопрофильных поверхностей; снятие заусенцев после чистовых операций на наружных и внутренних поверхностях деталей и т.д.

Однако эти инструменты практически не используются в отечественном машиностроении, так как, по сути, нет информации об эффективных областях их применения, рациональных режимах обработки такими щётками в различных случаях их применения, стойкости и работоспособности щёток и т.д.

Отсутствует и информация о характере взаимодействия волокна абразивно-полимерных щёток с обрабатываемыми поверхностями; о необходимых и достаточных усилиях в зоне контакта волокон с изделием; влиянии зернистости абразива, распределенного в волокне, влиянии полимера, в котором распределены абразивные зерна на процесс контактного взаимодействия; влияния диаметров и длин вылета абразивного волокна на процесса обработки и т.д.

Играет определенную роль в процессе сдерживания их использования также то, что имеются различные конструкции щёток (чашечные, типа «ёрш» и т.д.). Это дополнительно усложняет вопрос об их применении в производстве. Характерным является то обстоятельство