

РАСЧЕТ И АНАЛИЗ РЕЗЕРВА ПОВЫШЕНИЯ МОНТАЖНОЙ ТОЧНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Изложена методика и рассмотрен пример расчета при определении влияния конструктивных параметров многоопорного шпиндельного узла на параметры точности и жесткости этого узла. Методика разработана С.Н. Борисовым, программа расчета написана А.П. Тремасовым, расчет и анализ выполнены А.С. Евсеевой.

E-mail: bors36@mail.ru

Ключевые слова: точность, шпиндель, оптимизация, жесткость, монтаж, расчет, анализ, резерв.

В работе [1] проанализирован шпиндельный узел шлифовального станка, в котором в качестве опор служат четыре радиально-упорных подшипника серии 06600 (ГОСТ 831–75). Согласно предложенной гипотезе, результирующее биение шпинделя и смещение его оси являются результирующими от сложения приведенных к торцу переднего конца шпинделя погрешностей от каждой опоры по правилам сложения вероятностных величин. При этом влияние первой опоры наиболее значительно, наименьшее воздействие оказывает четвертая опора. Используя математическую модель, приведенную в работе [2], указанная гипотеза была подтверждена методом машинного эксперимента. Результаты работы [1] позволили сделать следующие выводы:

- влияние погрешности на точность станка можно снизить путем уменьшения жесткости первой опоры в определенных пределах, при этом общая жесткость шпинделя снижается в допустимых значениях;
- в исследованном диапазоне значений жесткости первой опоры при равных значениях точности и жесткости всех опор наибольшее влияние на точность оказывает первая опора;
- наибольшая точность шпинделя по биению для рассмотренной в [2] конструкции проявляется при жесткости первой опоры, равной $0,4 \cdot 10^8 \dots 0,6 \cdot 10^8$ Н/м, и остальных опор $1,2 \cdot 10^8$ Н/м;
- влияние третьей и четвертой опор на точность незначительно на всем рассмотренном диапазоне значений жесткости первой опоры;
- влияние второй опоры также уменьшается с увеличением жесткости первой опоры.

Рассмотренная на рис. 1 конструкция шпинделя [3] при принятых точностных параметрах опор и жесткости первой опоры в диапазоне значений $0,2 \cdot 10^8 \dots 1,1 \cdot 10^8$ Н/м обеспечивает допуск на биение оси

шпинделя величиной 3 мкм. Такой допуск соответствует нормам точности токарного станка класса точности *B* для обработки деталей диаметром до 200 мм, а также алмазно-расточного станка такого же класса точности [4].

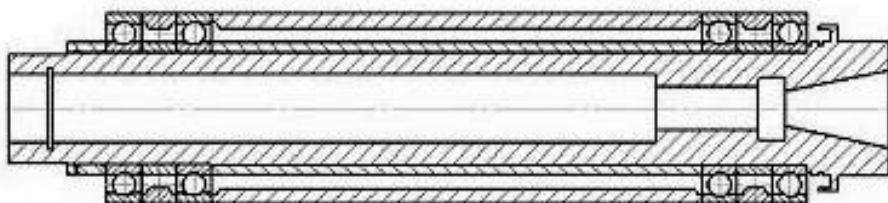


Рис. 1. Конструкция шпинделя станка

В данной работе для анализа взят тот же шпиндельный узел, но с целью исследовать влияние величины расстояния между опорами на точностные характеристики узла. На рис. 2 показана расчетная схема конструкции шпинделя, исходные данные каждой из четырех опор для расчета шпиндельного узла приведены ниже:

Опора	1, 2, 3, 4
Радиальная жесткость подшипника $j_i \cdot 10^8$, Н/м	0,8
Отклонение размера отверстия корпуса под подшипник, мм:	
нижнее EI_i	0
верхнее ES_i	0,010
Отклонение размера наружного кольца подшипника, мм:	
нижнее eI_i	-0,013
верхнее es_i	0
Допуск биения, мм:	
шейки вала под опорой относительно оси дорожки качения	
внутреннего кольца подшипника δm_{i1}	0,01
относительно посадочного отверстия дорожки качения	
наружного кольца подшипника δm_{i2}	0,01
относительно оси посадочного отверстия δm_{i3}	0
Допуск несоосности посадочных отверстий под подшипник	
в стенках корпуса δm_{i4} , мм	0,012

В исходной конструкции длина вылета вала шпинделя $a = 85$ мм; длина вала между первой и второй опорами $b = 32$ мм; длина вала между второй и третьей опорами $c = 346$ мм; диаметр вала между третьей и четвертой опорами $d = 18$ мм; средний диаметр вала шпинделя под опорами $D_s = 67$ мм; диаметр полости шпинделя $d_s = 0$.

Как и в работе [1], погрешности опор были объединены в группы. В группу I сведены результаты суммирования приведенных значений биения дорожки качения внутреннего кольца и шейки вала под опорой, в группу II — результаты суммирования приведенных значений биения дорожки качения наружного кольца и смещения оси отвер-

ствия под подшипниками, в группу III — значения радиального зазора в наружных посадках колец в корпус.

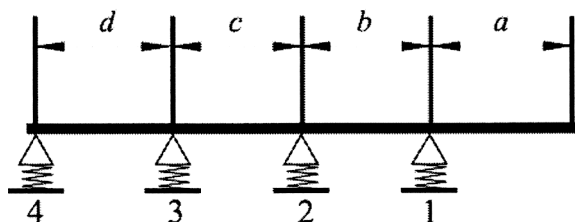


Рис. 2. Расчетная схема шпиндельного узла с радиально-упорными шариковыми подшипниками:

1—4 — опоры

На первом этапе в данной работе выполнен расчет математических ожиданий приведенных значений погрешностей группы I при изменении положения второй опоры, а значит, — изменение расстояния b между первой и второй опорами ($b = 32 \dots 137$ мм) при постоянном значении расстояния между первой и третьей опорами ($b + c = 378$ мм).

По результатам этого эксперимента, приведенным в табл. 1, построены графики (рис. 3). Эти результаты показывают, что минимальное значение допуска на биение шпинделя обеспечивается при расстоянии между первой и второй опорами в диапазоне $52 \dots 67$ мм.

На втором этапе работы выполнен эксперимент, в ходе которого анализировали изменение величины математического ожидания приведенного значения погрешностей группы I, допуска на биение оси шпинделя, а также его жесткости от изменения расстояния c между второй и третьей опорами ($c = 200 \dots 346$ мм) при постоянном расстоянии b между первой и второй опорами ($b = 32$ мм) и постоянном значении расстояния $d + c$ между второй и четвертой опорами ($d + c = 365$ мм).

Результаты этого эксперимента приведены в табл. 2, по которым построен график (рис. 4). Эти результаты показывают, что наименьшее значение допуска на биение, а именно $2,9$ мкм, можно достигнуть при расстоянии между второй и третьей опорами $310 \dots 346$ мм и между третьей и четвертой опорами $19 \dots 55$ мм.

Дополнительно проведен эксперимент с теми же целями, как и в предыдущих случаях, но уже с изменением расстояния d между третьей и четвертой опорами ($d = 24 \dots 9$ мм) при оптимальном расстоянии b между первой и второй опорами ($b = 57$ мм). Результаты этого исследования сведены в табл. 3, по которым построен график (рис. 5).

**Значения погрешности группы I, допуска на биение
оси вала шпинделя и радиальной жесткости шпинделя
в зависимости от положения второй опоры**

Расстояние, мм		Математическое ожидание приведенного значения погрешности группы I MI_{0i} , мкм					Допуск на биение оси шпинделя δ_0 , мкм	Радиальная жесткость шпиндельного узла j_0 , Н/м \cdot 10 7
b	c	MI_{01}	MI_{02}	MI_{03}	MI_{04}	MI_{Σ}		
32	346	1,089	4,221	0,204	0,098	1,190	2,9	3,122
37	339	0,267	1,318	0,235	0,142	1,372	3,3	2,016
42	334	0,467	1,100	0,223	0,131	1,224	3,0	2,206
52	324	0,745	0,796	0,217	0,117	1,118	2,7	2,539
62	306	1,001	0,518	0,208	0,103	1,151	2,8	2,949
82	296	1,062	0,451	0,205	0,001	1,176	2,9	3,066
92	286	1,160	0,344	0,202	0,095	1,231	3,0	3,278
102	276	1,237	0,260	0,199	0,091	1,283	3,1	3,464
112	266	1,298	0,194	0,197	0,087	1,330	3,2	3,629
122	256	1,348	0,139	0,195	0,085	1,372	3,3	3,776
132	246	1,390	0,094	0,193	0,083	1,409	3,4	3,907

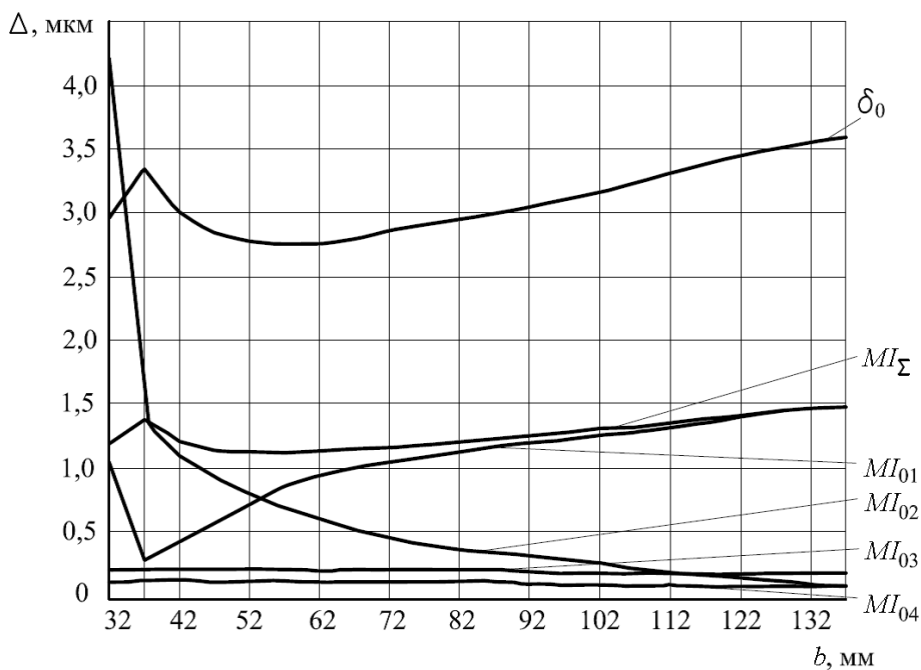


Рис. 3. Точностные параметры шпинделя при изменении расстояния b между первой и второй опорами

**Значения погрешности группы I, допуска на биение
оси вала шпинделя и радиальной жесткости шпинделя
в зависимости от положения третьей опоры**

Расстояние, мм		Математическое ожидание приведенного значения погрешности группы I MI_{0i} , мкм					Допуск на биение оси шпинделя δ_0 , мкм	Радиальная жесткость шпиндель- ного узла j_0 , Н/м · 10 ⁷
c	d	MI_{01}	MI_{02}	MI_{03}	MI_{04}	MI_{Σ}		
340	25	1,062	0,464	0,252	0,066	1,188	2,9	3,099
320	45	1,063	0,483	0,295	0,044	1,205	2,9	3,143
300	65	1,066	0,527	0,324	0,037	1,223	3,0	3,187
280	85	1,069	0,526	0,343	0,04	1,239	3,0	3,227
260	105	1,074	0,5395	0,355	0,05	1,254	3,0	3,261
240	125	1,079	0,5561	0,363	0,064	1,269	3,1	3,289
220	145	1,086	0,5713	0,369	0,08	1,283	3,1	3,308
200	165	1,093	0,5849	0,372	0,098	1,298	3,1	3,318
180	185	1,102	0,5963	0,372	0,117	1,312	3,2	3,317
160	205	1,062	0,464	0,252	0,066	1,188	2,9	3,099
140	225	1,063	0,483	0,295	0,044	1,205	2,9	3,143

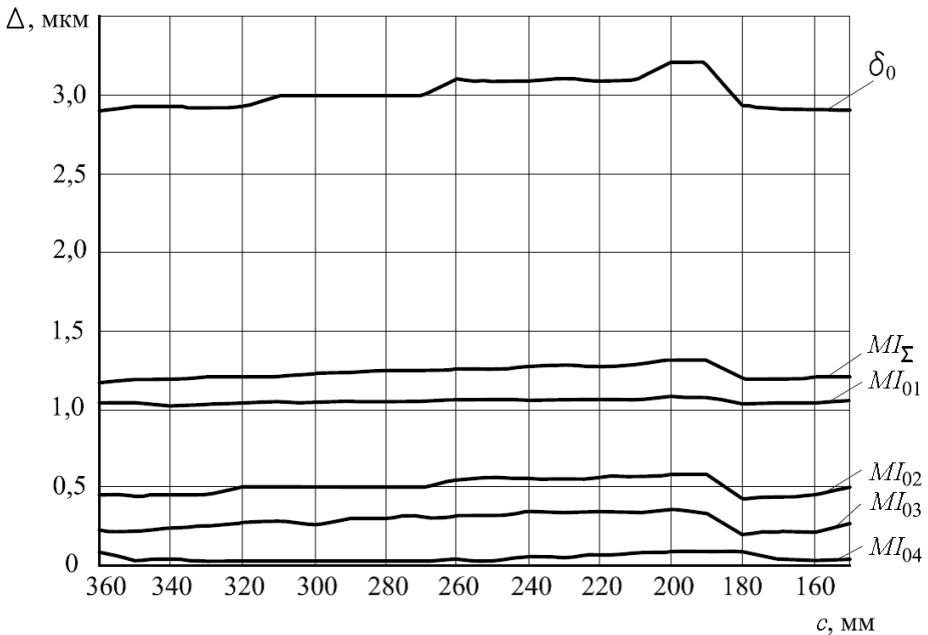


Рис. 4. Точностные параметры шпинделя при изменении расстояния c между второй и третьей опорами

Значения погрешности группы I, допуска на биение оси вала шпинделя и радиальной жесткости шпинделя в зависимости от положения третьей опоры при оптимальном расстоянии $b = 57$ мм между второй и третьей опорами

Расстояние, мм		Математическое ожидание приведенного значения погрешности группы I MI_{oi} , мкм					Допуск на биение оси шпинделя δ_0 , мкм	Радиальная жесткость шпиндельного узла j_0 , Н/м · 10 ⁷
c	e	MI_{01}	MI_{02}	MI_{03}	MI_{04}	MI_{Σ}		
315	24	1,264	0,2529	0,216	0,093	1,31	3,2	2,869
317	22	1,264	0,251	0,211	0,096	1,31	3,2	2,866
320	19	1,265	0,2481	0,203	0,102	1,309	3,2	2,866
321	18	0,846	0,1689	0,213	0,111	1,116	2,7	2,686
323	16	1,266	0,2436	0,188	0,113	1,307	3,2	2,870
325	14	1,266	0,2436	0,188	0,113	1,307	3,2	2,854
327	12	1,266	0,2470	0,180	0,120	1,307	3,2	2,850
330	9	1,266	0,2395	0,174	0,124	1,306	3,2	2,847

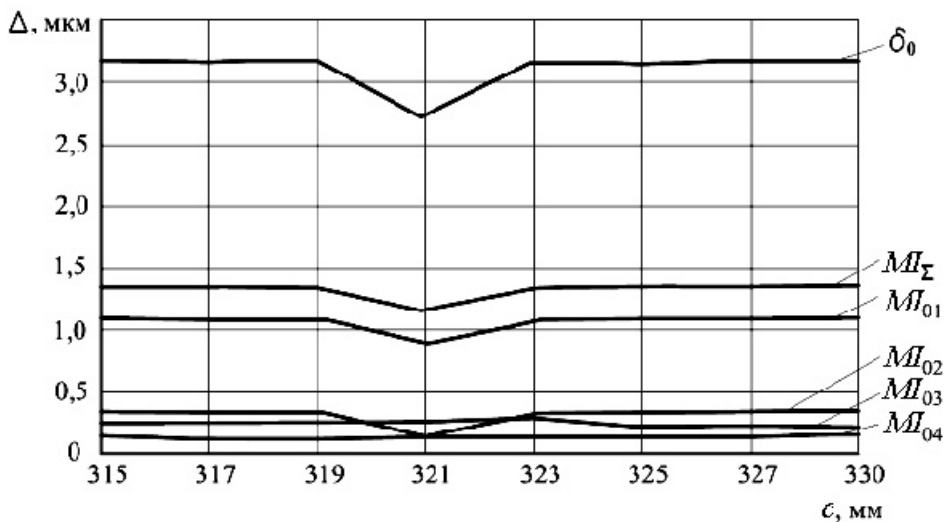


Рис. 5. Точностные параметры при изменении расстояния d между третьей и четвертой опорами и оптимальном положении второй опоры

Результаты выполненного эксперимента показывают, что рассматриваемая конструкция является оптимальной по параметру монтажной точности при таком расположении опор, когда расстояния

между первой и второй опорами $b = 57$ мм, между второй и третьей опорами $c = 321$ мм, а между третьей и четвертой опорами $d = 18$ мм.

Общий результат экспериментов, проведенных в данной работе и в работе [1], показывает, что для реализации резерва повышения монтажной точности многоопорных шпинделей металлорежущих станков необходима оптимизация значений жесткости их опор и расположения опор по длине вала шпинделя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Борисов С.Н., Тремасов А.П., Евсеева А.С. Расчет и анализ точности вращения шпинделей металлорежущих станков // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. “Энергетическое и транспортное машиностроение”. 2011. С. 241–248.
2. Борисов С.Н. Прогнозирование точности вращения валов механических передач и шпинделей металлорежущих станков // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 1990. № 1. С. 125–131.
3. Современные компоновочные решения шпиндельных узлов металлорежущих станков с ЧПУ / под ред. Н.Ю. Скачковой. М.: ВНИИТЭМР, 1988. С. 132.
4. Решетов Д.Н., Каминская В.В., Лapidус А.С. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 2 / под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. С. 207.

Статья поступила в редакцию 26.09.2012