

УДК 621.923

П.Г. Матюха, профессор, д-р техн. наук

В.В. Полтавец, доцент, канд. техн. наук,

В.В. Габитов, мл. научный сотрудник

Донецкий национальный технический университет,

ул. Артема, 58, г. Донецк, Украина, 83001

gabitov-v@yandex.ua

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ ПЛОСКОШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА МОДЕЛИ 3Г71

В статье приведена методика определения и выполнен расчет величины перемещения рабочего конца шпинделя плоскошлифовального станка модели 3Г71 в случае максимальной его загрузки при плоском врезном шлифовании по упругой схеме стали Р6М5Ф3. Полученные результаты будут использованы при определении допустимой силы поджима заготовки к рабочей поверхности круга, ограниченной точностью обработки.

Ключевые слова: *шлифование, шпиндель, подшипник скольжения, упругое перемещение*

Введение. Обеспечение высокого качества изготавливаемых изделий при низкой себестоимости обработки является основной задачей современного производства в условиях высокой конкуренции и развитых рыночных отношений. Этого можно достичь путем оптимизации режимов финишных операций, примером которых является шлифование.

На кафедре «Мехатронные системы машиностроительного оборудования» Донецкого национального технического университета для поиска оптимальных режимов шлифования с постоянным усилием поджима заготовки к шлифовальному кругу предложено использовать обобщенные показатели этого процесса – усилие поджима заготовки к рабочей поверхности круга (РПК) и отношение скорости круга к скорости заготовки [1, 2, 3]. В указанных работах приведены методики расчета отношения скорости круга к скорости детали, ограниченного требуемым параметром шероховатости обработанной поверхности R_a , а также значений усилий поджима, удовлетворяющих техническим ограничениям, накладываемым на режим обработки температурой фазово-структурных превращений в поверхностном слое обрабатываемой заготовки, прочностью зерен и температурой окисления алмаза.

Одним из технических ограничений на усилие поджима заготовки к рабочей поверхности круга является точность обработки, на которую существенное влияние оказывает упругое перемещение конца шпинделя с установленным на нем шлифовальным кругом.

Определение величины упругого перемещения шпинделя плоскошлифовального станка, установленного на подшипники скольжения, в литературных источниках отсутствует.

Целью данной статьи является определение упругого перемещения шпинделя плоскошлифовального станка модели 3Г71, установленного на подшипники скольжения.

Основное содержание работы. В шпиндельном узле плоскошлифовального станка модели 3Г71 в качестве опор используются гидродинамические подшипники скольжения [4]. Наряду с преимуществами, которые обеспечивают гидродинамические опоры, они обладают существенным недостатком, связанным с непостоянством положения оси вращения шпинделя при изменяющейся внешней нагрузке на опоры, что непосредственно сказывается на точности обработки при шлифовании на станке, настроенном на размер. Учитывая это, упругие перемещения рабочего конца шпинделя являются техническим ограничением, накладываемым на режим резания станком по точности обработки [5].

Для достижения требуемой точности необходимо, чтобы упругие перемещения конца шпинделя с установленным шлифовальным кругом не превышали одной трети поля допуска на обрабатываемый размер [6].

Исходными данными для расчета упругих перемещений конца шпинделя являются конструктивное исполнение шпиндельного узла (рисунок 1), значения составляющих силы резания на шлифовальном круге и усилие от предварительного натяжения ремня ременной передачи.

На станке модели 3Г71 опорами шпинделя являются трехклиновые гидродинамические подшипники скольжения типа Макензен, выполненные в виде упруго-деформируемых втулок с конической наружной поверхностью. Считается, что жесткость таких опор определяется жесткостью несущих масляных клиньев, а потерями жесткости, связанными с контактными деформациями посадочных поверхностей втулок, можно пренебречь вследствие обеспечения натяга при сборке и регулировке узлов [5].

При расчете жесткости шпиндельного узла определим упругое перемещение шпинделя в сечении его переднего конца, нормальном к обрабатываемой поверхности, допуская, что упругие перемещения

происходят только за счет деформации тела шпинделя и его опор. При этом на точность обработки влияет лишь радиальная составляющая силы резания P_y .

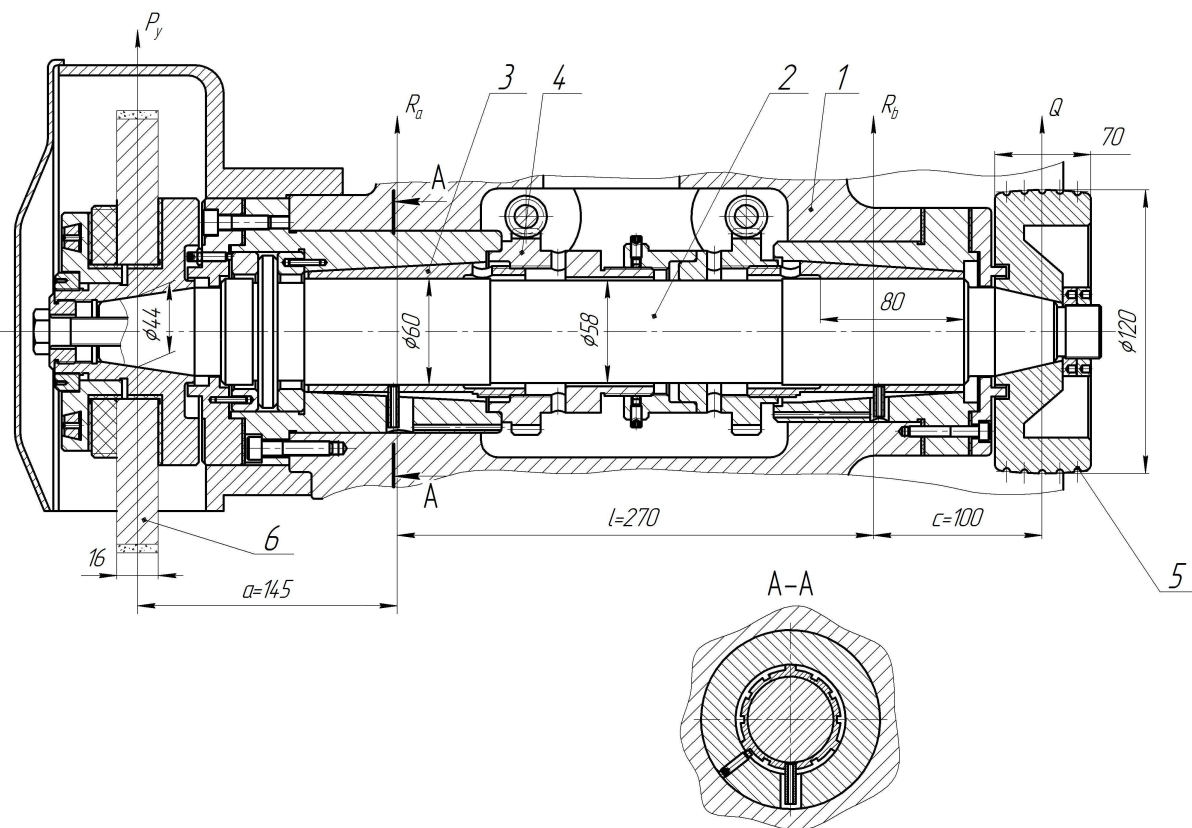


Рисунок 1 – Шпиндельный узел плоскошлифовального станка мод. 3Г71 [4]:

- 1 – корпус; 2 – шпиндель; 3 – упруго-деформируемые втулки, образующие несущие карманы для смазки;
4 – механизм регулировки диаметрального зазора подшипников; 5 – приводной шкив плоскоременной передачи;
6 – шлифовальный круг

При составлении расчетной схемы шпиндель представим как балку ступенчато-переменного сечения на податливых точечных опорах (рисунок 2).

Проанализируем действие всех сил на шпиндельный узел в плоскости XOY .

Шпиндель со стороны шлифовального круга нагружен радиальной составляющей силы резания P_y , расположенной в плоскости XOY . С противоположной стороны шпинделя на него действует вертикальная составляющая силы от натяжения ремня в плоскости XOY и момент от электродвигателя M_{∂} , равный моменту, который создается составляющей силы резания P_z , действующей в плоскости YOZ . Моменты M_p и M_{∂} скручивают тело шпинделя и на упругое перемещение конца шпинделя не влияют. В связи с этим они исключены из расчета упругого перемещения конца шпинделя.

Величину перемещения переднего конца шпинделя с учетом защемляющего момента в передней опоре можно определить по формуле [7]:

$$\delta_{XOY} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \frac{P_y \cdot a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l \cdot (1 - \xi)}{J_2} \right] + P_y \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l + a \cdot (1 - \xi)}{l} \right]^2 + \frac{a^2 \cdot (1 - \xi)}{j_B \cdot l^2} \right\}, \quad (1)$$

где δ_1 – перемещение, вызванное изгибом тела шпинделя, мм; δ_2 – перемещение, вызванное жесткостью опор, мм; δ_3 – сдвиг, вызванный защемляющим моментом, мм; l – расстояние между передней A и задней B опорами шпинделя, мм; a – вылет переднего конца шпинделя, мм; c – расстояние от приводного шкива до задней опоры, мм; J_1 – среднее значение осевого момента инерции сечения участка OA шпинделя, мм⁴; J_2 – среднее значение осевого момента инерции сечения участка AB шпинделя, мм⁴; E – модуль упругости материала шпинделя, Н/мм²; j_A и j_B – радиальная жесткость передней и задней опор, Н/мм; ξ – коэффициент защемления в передней опоре.

Сдвиг, вызванный защемляющим моментом, характерен для опор качения и отсутствует в опорах гидродинамического трения. В связи с этим, в уравнении (1) $\delta_3 = 0$.

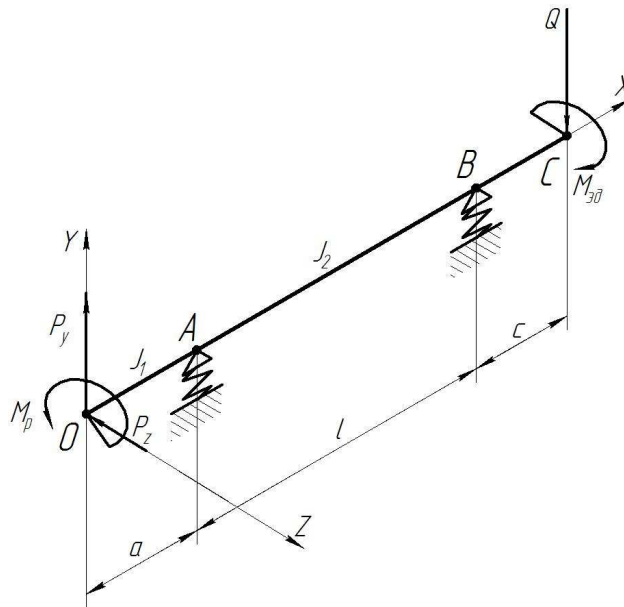


Рисунок 2 – Схема активных сил, действующих на шпиндель плоскошлифовального станка модели 3Г71

Момент инерции круглого сечения участка *OA* шпинделя, на котором установлен шлифовальный круг, определяется по формуле:

$$J_1 = \frac{\pi \cdot D_1^4}{64}, \tag{2}$$

где *D1* – средний диаметр конца шпинделя, на котором расположен шлифовальный круг, мм.

Момент инерции круглого сечения шпинделя между опорами *A* и *B*:

$$J_2 = \frac{\pi \cdot D_2^4}{64}, \tag{3}$$

здесь *D2* – диаметр шпинделя на участке между опорами, мм.

Радиальные жесткости опор шпинделя, установленного на гидродинамических подшипниках, рассчитаем с использованием известной методики [5].

Жесткость опоры с многоклиновым подшипником определяется жесткостью несущего масляного слоя

$$j = \frac{P}{e}, \tag{4}$$

где *P* – несущая способность подшипника, Н; *e* – эксцентриситет оси шпинделя; представляет собой смещение центра сечения шпинделя под действием внешних сил из начального положения, концентричного относительно карманов, мм.

Несущая способность трехклинового подшипника рассчитывается по формуле [5]

$$P = P_o \left(\frac{1}{(1 - 0,5 \cdot \chi)^2} - \frac{1}{(1 + \chi)^2} \right). \tag{5}$$

Величина *Po*, входящая в формулу (5), определяется по формулам:

$$P_o = 5,1 \cdot 10^{-6} \frac{\mu \cdot n \cdot D \cdot B^2 \cdot L \cdot C_L}{\Delta^2}, \tag{6}$$

где μ – динамический коэффициент вязкости смазочной жидкости подшипника, Па·с; *n* – частота вращения шпинделя, об/мин; *D* – диаметр расточки гофрированной втулки, мм; *B* – размер дуги кармана по направлению вращения вала, мм; *L* – длина рабочей поверхности втулки, мм; Δ – диаметральный зазор, мм.

Величина *CL* в формуле (6) определяется соотношением:

$$C_L = \frac{1,25}{1 + \left(\frac{B}{L}\right)^2}. \quad (7)$$

Динамический коэффициент вязкости μ смесей из масла И-20А и керосина определим по номограмме [5] по значению кинематического коэффициента вязкости ν , который для двухкомпонентной жидкости рассчитывается по зависимости [8]:

$$\nu = \frac{(n_1 + n_2) \cdot \nu_1 \cdot \nu_2}{\nu_1 \cdot n_1 + \nu_2 \cdot n_2}, \quad (8)$$

где n_1 и n_2 – содержание составляющих компонент жидкости в долях единицы; ν_1, ν_2 – кинематический коэффициент вязкости каждой из компонент при рабочей температуре 50°C, м²/с.

Относительный эксцентриситет подшипника χ представляет собой отношение [5]:

$$\chi = \frac{2 \cdot e}{\Delta}. \quad (9)$$

Относительный эксцентриситет определим по соответствующей номограмме [8] в зависимости от значения коэффициента нагруженности подшипника ζ' , рассчитываемого по формуле:

$$\zeta' = \frac{R \cdot \psi^2}{l \cdot D \cdot \omega \cdot \mu}, \quad (10)$$

где R – реакция опоры, Н; ψ – основной относительный зазор; ω – частота вращения шпинделя, с⁻¹.

Реакции опор A и B в плоскости XOY определим в соответствии со схемой нагружения шпинделя (рисунок 3); при этом учитываем вес шпинделя G , вес шлифовального круга с фланцами $G_{кр}$, вес приводного шкива $G_{шк}$, составляющую силы резания P_y и силу натяжения ремня Q .

Определим проекции реакций в плоскости XOY .

$$\sum M_{A \text{ } XOY} = 0:$$

$$-P_y \cdot a + G_{кр} \cdot a - G \cdot l/2 + R_{B \text{ } XOY} \cdot l - Q \cdot (c + l) - G_{шк} \cdot (c + l) = 0.$$

Отсюда:

$$R_{B \text{ } XOY} = \frac{P_y \cdot a - G_{кр} \cdot a + G \cdot l/2 + Q \cdot (c + l) + G_{шк} \cdot (c + l)}{l}. \quad (11)$$

Проекция реакции $R_{A \text{ } XOY}$ определится по формуле:

$$R_{A \text{ } XOY} = (Q + G_{шк}) - (P_y - G_{кр}) - R_{B \text{ } XOY}.$$

Проекции реакций в плоскости XOZ найдем по зависимостям:

$$R_{A \text{ } XOZ} = P_z \frac{a+l}{l},$$

$$R_{B \text{ } XOZ} = P_z \frac{a}{l}.$$

Реакции в опорах A и B равны:

$$R_A = \sqrt{R_{A \text{ } XOY}^2 + R_{A \text{ } XOZ}^2}, \quad (12)$$

$$R_B = \sqrt{R_{B \text{ } XOY}^2 + R_{B \text{ } XOZ}^2}. \quad (13)$$

Вес шпинделя определим с использованием его среднего диаметра и длины

$$G = \left(\frac{\pi \cdot d_{cp}^2}{4} \right) \cdot l_{шп} \cdot g \cdot \rho,$$

где d_{cp} – средний диаметр шпинделя, м; $l_{шп}$ – длина шпинделя, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; ρ – плотность материала, из которого изготовлен шпиндель (сталь 40Х), кг/м³.

Основной относительный зазор ψ равен [8]:

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta}{d}, \quad (14)$$

здесь d – диаметр шейки шпинделя, мм.

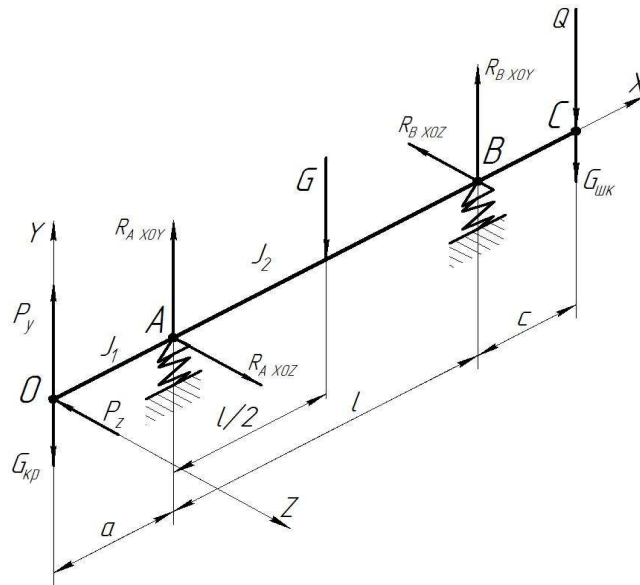


Рисунок 3 – Расчетная схема шпинделя плоскошлифовального станка модели ЗГ71

Силу Q, действующую на шпиндель со стороны привода (рисунок 4), определим по формуле:

$$Q = 2 \cdot P_e, \tag{15}$$

где P_e – вертикальная составляющая силы натяжения ветви ремня, Н.

$$P_e = P_{np} \cdot \cos \varphi, \tag{16}$$

где P_{np} – сила предварительного натяжения ветви ремня, Н.

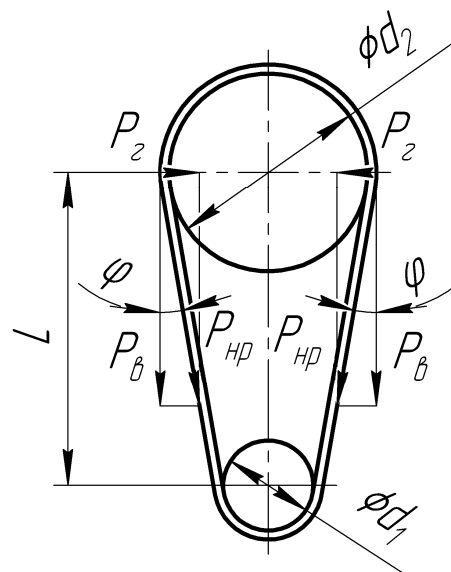


Рисунок 4 – Схема к расчету силы, действующей на шпиндель со стороны привода

Угол наклона ветви ремня относительно линии, проходящей через оси шкивов на валу электродвигателя и шпинделя, равен:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot L_o}, \tag{17}$$

где d_1 – диаметр шкива на валу электродвигателя, мм; d_2 – диаметр шкива на шпинделе, мм; L_o – расстояние между осями шпинделя и вала электродвигателя, мм.

Сила предварительного натяжения ветви ремня рассчитывается по зависимости [9]:

$$S_o = 0,5 \cdot (S_1 + S_2) - \lambda \cdot S_y, \quad (18)$$

где S_1 и S_2 – силы натяжения ветвей ремня при передаче окружного усилия; S_y – сила натяжения ветвей ремня от центробежных сил; λ – коэффициент, характеризующий жесткость конструктивных элементов, регулирующих натяжение ременной передачи.

Силы натяжения ветвей ремня определяются по формулам:

$$S_1 = \frac{m}{m-1} P + S_y, \text{ Н}; \quad (19)$$

$$S_2 = \frac{1}{m-1} P + S_y, \text{ Н}; \quad (20)$$

$$m = e^{\alpha_c \cdot f'},$$

где α_c – угол скольжения (часть угла обхвата, на которой происходит скольжение ремня), для гарантии отсутствия скольжения при нормальной работе следует принимать $\alpha_c = (0,5 - 0,7) \alpha$, где α – угол обхвата на шкиве меньшего диаметра; f' – приведенный коэффициент трения.

Угол обхвата на шкиве меньшего диаметра:

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{L_o}. \quad (21)$$

При работе на холостых оборотах в ременной передаче возникает сила натяжения от центробежных сил S_y , которая равна:

$$S_y = q \cdot V^2, \text{ Н}, \quad (22)$$

где q – погонная масса ремня, кг/м; V – окружная скорость шкива на валу электродвигателя, м/с.

Окружная скорость V равна:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (23)$$

где n_1 – частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

Тангенциальную составляющую силы резания P_z рассчитаем по мощности привода шпинделя:

$$P_z = \frac{1000 \cdot N_p}{V_k}, \quad (24)$$

где N_p – максимальная мощность резания, кВт; V_k – скорость круга, м/с.

Радиальную составляющую силы резания P_y , определим с использованием коэффициента шлифования $K_{ш}$:

$$P_y = \frac{P_z}{K_{ш}}. \quad (25)$$

Для расчета упругого перемещения конца шпинделя по приведенным формулам (2) - (25) была составлена программа для ПЭВМ в математическом пакете MathCad.

С использованием составленной программы рассчитаем упругое перемещение конца шпинделя, на который установлен шлифовальный круг, в шпиндельном узле станка модели 3Г71 при шлифовании стали Р6М5Ф3 кругом 1А1 250×75×16×5 АС6 100/80-4-М2-01 в случае загрузки станка на полную мощность ($N_p = 3$ кВт). В этом случае коэффициент шлифования $K_{ш} = P_z/P_y = 0,31$, значение тангенциальной составляющей силы резания $P_z = 86$ Н, радиальной составляющей – $P_y = 277$ Н.

Параметры ременной передачи:

- частота оборотов электродвигателя $n_1 = 2860$ об/мин;
- погонная масса ремня $q = 0,4$ кг/м;
- приведенный коэффициент трения ремня по шкиву $f' = 0,35$;
- коэффициент, характеризующий жесткость конструктивных элементов, регулирующих натяжение ременной передачи $\lambda = 0,5$;

– межосевое расстояние оси вала электродвигателя и оси шпинделя $L_o = 440$ мм (см. рис. 4);

– диаметр шкивов электродвигателя и шпинделя $d_1 = 115$ мм и $d_2 = 120$ мм соответственно.

Для указанных выше геометрических параметров сила Q , действующая на шпиндель со стороны привода, равна 300 Н.

Величину перемещения конца шпинделя, которая возникает от действия составляющей P_y и силы натяжения Q , найдем используя следующие параметры шпиндельного узла и опор скольжения:

- вес шлифовального круга с фланцами $G_{кр} = 35$ Н; вес шкива $G_{шк} = 5$ Н;

- длина участка шпинделя OA $a = 145$ мм;
- межопорное расстояние $l = 270$ мм;
- длина участка BC шпинделя $c = 100$ мм;
- средний диаметр шпинделя $d_{cp} = 60$ мм;
- длина шпинделя $l_{шп} = 600$ мм;
- плотность материала шпинделя (сталь 40X) $\rho = 7820$ кг/м³;
- диаметр межопорной ступени шпинделя $D_1 = 58$ мм;
- средний диаметр участка OA шпинделя $D_2 = 44$ мм;
- диаметр шейки шпинделя $d = 60$ мм;
- диаметр отверстия упруго-деформируемой втулки $D = 60,12$ мм;
- модуль упругости 2-го рода для материала шпинделя из стали 40X $E = 218500$ Па;
- смазочная жидкость опор скольжения – фильтрованный керосин с 10%-ным содержанием индустриального масла И-20А;
- кинематическая вязкость керосина (при 50°C) $\nu_1 = 0,75 \cdot 10^{-2}$ м²/с;
- кинематическая вязкость масла И-20А (при 50°C) $\nu_2 = 0,20$ м²/с;
- длина рабочей части втулки $L = 50$ мм;
- размер дуги рабочей поверхности кармана по направлению вращения шпинделя $B = 40$ мм;
- основной диаметральный зазор подшипника $\Delta = 35$ мкм.

Для указанных параметров шпиндельного узла и опор скольжения, а также смазочной жидкости в подшипниках скольжения, радиальные жесткости переднего и заднего подшипников в направлении действия реакций R_A и R_B равны $4,8 \cdot 10^6$ Н/мм. В результате расчетов по формуле (1) с использованием приведенных выше исходных данных величина перемещения рабочего конца шпинделя при максимальной загрузке станка составляет $\delta = 0,015$ мм.

Выводы. При плоском шлифовании упругое перемещение рабочего конца шпинделя является техническим ограничением, налагаемым на режим резания станком по точности обработки. Величина радиального перемещения рабочего конца шпинделя станка модели 3Г71 при плоском шлифовании быстрорежущей стали Р6М5Ф3 алмазным кругом 1А1 250×75×16×5 АС6 100/80-4-М2-01 при максимальной загрузке станка составляет $\delta = 0,015$ мм.

Перспективы дальнейших исследований в данной области. Полученные результаты расчёта упругого перемещения рабочего конца шпинделя плоскошлифовального станка при его рабочей загрузке являются исходными данными для определения допустимой силы поджима заготовки к рабочей поверхности круга, ограниченной точностью обработки, при шлифовании с постоянным усилием поджима заготовки к шлифовальному кругу.

Библиографический список использованной литературы:

1. Матюха П.Г. Високопродуктивне шліфування ванадієвих штампових та інструментальних сталей / П.Г. Матюха – Донецьк: ДВНЗ „ДонНТУ”, 2008. – 222 с.
2. Матюха П.Г. Алмазне шліфування з електроерозійними керуючими діями на робочу поверхню круга / П.Г. Матюха, В.В. Полтавець. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – 164 с.
3. Матюха П.Г. Влияние вида шлифования на шероховатость обработанной поверхности / П.Г. Матюха, В.В. Габитов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. – Донецьк: ДВНЗ „ДонНТУ”, 2011. – Вип. 8 (190). – 214 с.
4. Универсальный плоскошлифовальный станок высокой точности с горизонтальным шпинделем и прямоугольным столом. Модель 3Г71. Руководство к станку. – Оршанский станкостроительный завод, 1968.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков: в 2-х т. Т.2 / Под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М., Машиностроение, 1972. – 520 с.
6. Справочник технолога-машиностроителя: в 2-х т. Т.2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
7. Пуш. В.Э. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
8. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.
9. Справочник металлста: в 5-и т. Т.1 / Под ред. С.А. Чернавского и В.Ф. Решикова. – М.: Машиностроение, 1976. – 768 с.

Поступила в редакцию 11.01.2014 г.

Матюха П.Г., Полтавець В.В., Габітов В.В. Визначення пружного переміщення шпинделя плоскошліфувального верстата моделі 3Г71

В статті наведена методика визначення та виконаний розрахунок величини переміщення робочого кінця шпинделя плоскошліфувального верстата моделі 3Г71 в випадку його максимального завантаження при плоскому врізному шліфуванні сталі Р6М5Ф3. Здобуті результати будуть використані при визначенні допустимої сили підтиску заготовки до робочої поверхні круга, що обмежена точністю обробки

Ключові слова: шліфування, шпиндель, підшипник ковзання, пружне переміщення

Matjuha P.G, Poltavets V.V., Gabitov V.V. Determination of elastic displacement of spindle of surface grinding machine model 3Г71

In the article the technique of determination of value of elastic displacement of work spindle end of surface grinding machine model 3Г71 in the case of maximum load at the flat infeed grinding of steel P6M5Ф3 is presented and calculation of elastic displacement is fulfilled. Obtained results will be used for determination of the allowable workpiece pressure to wheel working surface, which is limited by machining accuracy

Keywords: grinding, spindle, plane bearing, elastic displacement/