



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

(12) ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(52) СПК
B23C 9/00 (2020.02); B23Q 3/00 (2020.02)

(21)(22) Заявка: 2020103372, 27.01.2020

(24) Дата начала отсчета срока действия патента:
27.01.2020

Дата регистрации:
16.04.2020

Приоритет(ы):

(22) Дата подачи заявки: 27.01.2020

(45) Опубликовано: 16.04.2020 Бюл. № 11

Адрес для переписки:
105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, 5, стр. 1,
МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЦИС, для Маслова
А.Р., каф. МТ-2 НУК МТ

(72) Автор(ы):

Маслов Андрей Руффович (RU),
Тивирев Евгений Геннадьевич (RU)

(73) Патентообладатель(и):

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего
образования "Московский государственный
технический университет имени Н.Э.
Баумана (национальный исследовательский
университет)" (МГТУ им. Н.Э. Баумана) (RU)

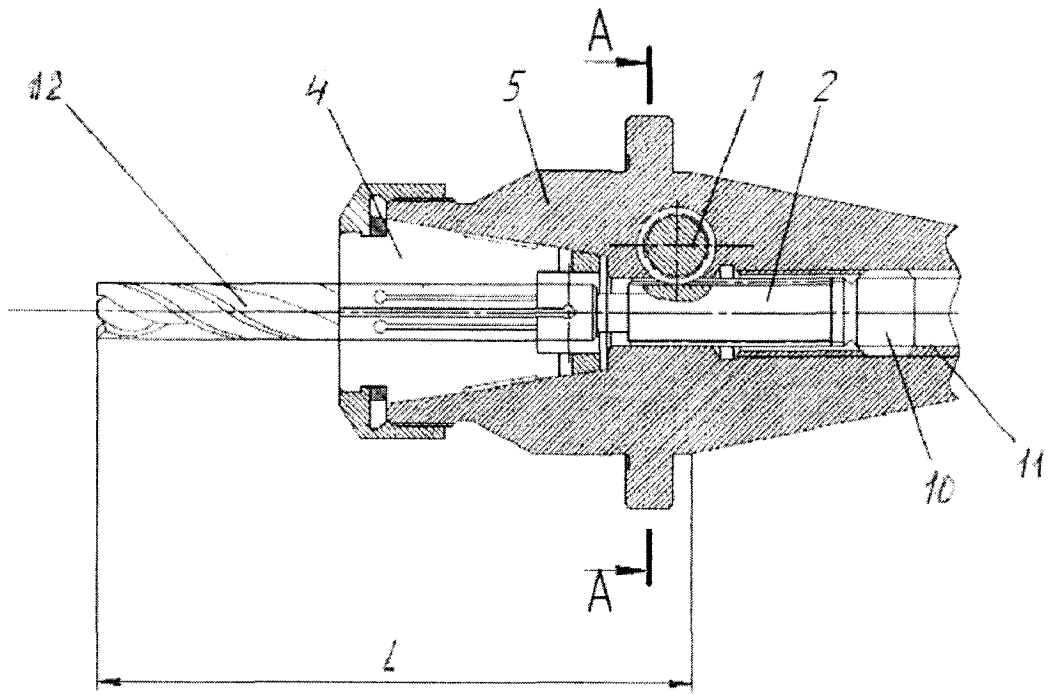
(56) Список документов, цитированных в отчете
о поиске: КУЗНЕЦОВ Ю.И. и др. Оснастка
станков с ЧПУ: Справочник, М.,
Машиностроение, 1983, с.293, рис.32. SU
1152717 A1, 30.04.1985. RU 2666655 C2,
11.09.2018. RU 2017119420 A, 13.12.2018. US
3583715 A1, 08.06.1971.

(54) Патрон для регулировки осевого положения концевой фрезы

(57) Реферат:

Полезная модель относится к обработке материалов резанием и предназначена для обеспечения заданного осевого положения концевой фрезы с минимальным дисбалансом при высоких частотах вращения. Патрон для регулировки осевого положения концевой фрезы содержит корпус, в котором расположен привод перемещения концевой фрезы в виде встроенного механизма для регулирования вылета фрезы при ее закреплении в цанге. Указанный привод перемещения содержит шестерню, входящую в зацепление с шестерней-упором, на конце которой

выполнен резьбовой участок, обеспечивающий перемещение шестерни-упора вдоль оси корпуса при ее вращении своим резьбовым участком по резьбе в корпусе. Корпус выполнен с глухим цилиндрическим резьбовым отверстием, в котором с возможностью перемещения установлен регулировочный винт, ось которого расположена под углом α к оси упомянутой шестерни, масса которого определена из приведенного условия. Обеспечивается компенсация дисбаланса. 2 ил.



Фиг. 1

Полезная модель относится к области обработки материалов резанием и предназначена для обеспечения заданного осевого положения концевой фрезы с минимальным дисбалансом при высоких частотах вращения.

Наиболее близким по технической сущности к предлагаемой полезной модели является выбранный в качестве прототипа патрон для регулировки осевого положения концевой фрезы, содержащий привод перемещения концевой фрезы в виде встроенного механизма массой m_A для регулировки вылета фрезы перед ее окончательным закреплением в цанге путем регулирования, которое осуществляется посредством вращения шестерни, которая располагается в корпусе патрона и находится в зацеплении с шестерней-упором, на конце которой имеется резьбовой участок, благодаря которому шестерня-упор при вращении перемещается по резьбе вдоль оси патрона. (Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка станков с ЧПУ: справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 359 с. (с. 293, рис. 32).

Недостатком известного устройства, в том числе технической проблемой, является большой дисбаланс, вызываемый смещением относительно центра массы m_A совокупности деталей встроенного механизма для регулировки вылета фрезы, что при фрезеровании вызывает большие вибрации технологической системы, дающие значительное увеличение шероховатости обработанных поверхностей и снижение стойкости фрезы, а также снижение срока службы подшипников шпинделя.

В основу заявленной полезной модели был положен технический результат - устранение дисбаланса после регулировки осевого положения и закрепления концевой фрезы за счет балансирующего устройства в виде перемещающегося в глухом цилиндрическом резьбовом отверстии регулировочного винта, ось которого расположена в корпусе патрона под углом α к оси ведущего колеса и имеет массу m_B , определяемую из условия:

$$m_B = m_A \cdot R_A / R_B \cdot \sin \alpha,$$

где R_A - расстояние (радиус) от центра А массы m_A до оси вращения патрона; R_B - расстояние (радиус) от центра Б массы m_B до оси вращения патрона,

что повышает качество обработки, увеличивает период стойкости фрезы и срок службы подшипников шпинделя.

Технический результат достигается тем, что патрон для регулировки осевого положения концевой фрезы содержит привод перемещения концевой фрезы в виде встроенного механизма массой m_A для регулировки вылета фрезы перед окончательным ее закреплением в цанге путем регулирования, которое осуществляется посредством вращения шестерни, которая расположена в корпусе патрона и находится в зацеплении с шестерней-упором, на конце которой имеется резьбовой участок, благодаря которому шестерня-упор при вращении перемещается по резьбе вдоль оси корпуса патрона, имеет выполненное в корпусе патрона глухое цилиндрическое резьбовое отверстие, в котором перемещается регулировочный винт, ось которого расположена в корпусе патрона под углом α к оси шестерни (ведущего колеса) и имеет массу m_B , определяемую из условия:

$$m_B = m_A \cdot R_A / R_B \cdot \sin \alpha$$

Полезная модель поясняется графическими изображениями.

На фиг. 1 схематично изображено осевое сечение патрона для регулировки осевого положения концевой фрезы.

На фиг. 2 схематично изображено поперечное сечение патрона для регулировки

осевого положения концевой фрезы.

В заявленном патроне для регулировки осевого положения концевой фрезы, содержащем привод перемещения концевой фрезы в виде встроенного механизма массой m_A для регулировки вылета фрезы перед окончательным закреплением ее в цанге путем

5 регулирования, которое осуществляется посредством вращения шестерни, которая располагается в корпусе патрона и находится в зацеплении с шестерней-упором, на конце которой имеется резьбовой участок, благодаря которому шестерня-упор при вращении перемещается по резьбе вдоль оси корпуса патрона, при этом в корпусе патрона выполнено глухое цилиндрическое резьбовое отверстие, в котором
10 перемещается регулировочный винт, ось которого расположена в корпусе патрона под углом α к оси шестерни (ведущего колеса) и имеет массу m_B , определяемую из условия: $m_B = m_A \cdot R_A / R_B \cdot \sin \alpha$, где R_A - расстояние от центра А массы m_A до оси вращения патрона; R_B - расстояние от центра Б массы m_B до оси вращения патрона.

15 Патрон для регулировки осевого положения концевой фрезы (см. фиг. 1 и фиг. 2) содержит зубчатую передачу, состоящую из ведущего колеса (шестерни) 1 и ведомого колеса (шестерни-упором) 2, снабженного наружной резьбой 10, входящей во внутреннюю резьбу 11 корпуса 5, которое при вращении ведущее колеса 1, перемещается вдоль оси вращения концевой фрезы 12 по резьбе 11 и выдвигает фрезу до заданного
20 положения L из цанги 4. Осевое положение ведущего колеса 1 определяется кольцом 7, которое фиксируется относительно корпуса 5 винтом 8. Патрон с закрепленной концевой фрезой 12 устанавливается в шпинделе балансировочного устройства для регулировки требуемой величины дисбаланса путем вращения регулировочного винта 9, установленного в глухом цилиндрическом резьбовом отверстии в корпусе 5,
25 выполненным под углом α к оси ведущего колеса 1, при этом регулировочный винт имеет массу m_B , определяемую из условия: $m_B = m_A \cdot R_A / R_B \cdot \sin \alpha$.

Патрон для регулировки осевого положения вылета концевой фрезы работает следующим образом.

Фрезу 12 вставляют в цангу 4 до взаимодействия с торцом ведомого колеса 2. В
30 результате вращения ведущего колеса (шестерни) 1, установленного в отверстии 6 и зафиксированного относительно корпуса 5 кольцом 7 и винтом 8, через зубчатую передачу передается вращение ведомому колесу (шестерни-упором) 2, которое вращаясь своим резьбовым участком 10 по резьбе 11 в корпусе 5, перемещает фрезу 12 вдоль ее оси до заданного осевого положения L, после достижения которого хвостовик фрезы
35 12 закрепляется в цанге 4, а корпус 5 патрона устанавливается в шпинделе балансировочного устройства для регулировки требуемой величины дисбаланса путем вращения установленного в глухом цилиндрическом резьбовом отверстии в корпусе 5 регулировочного винта 9, ось которого расположена в корпусе патрона под углом α к оси ведущего колеса (шестерни) и имеет массу m_B , определяемую из условия:

$$40 \quad m_B = m_A \cdot R_A / R_B \cdot \sin \alpha.$$

Отличием предложенной конструкции от прототипа является возможность после регулировки положения и закрепления концевой фрезы уменьшения величины дисбаланса до требуемых значений, определяемых условиями фрезерования с высокой частотой вращения, что подтверждается нижеприведенными пояснениями и расчетами
45 в отношении конкретного примера.

В соответствии со стандартом ISO 1940/1 класс точности балансировки определяется величиной скорости вибраций, вызываемых центробежными силами, возникающими из-за эксцентриситета центра масс вращающегося объекта (дисбаланса). Например,

класс точности балансировки G2,5 означает, что скорость вибраций не должна превышать 2,5 мм/с.

Для компенсации дисбаланса используют уравнивающую массу с тем, чтобы сумма всех действующих центробежных сил стремилась к нулю. Величину дисбаланса D_A от массы m_A совокупности деталей встроенного механизма для регулировки вылета фрезы можно оценить по формуле: $D_A = m_A \cdot R_A$ [г·м], где R_A - расстояние (радиус) от центра А массы m_A совокупности деталей встроенного механизма для регулировки вылета фрезы вдоль оси вращения патрона.

Для компенсации дисбаланса D_A необходимо в корпусе патрона установить компенсационную массу m_B на расстоянии R_B от центра тяжести Б массы m_B , что обеспечивает теоретическое снижение до величины $D_A = 0$. На практике установить центр Б массы m_B строго диаметрально противоположно центру А массы m_A , затруднительно из-за внешних конструктивных элементов. Поэтому в общем случае оси, определяемые радиусами R_A и R_B , расположены под углом α относительно друг друга. Поэтому для общего случая компенсации дисбаланса D_A необходимо установить компенсационную массу m_B , равную:

$$m_B = m_A \cdot R_A / R_B \cdot \sin \alpha.$$

Задача достижения «нулевого» дисбаланса на практике не ставится и, в зависимости от частоты вращения, устанавливается допуск на остаточный эксцентриситет. Например, для конкретного случая при частоте вращения шпинделя $n = 7000 \text{ мин}^{-1}$ и классе точности балансировки G6,3 допуск на остаточный эксцентриситет e_{\max} равен 4 г·мм/кг на радиусе R_B приближенно равном 32 мм. Это позволяет на указанной частоте вращения шпинделя выбирать массу регулировочного винта и величину его перемещения по радиусу R_B в достаточно широких пределах.

Таким образом, заявленная совокупность существенных признаков, отраженная в независимом пункте формулы полезной модели, обеспечивает получение заявленного технического результата - уменьшения величины дисбаланса после регулировки положения и закрепления концевой фрезы до требуемых значений, определяемых такими условиями фрезерования, как частота вращения, за счет балансировочного устройства, что повышает качество обработки, увеличивает период стойкости фрезы и срок службы подшипников шпинделя..

Анализ заявленного технического решения на соответствие условиям патентоспособности показал, что указанные в формуле признаки являются существенными и взаимосвязанными между собой с образованием устойчивой совокупности необходимых признаков, неизвестной не дату приоритета из уровня техники и достаточной для получения требуемого синергетического технического результата.

(57) Формула полезной модели

Патрон для регулировки осевого положения концевой фрезы, содержащий корпус, в котором расположен привод перемещения концевой фрезы в виде встроенного механизма для регулирования вылета фрезы при ее закреплении в цанге, при этом указанный привод перемещения содержит шестерню, входящую в зацепление с шестерней-упором, на конце которой выполнен резьбовой участок, обеспечивающий перемещение шестерни-упора вдоль оси корпуса при ее вращении своим резьбовым

участком по резьбе в корпусе, отличающийся тем, что корпус выполнен с глухим цилиндрическим резьбовым отверстием, в котором с возможностью перемещения установлен регулировочный винт, ось которого расположена под углом α к оси упомянутой шестерни, при этом масса m_B установленного регулировочного винта

5 составляет:

$$m_B = m_A \cdot R_A / R_B \cdot \sin \alpha, \text{ где}$$

m_A - масса указанного встроенного механизма, кг;

R_A - расстояние от центра масс указанного встроенного механизма до оси вращения

10 патрона, мм;

R_B - расстояние от центра масс регулировочного винта до оси вращения патрона, мм.

15

20

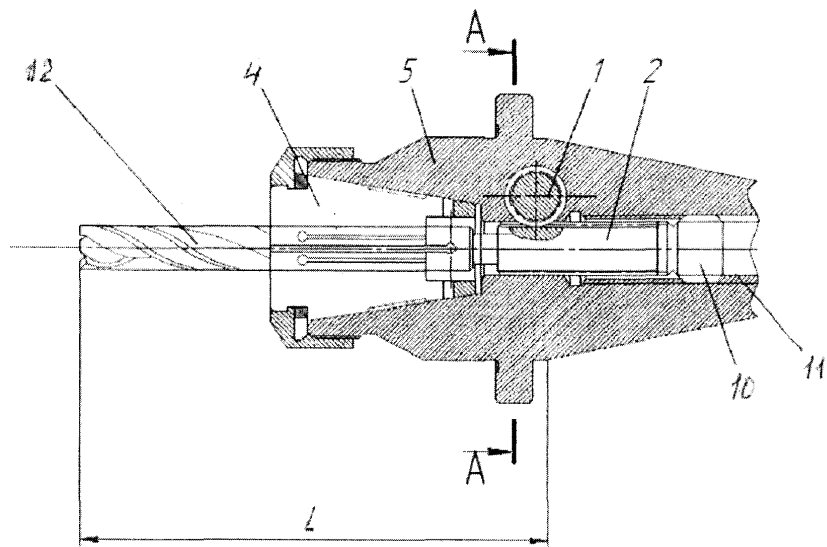
25

30

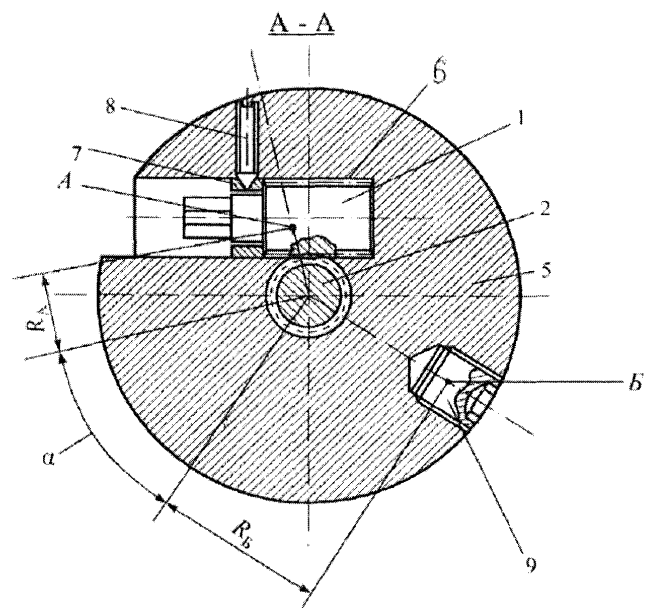
35

40

45



Фиг. 1



Фиг. 2