



СОЮЗ СОВЕТСКИХ  
СОЦИАЛИСТИЧЕСКИХ  
РЕСПУБЛИК

(19) SU (11) 1784407 A1

(51)5 В 23 В 19/02 // В 24 В 41/04

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ  
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ  
ПРИ ГКНТ СССР

# ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

2

(21) 4943417/08

(22) 05.03.91

(46) 30.12.92. Бюл. № 48

(71) Белорусский политехнический институт

(72) Н.Т.Минченя, П.А.Удовидчик, В.Г.Смирнов, В.Т.Минченя и Т.Г.Палазник

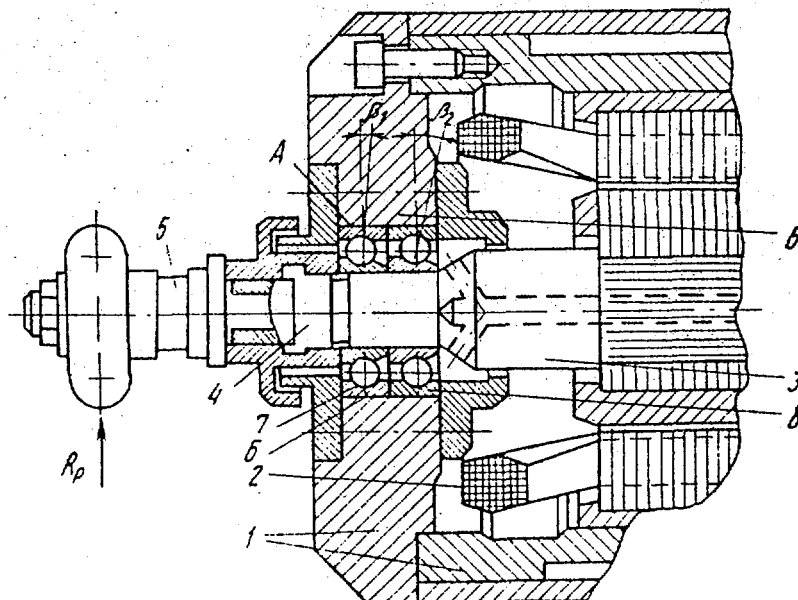
(56) Авторское свидетельство СССР № 231289, кл. В 23 В 19/02, 1966.

Авторское свидетельство СССР № 456707, кл. В 24 В 41/04, 1972.

Авторское свидетельство СССР № 1200004, кл. F 16 C 25/06, 1984.

(57) Использование: область машиностроения, преимущественно для оснащения прецизионных внутришлифовальных станков. Сущность изобретения: в корпусе 1 установлен вал-ротор 3, несущий на консоли 4 оправку 5 со шлифовальным кругом и установленный в передней 6 и задней опорах. Радиально-упорные шарикоподшипники 7 и 8 передней опоры имеют разные номинальные углы контакта  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . При этом угол контакта  $\beta_1$  тел качения радиально-упорного подшипника 7, установленного со стороны консоли 4 вала 3 шпинделя, меньше угла контакта  $\beta_2$  последующего подшипника, то есть  $\beta_1 < \beta_2$ . 1 ил.

(54) ЭЛЕКТРОШПИНДЕЛЬ



(19) SU (11) 1774407 A1

Изобретение относится к области машиностроения и может быть использовано преимущественно для оснащения прецизионных внутришлифовальных станков.

Основной эксплуатационной характеристикой качества электрошпинделя, определяющей возможность его использования для прецизионного внутреннего шлифования, является точность вращения, т.е. величины колебаний (вибраций) вала-ротора электрошпинделя при его вращении, другими словами – его виброактивность под нагрузкой и в режиме холостого хода.

Виброактивность электрошпинделя определяют, наряду с качеством изготовления шарикоподшипниковых опор, качеством сборки и балансировки вала-ротора, также и конструктивные параметры шпинделя, в частности тип, размер и схема установки шарикоподшипников опор шпинделя. В большей степени это относится к конструкции передней опоры, непосредственно приближенной к консоли вала-ротора с абразивным инструментом.

Широкое применение в конструкциях опор электрошпинделей получили радиально-упорные шарикоподшипники, способные воспринимать как радиальные нагрузки от усилий резания и дисбаланса ротора, так и осевые – от усилий резания, предварительного осевого натяга опор электрошпинделя и термических воздействий.

Виброактивность передней опоры электрошпинделя, собранной на нескольких радиально-упорных шарикоподшипниках, определяется жесткостью корпуса опоры и распределением радиальной и осевой нагрузок между отдельными шарикоподшипниками опоры. Соотношение радиальной и осевой нагрузок в радиально-упорном шарикоподшипнике определяется таким конструктивным параметром подшипника, как угол контакта тел качения. Правильный выбор жесткости корпуса опоры, консоли вала-ротора, схемы расположения подшипников и их конструктивных параметров позволяет получить необходимый минимум виброактивности и достаточную долговечность прецизионных внутришлифовальных электрошпинделей.

Известен электрошпиндель, содержащий корпус, переднюю и заднюю опоры, собранные на радиально-упорных шарикоподшипниках, вал-ротор, устройство для создания осевого натяга шарикоподшипников опор, обмотку статора и магнитопроводы статора и ротора, при этом элементы корпуса передней опоры выполнены в виде овала и установлены так, что ось максимальной жесткости опор совпадает с направлением

проекции силы резания в плоскости, перпендикулярной оси шпинделя [1].

Конструкция шпинделя обеспечивает высокую жесткость корпуса в направлении действия силы резания. Это обеспечивает низкую вибростойкость шпинделя в направлении максимальной жесткости корпуса.

Однако изготовление опор в форме овала нетехнологично, кроме того, износ элементов опор приводит к потере жесткости и виброактивности, так как регулировка жесткости опор и система компенсации износа не предусмотрены. Вследствие названных недостатков известные опоры не нашли широкого применения для внутришлифовальных электрошпинделей.

Известен шпиндель, содержащий корпус, переднюю и заднюю опоры, собранные на шарикоподшипниках, вал-ротор и устройство создания осевого натяга, при этом подшипники качения опор различаются по массе и количеству тел качения, а устройство осевого натяга выполнено в виде проставочных колец [2].

Благодаря использованию в опоре подшипников с разными массами и количеством тел качения исключается синхронное вращение шариков подшипников, входящих в опору. Это снижает виброактивность опоры.

Однако радиальная жесткость и виброустойчивость опор достигается сложным и трудоемким путем, а именно: применением подобранных по осевой жесткости и точности вращения разногабаритных шарикоподшипников, ограничивающих быстроходность шпинделя, установкой большого количества точно изготовленных и тщательно подобранных по высоте проставочных колец для создания предварительного осевого натяга между подшипниками.

Недостатком известного шпинделя является и то, что жесткая система создания предварительного осевого натяга проставочными кольцами приводит при незначительном износе элементов подшипников к быстрой утрате первоначальной жесткости, а следовательно, и к снижению виброактивности.

Наиболее близким к предлагаемому является электрошпиндель, содержащий корпус, переднюю и заднюю опоры, выполненные на радиально-упорных шарикоподшипниках, внутренние кольца которых жестко укреплены на валу шпинделя, наружные кольца подшипников передней опоры жестко укреплены в корпусе, а задняя опора выполнена плавающими и снабжены узлом для создания предварительного осевого натяга [3].

Известный шпиндель прост по конструкции, не сложен в изготовлении, обладает достаточной быстроходностью, так как содержит в опорах по два радиально-упорных шарикоподшипника одинакового типоразмера. Узел предварительного натяга позволяет установить и производить подрегулировку осевого натяга шарикоподшипников опор, тем самым обеспечить требуемый низкий уровень виброактивности шпинделя. Однако при повышении динамических нагрузок (например, при врезном шлифовании дорожек колец подшипников) требуемый низкий уровень виброактивности шпинделя достигается при достаточно высоких величинах предварительного осевого натяга, что снижает долговечность опор шпинделя. Это объясняется тем, что при больших значениях осевого натяга при резании происходит неодинаковое нагружение подшипников передней опоры. Первый со стороны консоли шпинделя подшипник перегружается и в нем интенсифицируются процессы износа. При снижении величины осевого натяга увеличивается виброактивность опоры, не обеспечивается требуемый уровень волнистости и гранности обрабатываемой поверхности.

Следовательно, основным недостатком известного шпинделя является недостаточная виброустойчивость и долговечность.

Целью изобретения является снижение виброактивности и повышение долговечности путем выравнивания нагруженности всех подшипников передней опоры.

Указанная цель достигается тем, что в электрошпинделе, содержащем корпус, вал-ротор, переднюю и заднюю опоры, каждая из которых выполнена по крайней мере из двух радиально-упорных шарикоподшипников, внутренние кольца которых жестко укреплены на валу-роторе, наружные кольца шарикоподшипников передней опоры жестко укреплены в корпусе, а задней опоры выполнены плавающими, на электрошпиндель установлен узел для создания предварительного осевого натяга радиально-упорных шарикоподшипников опор, передняя опора комплектуется радиально-упорными подшипниками одинаковой размерности, но имеющими разные номинальные углы контакта тел качения, при этом в переднюю опору со стороны консоли шпинделя установлен радиально-упорный шарикоподшипник с минимальным углом контакта тел качения, а последующие шарикоподшипники передней опоры имеют монотонно увеличивающиеся углы контакта тел качения.

Такое выполнение электрошпинделя обеспечивает перераспределение осевой и радиальной нагрузок между шарикоподшипниками передней опоры, при этом по мере снижения радиальной грузоподъемности подшипников увеличивается их осевая грузоподъемность.

Таким образом, достигается равнонагруженность (равнопрочность) всех подшипников передней опоры, обеспечивающая увеличение осевого натяга, повышение виброустойчивости, без снижения долговечности опоры.

На чертеже показан общий вид электрошпинделя.

Электрошпиндель содержит корпус 1 с обмоткой статора 2, вал-ротор 3, несущий на консоли 4 оправку 5 со шлифовальным кругом, переднюю 6 и заднюю (на чертеже не показана) опоры. Передняя опора 6 выполнена на двух радиально-упорных шарикоподшипниках 7 и 8, внутренние кольца которых жестко установлены на валу-роторе 3, наружные кольца подшипников 7 и 8 жестко закреплены в корпусе 1 шпинделя. Электрошпиндель имеет узел предварительного осевого натяга подшипников опор (на чертеже не показан).

Радиально-упорные шарикоподшипники 7 и 8 передней опоры имеют разные номинальные углы контакта  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . При этом угол контакта  $\beta_1$  тел качения радиально-упорного подшипника 7, установленного со стороны консоли 4 вала 3 шпинделя, меньше угла контакта  $\beta_2$  последующего подшипника, т.е.  $\beta_1 < \beta_2$ .

Электрошпиндель работает следующим образом.

Перед началом эксплуатации устанавливают предварительный осевой натяг радиально-упорных шарикоподшипников опор с помощью узла предварительного натяга, установленного у задней опоры шпинделя. Величина усилия предварительного осевого натяга выбирается в зависимости от усилий резания.

Усилие предварительного осевого натяга  $Q_0$  радиально-упорных шарикоподшипников передней опоры электрошпинделя должно быть достаточным для обеспечения контактирования всех шариков радиально-упорных шарикоподшипников даже при воздействии максимальных усилий внешней нагрузки, т.е. радиальной составляющей усилия резания  $R_p$ . Это обусловлено тем, что внешняя нагрузка вызывает асимметрию распределения нагруженности тел качения по периметру беговой дорожки, дополнительно нагружая сектор А радиально-

упорного подшипника 7, нагруженный в том же направлении, что и внешняя нагрузка  $R_p$ , и разгружая сектор Б, нагруженный радиальной нагрузкой, вызванной усилиями предварительного натяга в противоположном направлении. Таким образом, радиальная нагруженность от усилий предварительного натяга должна быть выше, чем указанное усилие разгрузки, чтобы сохранить контакт шариков и беговых дорожек в разгруженном секторе Б. Рекомендуется выбирать величину осевого усилия предварительного натяга

$$Q_0 = 1,7 R_p \operatorname{tg} \beta$$

где  $Q_0$  – величина осевого усилия предварительного натяга шарикоподшипников;

$R_p$  – радиальная составляющая усилий резания;

$\beta$  – угол контакта тел качения P/U шарикоподшипников.

При приложении внешней нагрузки от усилий резания к консоли электрошпинделя наибольшая доля радиальной нагрузки приходится на первый подшипник 7 передней опоры 6, наиболее приближенной к абразивному инструменту, т.е. точки приложения внешней нагрузки. На каждый последующий подшипник 8 доля радиальной нагрузки уменьшается (в соответствии с линией упругого изгиба консоли 4 шпинделя). Следовательно, радиальная нагруженность подшипников передней опоры уменьшается по мере удаления от консоли вала-ротора.

Чтобы обеспечить равнопрочность всех подшипников опоры, при которой достигается наибольшая долговечность опоры, необходимо по мере уменьшения радиальной нагруженности подшипника увеличивать его осевую нагруженность. Другими словами, в соответствии с законом распределения радиальной нагруженности по подшипникам передней опоры, определяемым упругой деформацией консоли 4 и вала-ротора 3 в пределах расположения передней опоры, подбирая подшипники с соответствующими конструктивными параметрами, обеспечивать изменение осевой нагруженности подшипников по обратному закону, т.е. по мере снижения радиальной нагруженности увеличивать соответственно осевую нагруженность, сохраняя общую нагруженность. Это удастся сделать, подбирая подшипники по такому конструктивному параметру, как угол контакта тел качения  $\beta$ . При  $\beta = 0$  подшипник вообще не воспринимает осевых усилий, т.к.  $Q_0 = 0$ . По мере увеличения угла  $\beta$  доля осевой нагрузки увеличивается и при  $\beta = \frac{\pi}{2}$  имеем упорный

подшипник, не способный воспринимать радиальные нагрузки.

Таким образом, устанавливая в переднюю опору радиально-упорные шарикоподшипники с минимальным углом контакта  $\beta_1$  у первого от консоли шпинделя подшипника 7 и увеличения углы контакта у последующих подшипников 8, т.е. при соблюдении условия  $\beta_1 < \beta_2 < \beta_3$  и т.д. обеспечивается выполнение закона, при котором осевая нагруженность каждого последующего подшипника 8 передней опоры больше осевой нагруженности предыдущего подшипника 7.

Изгиб консоли 4 шпинделя под действием усилия определяет закон распределения радиальной нагруженности подшипников передней опоры  $R_1 > R_2 > R_3$  и т.д. (в нашем случае  $R_7 > R_8$ , где  $R_7, R_8$  – радиальные нагруженности подшипников 7 и 8).

Подбирая подшипники по углу контакта вводим закон  $\beta_1 < \beta_2 < \beta_3$  и т.д. (в нашем случае  $\beta_7 < \beta_8$ ), в результате обеспечиваем выполнение условия  $Q_1 < Q_2 < Q_3$  и т.д. (в нашем случае  $Q_7 < Q_8$ ), т.е. обеспечивается выравнивание нагруженности всех подшипников передней опоры, а это обеспечит повышение долговечности опоры. Кроме того, имеется возможность увеличить осевую нагрузку  $Q_0$ , не вызывая перегрузку первого подшипника опоры, и обеспечить требуемую высокую радиальную жесткость первого (первых) подшипника передней опоры и большую осевую жесткость последующих подшипников опоры.

С величиной угла контакта связана у радиально-упорных шарикоподшипников и частота вращения сепараторов (шариков), при этом

$$\omega_c = \frac{\omega_1}{2} \left( 1 - \frac{D_{ш}}{D_0} \cos \beta \right),$$

где  $\omega_1$  – частота вращения вала ротора;

$D_{ш}$  – диаметр шариков;

$D_0$  – средний диаметр по центрам тел качения;

$\beta$  – угол контакта тел качения.

Частота вращения шпинделей неодинакова, следовательно, шарики в подшипниках передней опоры будут вращаться несинхронно, что позволит избежать нежелательных явлений в опоре. Это также уменьшает виброактивность опоры и повышает точность вращения.

Таким образом, предложенная конструкция электрошпинделя обеспечивает снижение виброактивности и повышение долговечности шпинделя и не требует при

внедрении существенных изменений в конструкции серийных электрошпинделей, кроме организации измерения углов контакта подшипников при комплектовании опор.

#### Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Электрошпиндель, содержащий корпус, вал-ротор, переднюю и заднюю опоры, каждая из которых выполнена по крайней мере из двух радиально-упорных шарикоподшипников, внутренние кольца которых жестко закреплены на валу-роторе, наружные кольца шарикоподшипников передней опоры жестко закреплены в корпусе, а задней опоры выполнены плавающими, с которыми взаимодействует узел

предварительного осевого натяга подшипников опор шпинделя, отличающийся тем, что, с целью снижения виброактивности и повышения долговечности путем выравнивания нагруженности всех подшипников передней опоры, последняя выполнена в виде радиально-упорных шарикоподшипников одинаковой размерности, но имеющих разные номинальные углы контакта тел качения, при этом со стороны консоли шпинделя установлен радиально-упорный шарикоподшипник с минимальным углом контакта тел качения, а последующие шарикоподшипники передней опоры имеют монотонно увеличивающиеся углы контакта тел качения.

Редактор Т.Егорова

Составитель Н.Минченя  
Техред М.Моргентал

Корректор Л.Ливринц

Заказ 4337

Тираж

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР  
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., 4/5

Производственно-издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул.Гагарина, 101