

Вариант 3Б

Дано:

Наименование параметра	Символ	Размерность	Значение
Вылет передней консоли	a	мм	170
Диаметр передней консоли	d_2	мм	120
Диаметр шпинделя в межопорной части	d_1	мм	105
Диаметр отверстия шпинделя	d'	мм	85
Скоростной параметр	$(d \cdot n)10^5$	мм·мин ⁻¹	4
Ожидаемая нагрузка консоли	P	кН	8
Класс точности станка	-	-	B

1. По значению скоростного параметра $(d \cdot n)10^5 = 4$ мм·мин⁻¹ выбираем схему шпиндельного узла (Рис.1).

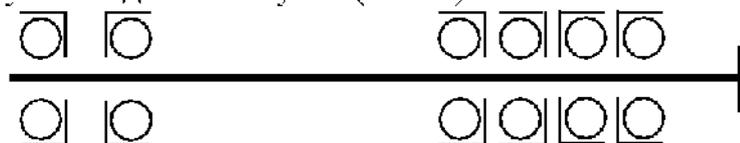


Рисунок 1 – Выбранная схема шпиндельного узла

2. Определим предельное число оборотов шпинделя.

Для выбранной схемы $(d \cdot n)10^5 = (3-4,5) \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹. Принимая диаметр посадочных поверхностей подшипников по среднему диаметру межопорной части, получим $n = 2857-4285$ мин⁻¹.

3. Для выбранной схемы можно использовать подшипники в одиночном исполнении типа 36000 и 46000 по ГОСТ 831-75 или в виде сдвоенного комплекта типа 236000 и 246000 по ГОСТ 832-78 с установленной величиной предварительного натяга.

Сдвоенные подшипники комплектуются в зависимости от направления осевой нагрузки по трем схемам: дуплексе О-образная (рис. 2, а), дуплексе Х-образная (рис. 2, б), дуплексе - Т (тандем) (рис.2, в).

В выбранной конструктивной схеме (рис. 1) в передней опоре радиально-упорные подшипники должны быть установлены по схеме дуплексе О-образная.

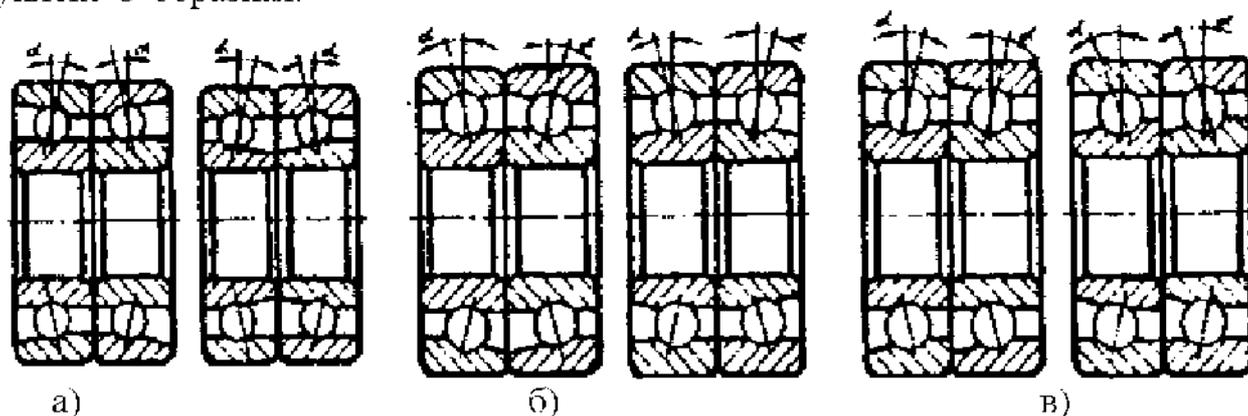


Рисунок 2 – Схема комплектации сдвоенных подшипников

Таким образом, на передней опоре принимаем подшипники серии 236000, а на задней серии 46000. Приведем их технические характеристики:

236124:

$\alpha = 26^\circ$; $d = 120$ $D = 180$ $b = 56$

$$C=130 \text{ кН} \quad C_0=193 \text{ кН} \quad n_{\text{нр}}=6400 \text{ мин}^{-1}$$

36320: средняя серия

$$\alpha=26^\circ; \quad d=100 \quad D=215 \quad b=47$$

$$C=210 \text{ кН} \quad C_0=191 \text{ кН} \quad n_{\text{нр}}=6300 \text{ мин}^{-1}$$

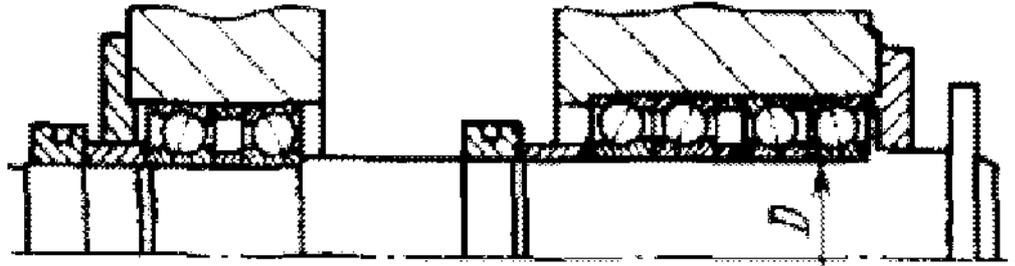


Рисунок 3 – Схема комплектации опор шпинделя

4. Определим метод смазывания.

Для $(d \cdot n)10^{-5} = (3-4,5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$ принимаем капельный тип смазывания.

5. Определяем допустимую температуру.

Для класса точности В допустимая температура паружного кольца 40-45 °С.

6. Определяем реакцию в опорах и их радиальную жесткость.

Поскольку конструктивно шпиндельный узел еще не проработан, предварительно принимаем межопорное расстояние $l = 3d = 3 \cdot 120 = 360 \text{ мм}$. Тогда реакции в передней и задней опорах можно рассчитать как:

$$R_1 = \frac{P(a+l)}{l} = \frac{8000(170+360)}{360} = 11778 \text{ Н}$$

$$R_2 = \frac{Pa}{l} = \frac{8000 \cdot 170}{360} = 3774 \text{ Н}$$

где P – максимальная сила на переднем конце шпинделя, Н

Жесткость опоры на подшипниках качения равна

$$C_r = \frac{R}{\delta_r' + \delta_r''}$$

где δ_r' - величина упругого сближения тел качения и колец подшипника, мм;

δ_r'' - контактные деформации на посадочных поверхностях подшипника, шпинделя и корпуса, мм.

Передняя опора:

а) определим силу осевого предварительного натяга F_a

Для низкоскоростных шлифовальных, токарных и расточных шпинделей

$$F_a = (2-3)d = 2 \cdot 120 = 360 \text{ Н}$$

б) вычислим отношение $F_a/C_0 = 360/193000 = 0.002$,

где C_0 – статическая грузоподъемность подшипника;

в) определим коэффициент K_F в зависимости от угла контакта подшипника α [2]; $K_F=0,02$

г) вычислим отношение R'/C_0 .

где F_r' - радиальная сила, действующая на один подшипник опоры;

Так как в передней опоре два подшипника, то

$$R' = R_1 / 2 = 11778 / 2 = 5889 \text{ Н}$$

$$R' / C_o = 5889 / 193000 = 0.03$$

д) определим вспомогательный коэффициент радиальной податливости K_r

Для этого определим вспомогательный коэффициент осевой податливости K_A , характеризующий осевое сближение колец под влиянием осевого предварительного натяга.

$$K_r = 0.01$$

е) определим податливость подшипника $\sigma_r' = 0.03 d_{ш} K_r$,

где $d_{ш}$ – диаметр шариков, мм.

Ориентировочно диаметр шариков можно определить как $d_{ш} = 0.32 (D-d) = 0.32 (180-120) = 19$ мм.

где D и d – наружный и внутренний диаметры подшипника, мм;

$$\sigma_r' = 0.03 \cdot 19 \cdot 0.01 = 0.006 \text{ мм}$$

ж) вычислим податливость посадочных поверхностей подшипника

$$\delta_r'' = \frac{R_r' \cdot K_r'}{\pi \cdot d \cdot B} \left(1 + \frac{d}{D} \right) = \frac{5889 \cdot 0.01}{3.14 \cdot 120 \cdot 56} \cdot \left(1 + \frac{120}{180} \right) = 0.005 \text{ мм}$$

где B – ширина подшипника, мм;

$$з) C_r' = \frac{R'}{\delta_r' + \delta_r''} = \frac{5889}{5 + 6} = 536 \text{ Н/мкм}$$

д) определим жесткость опоры, состоящей из нескольких подшипников:

$$C_r = \frac{C_r' \cdot K}{1.2}$$

где K – количество подшипников в опоре;

1,2 – коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения.

$$C_r = \frac{536 \cdot 2}{1.2} = 893 \text{ Н/мкм.}$$

е) Определим податливость опоры:

$$e_1 = \frac{1}{C_r} = \frac{1}{893} = 0.001 \text{ мкм/Н}$$

Задача опоры:

а) $F_a = 2 \cdot 100 = 200 \text{ Н.}$

б) $F_a / C_o = 200 / 191000 = 0.001,$

в) $K_F = 0.01$

г) $R' = R_2 / 2 = 3774 / 2 = 1887 \text{ Н}$

$$R' / C_o = 1887 / 191000 = 0.01$$

д) $K_r = 0.005$

е) $d_{ш} = 0.32 (215-100) = 36.8 \text{ мм.}$

$$\sigma_r' = 0.03 \cdot 36.8 \cdot 0.005 = 0.006 \text{ мм}$$

ж) $\delta_r'' = \frac{1887 \cdot 0.005}{3.14 \cdot 100 \cdot 47} \cdot \left(1 + \frac{100}{215} \right) = 0.001 \text{ мм}$

Полученную величину l необходимо скорректировать по условию минимизации радиального биения переднего конца шпинделя, то есть должно быть $l \geq 2,5a$.

$$2,5a = 2,5 \cdot 170 = 425 < 470$$

Полученное в результате расчета межопорное расстояние $l = 470$ мм является оптимальным по критериям максимальной жесткости и минимального радиального биения шпинделя.

8. Определение радиальной жесткости шпиндельного узла.

Радиальную жесткость шпиндельного узла можно найти по формуле:

$$C = \frac{F}{Y}$$

где F - радиальная сила, действующая на передний конец шпинделя, Н;
 Y - радиальное перемещение переднего конца шпинделя, мм.

Если выразить величину Y через проектные параметры шпиндельного узла и подставить их значения в предыдущую зависимость, получим

$$C = \frac{1}{\frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l(1-\varepsilon)}{J_1} \right] + e_1 \left[\frac{a(1-\varepsilon)+l}{l} \right]^2 + e_2(1-\varepsilon) \left(\frac{a}{l} \right)^2 + \frac{a}{G \cdot F_k} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{G \cdot F_M \cdot l}} = 2 \cdot 10^6 \frac{H}{мм}$$

где $F_k = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(120^2 - 85^2)}{4} = 5632 \text{ мм}^2$

Как известно, податливость - величина, обратная жесткости, поэтому ее величина

$$K = \frac{1}{C} = \frac{1}{2 \cdot 10^5} = 0,5 \cdot 10^{-6} \frac{мм}{Н}$$

Тогда величина прогиба шпиндельного узла в консольной части:

$$Y = \frac{P}{C} = \frac{8000}{2 \cdot 10^6} = 0,004 \text{ мм}$$

9. Определение радиального биения передней и задней опор.

$$\delta = \delta_A + \frac{a}{l}(\delta_A + \delta_B)$$

Приравняв $\delta_A \left(1 + \frac{a}{l} \right) = \delta_B \frac{a}{l}$,

Получим $\delta_A = \frac{\Delta}{6 \left(1 + \frac{a}{l} \right)}$; $\delta_B = \frac{\Delta}{6 \frac{a}{l}}$.

где Δ - для подшипников высокой точности при $D < 200$ мм - $\Delta = 4$ мкм.

$$\delta_A = \frac{4}{6 \left(1 + \frac{170}{470} \right)} = 0,5 \text{ мкм}; \quad \delta_B = \frac{4}{6 \frac{170}{470}} = 1,8 \text{ мкм}.$$

Согласно высокому классу точности станка принимаем для передней опоры подшипники 2 класса точности, для задней 4.

10. Определим демпфирующие свойства шпиндельного узла.

$$\lambda_{ш} = 0,5 \frac{\psi_1 \cdot \psi_2 \cdot l^2}{a^2 \cdot \psi_1 + \psi_2 \cdot (l + a)^2}$$

где ψ_1 и ψ_2 - относительное рассеяние энергии соответственно в задней и передней опоре; $\psi_1 = 0,84$ $\psi_2 = 0,41$

$$\lambda_{ш} = 0,5 \frac{0,84 \cdot 0,41 \cdot 170^2}{170^2 \cdot 0,84 + 0,41 \cdot (470 + 170)^2} = 0,4$$

Так как максимальным минимально допустимым для всех типов станков

$\lambda_{ш} = 0,3 < 0,4$, то условие выполняется.

11. Определим собственную частоту шпинделя.

$$\omega_c = v \sqrt{\frac{E \cdot J_1}{m(1 + \lambda)^3}}$$

где $\lambda = l/a$ - относительное расстояние между опорами; $\lambda = \frac{470}{170} = 2,8$

m - масса шпинделя; $m=9$ кг;

$v = 2,4$

$$\omega_c = 2,4 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 8 \cdot 10^6}{9(1 + 2,8)^3}} = 136607 \text{с}^{-1} = 2276 \text{мин}^{-1}$$

Частота шпиндельного узла ниже рекомендуемой, т.е. узел рабочий.

12. Выберем материал шпиндельного узла.

Шпиндели станков высокой точности, устанавливаемые в опорах качения, в связи с высокими требованиями к точности изготовления, постоянству размеров, формы и износостойкости рекомендуется упрочнять методом азотирования и поэтому выполнять из сталей марок 40ХФА и 18ХГТ. При изготовлении шпинделей несложной конфигурации допускается применение цементации с последующей закалкой и отпуском. В этом случае шпиндели изготавливают из сталей 18ХГТ, 12ХНЗА, 20Х. Поэтому принимаем сталь 18ХГТ с азотированием.