

ЛИТЕРАТУРА

1. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник в 2т. - М.: Издательство стандартов, 1989. - Т1 220с.
2. Точность и производственный контроль в машиностроении: Справочник / Под общ. ред. А.К. Кутая - М: Машиностроение, 1983. - 367с.

УДК 621.9.06

Лалин В.В.

Научный руководитель: к.т.н., доц. Горбунов В.П.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРИВОДА ПОДАЧ ТОКАРНОГО СТАНКА МОДЕЛИ 16А20Ф3

Машиностроение является одной из крупнейших отраслей промышленности. Непрерывное совершенствование и развитие машиностроения связано с прогрессом станкостроения, поскольку металлорежущие станки обеспечивают изготовление любых новых видов оборудования.

Большая роль в развитии данной отрасли принадлежит станкам с числовым программным управлением (ЧПУ), появление которых позволило заметно повысить производительность, качество производимой продукции, облегчить и минимализировать участие человека в процессе производства.

Точность обработки на станках с ЧПУ зависит от точности изготовления исполнительных механизмов, в том числе – привода подач.

Для обеспечения экономичности в эксплуатации, повышения удобства и безотказности обслуживания существующих моделей станков производится их модернизация с учетом современных достижений.

В данной статье приводится пример модернизации привода подач патронно-центрового токарного станка с ЧПУ модели 16А20Ф3, которая основывается на анализе конструкций тяговых устройств типа «винт-гайка качения» (ВГК).

Базовый вариант привода продольного перемещения станка включает: шариковую передачу ВГК, опоры винта, приводной электродвигатель постоянного тока.

Передача состоит из винта, гайки, шариков и устройств для возврата шариков. Обычно применяют передачи с наиболее технологичным полукруглым профилем резьбы.

В базовом варианте привода используется передача с фланцевой двойной гайкой по DIN 69051, которая работает по двухконтактной схеме (рис. 1а).

Передача «винт-гайка качения» обладает свойствами, позволяющими применять ее в приводах подач станков с ЧПУ: высокий коэффициент полезного действия (0,8—0,9), небольшое различие между силами трения движения и покоя, незначительное влияние частоты вращения винта на силу трения в механизме, полное отсутствие осевого зазора. Недостатками являются высокая стоимость, пониженное демпфирование, отсутствие самоторможения, сложность регулирования (одну гайку поворачивают относительно другой и фиксируют с помощью упора, снабженного зубцами, как и одна из гаек).

В качестве варианта модернизации предлагается установка безлюфтовой одинарной гайки, работающей по четырёхконтактной схеме (рис. 1б). Данные гайки выпускаются фирмами: Rexroth STAR (Германия), тип SEM-E-C, [1]; HIWIN (Япония), тип FSI, [2].

Особенность гаек фирмы Rexroth STAR: регулировка натяга осуществляется за счет прорезанного в корпусе гайки паза шириной 0,1 мм и затяжки по нему винтом до требуемого посадочного диаметра и величины силы натяга, что облегчает конструкцию гайки. Таким образом, останавливаем свой выбор на продукции фирмы Rexroth STAR.

Преимущества одинарной безлюфтовой гайки перед двойной гайкой: повышение тяговой силы, так как при одинаковом числе рабочих витков (в нашем случае шесть), у двойной гайки три витка работает в прямом направлении, три других витка - в обратном, а у безлюфтовой гайки - все шесть витков работают в обоих направлениях; выигрыш по массе ($m=4.45$ кг - вес двойной гайки; $m=2.83$ кг - одинарной); простота регулировки натяга; снижение трудоемкость изготовления привода и его сборки из-за наличия только одной гайки.

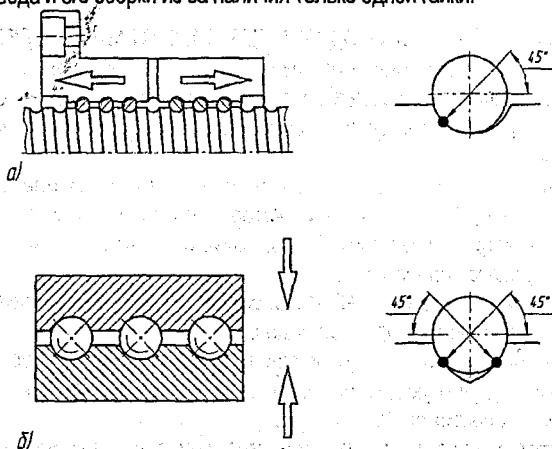


Рис.1. Схемы работы шарико-винтовой гайки.

а - по двухконтактной схеме; б - по четырёхконтактной.

Конструкции опор ходового винта продольного перемещения станка 16А20Ф3, рассматриваемого нами для проведения анализа далее, выполнена по схеме, когда каждая из двух опор винта воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях. Ходовой винт при сборке растягивают. Этим устраняют провисание его под действием тяжести, уменьшают радиальное биение, повышают осевую жесткость передачи. Кроме того, обеспечивается постоянство натяга в подшипниках при температурных деформациях винта, устраняется возможность раскрытия искажения шага винта, растягивающая сила не стыка в подшипниках и их перегрузки.

Для предотвращения искривления винта при монтаже необходимо с помощью крепежных гаек равномерно прижать к нему комплект подшипников. Это достигается при незначительном отклонении от перпендикулярности торца гайки относительно её оси, а также при применении длинных проставочных втулок или промежуточных колец с выступами на торцах и применением гаек различных конструкций, рассмотренных мной далее.

Стандартная конструкция винта позволяет применять роликовые комбинированные подшипники, приводные элементы с креплением затяжной конической втулкой или затяжными кольцами, измерительный преобразователь обратной связи, упоры, устанавливаемые на промежуточном элементе.

Опоры базового станка с роликовыми подшипниками обеспечивают скорость быстрых ходов $V_{БХ}=3,5...5$ м/мин. В более скоростных передачах ($V_{БХ}=10...15$ м/мин) используют шариковые подшипники. Допустимая нагрузка опор с использованием тел вращения в виде шариков значительно меньше, чем для роликовых подшипников. Однако применение роликов приводит к значительному увеличению сил трения, для компенсации которых необходимо прилагать больший крутящий момент. Это влечет увеличение мощности двигателя, габаритов.

С учетом вышеизложенных требований к приводу, произведем анализ следующих схем конструкций тяговых устройств типа ВГК (рис.2):

Схема 1 Базовый вариант привода станка:

- передача с фланцевой двойной гайкой по DIN 69051;
- в опорах установлено по два упорных роликоподшипника 4-9110 и по одному шариковому радиальному однорядному подшипнику 109 ГОСТ 8338-75;
- регулировка подшипников осуществляется за счет гайки и кольца с буртом.

Схема 2. Вариант опор шариковой передачи ВГК:

- передача с фланцевой двойной гайкой по DIN 69051;
- в опорах установлено по одному двойному комбинированному роликовому радиальному подшипнику с игольчатыми роликами 504908 ГОСТ 26290-84 поз. 2;
- регулировка подшипников осуществляется за счет гайки с кольцевыми канавками.

Схема 3. Шарико-винтовой привод фирмы Rexroth STAR

- передача с безлюфтовой одинарной гайкой SEM-E-C фирмы Rexroth STAR;
- в опорах установлено по одному шариковому радиально – упорному подшипнику LGN-B-4090, работающему по схеме дуплекс O-образный, этой же фирмы;
- регулировка подшипников осуществляется за счет шлицевой гайки NMA 40x1,5.

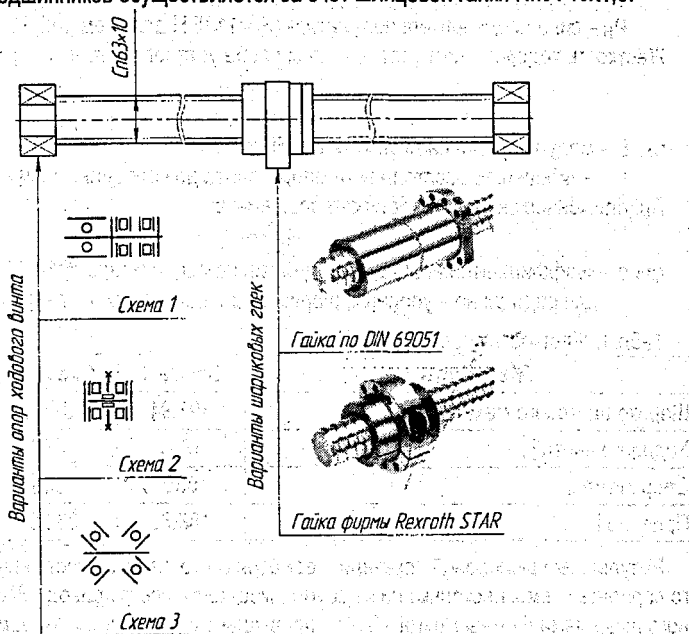


Рис. 2. Схемы конструкций тягового устройства токарного станка.

Представленные варианты отражают принцип унификации передач и номенклатуры изделий, а именно - возможность закупки комплекта (ВГК, опоры) на одном предприятии (фирме). Исходные данные для расчёта берем по базовому варианту для передачи с номинальным диаметром винта $d_0=63$ мм, шагом винта $p=10$ мм, диаметром шариков $d_{ш}=6$ мм, рабочим числом шариков в одном витке $z=28$, расчетным числом шариков в одном витке $z_p=20$, длиной резьбы винта $l=1315$ мм при тяговом усилии $Q=2404$ Н (из условий работы станка), величине хода по оси Z $l_{рх}=905$ мм, диапазоне частот вращения $n=1,0...1500$ об/мин.

Анализ схем конструкций тяговых устройств типа ВГК производим на основе расчёта механизма на жёсткость по методике, указанной в [3].

Жёсткость привода определяем по формуле:

$$\frac{1}{J} = \frac{1}{J_M} + \frac{1}{J_B} + \frac{1}{J_0}, \quad (1)$$

где J_M – жёсткость шарико-винтового механизма;

J_B – жёсткость винта;

J_0 – жёсткость опор.

Жёсткость шарико-винтового механизма:

$$J_M = 6 \cdot k_s \cdot u \cdot \left(\frac{d_0}{p} - 1 \right) \cdot \sqrt[3]{0,1 \cdot P_H \cdot p}, \quad (2)$$

где k_s – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки, а также деформации в винтовом механизме и во всех его стыках. Принял $k_s=0,4$;

u – число витков в гайке ($u=3$ для схем 1и2, $u=6$ для схемы 3);

P_H – сила предварительного натяга ($P_H=1134$ Н для схем 1и2, $P_H=567$ Н - схема 3).

Жёсткость ходового винта зависит от способа установки его на опорах:

$$J_B = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4 \cdot l_1}, \quad (3)$$

где E – модуль продольной упругости, МПа;

l_1 – наибольшее расстояние от опоры винта до середины шариковой гайки, м.

Приближённое значение жёсткости опор винта:

$$j_0 = e \cdot d_0, \quad (4)$$

где e – коэффициент, характеризующий тип подшипников; $e=5;10;30$ соответственно для радиально – упорных, шариковых и роликовых упорных подшипников.

Табл.1. Жесткость передач ВГК, Н/мкм

Жесткость	Схема 1	Схема 2	Схема 3
Шарико-винтового механизма J_M	397.94	397.94	631.7
Ходового винта J_B	1831	1672	1640
Опор винта J_0	630	1890	510
Привода J	188.69	232.9	240.83

Результаты вычислений показали: несмотря на то, что жесткость винта и опор третьего варианта схемы несколько ниже других, жесткость всего привода ВГК укомплектованного изделиями фирмы Rexroth STAR, превышает иные рассматриваемые варианты. Следовательно, данная схема является оптимальной.

Выводы.

На основании произведенных расчетов рекомендован вариант с применением изделий фирмы Rexrot STAR, который позволит:

- уменьшить массу ходовых частей суппорта станка;
- повысить осевую жесткость передачи ВГК с $j=188,69$ Н/мкм до $j=240,83$ Н/мкм;
- упростить конструкцию опор тягового устройства;
- упростить регулировку натяга в винтовой шариковой паре;
- облегчить способ выборки радиального зазора в подшипниках опор;

ЛИТЕРАТУРА

1. Шариковинтовые приводы STAR. – Rexroth Star, RRS 83 301/10.00.
2. HIWIN. Ballscrews. Technical information index. – HIWIN, S99TE12 – 0506.
3. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учебное пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.ил.

УДК 37.01:007+378.16

Куликовский Д.Г.

Научный руководитель: к. т. н., доцент Монтик С.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТАБЛИЧНОГО ПРОЦЕССОРА MS EXCEL

Одним из важных вопросов технической эксплуатации автомобилей является исследование показателей надежности автотранспортных средств с целью определения ресурса автомобилей, прогнозирования количества отказов в заданном интервале пробега, планирования мероприятий по техническому обслуживанию и ремонту. Сбор сведений о распределении ресурса автомобилей является сложной и трудоемкой задачей. В справочной литературе приводятся лишь данные о средних значениях ресурса автомобилей [1, 3]. Данную проблему возможно решить используя метод статистического моделирования.

Метод статистического моделирования основывается на использовании случайных чисел, которые имитируют различные случайные процессы.

Основная идея метода статистического моделирования заключается в возможности воспроизведения с достаточно высокой достоверностью исследуемого физического процесса при помощи вероятностных математических моделей и вычисления характеристик этого процесса [2].

Часто вместо случайных применяют псевдослучайные числа. Они распределяются по тем же законам, что и случайные числа, но формируются не случайно, а при помощи вероятностных математических моделей, соответствующих определенным законам распределения случайных величин.

Рассмотрим моделирование распределения ресурса автомобиля с использованием вероятностной математической модели и табличного процессора MS Excel. Как установлено в работах [1, 2], распределение доремонтного и межремонтного ресурса автомобилей подчиняется нормальному закону. Для моделирования распределения ресурса выполним обратную интерполяцию интегральной функции нормального распределения с помощью функции табличного процессора Excel, которая возвращает обратное нормальное распределение:

$$x_i = \text{НОРМОБР}(y_i; \bar{x}; \sigma_x)$$