

УДК 621.9.06:539.4

В.Д.Смолин

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ  
ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ВИНТОВОЙ ПАРЫ  
С ШАРИКОВЫМИ ГАЙКАМИ НА СТАНКАХ ГФ-940 и ГФ-549

Для повышения производительности и точности обработки деталей на станках ГФ-940 и ГФ-549 были проведены испытания на жесткость нескольких станков с составлением баланса отжимов основных узлов.

Фрезерные головки станков имеют одинаковую конструкцию, выполненную с использованием нормали станкостроения. Вертикальное и горизонтальное перемещение фрезерной головки осуществляется ходовыми винтами с гайками качения. Номинальный диаметр вертикального винта 90 мм, горизонтального - 60 мм. Винты приводятся во вращение гидроприводом.

Важное значения для обеспечения точности обработки и повышения производительности имеет жесткость винтовой пары горизонтального перемещения, так как перемещения направлены по нормали к обработанной поверхности. В балансе перемещений узлов станка под действием нормальной составляющей силы резания смещение винта относительно корпуса ползуна занимает, после отжима шпинделя, второе место. Величина его составляет  $15+20\%$  от суммарных отжимов между фрезерным шпинделем и изделием.

Эскиз передачи винт-гайка качения (сокращенно: В.-г.к.) горизонтального ходового винта с изображением действующих на рабочий шарик сил показан на рис.1. В станках ГФ левая полугайка 2 неподвижно закреплена в корпусе 1 консоли. Правая полугайка 4 установлена в корпусе по скользящей посадке и перемещается по направлению к гайке 2 под действием восьми спиральных пружин 5. Сила сжатия  $P$  пружин 5 регулируется установкой шайб 6 с различной толщиной  $\Delta$ . Исходная толщина шайбы составляет 3 мм. По мере износа ходовой пары толщина шайб уменьшается першлифовкой. Наименьшая допустимая толщина шайбы  $\Delta = 1$  мм.



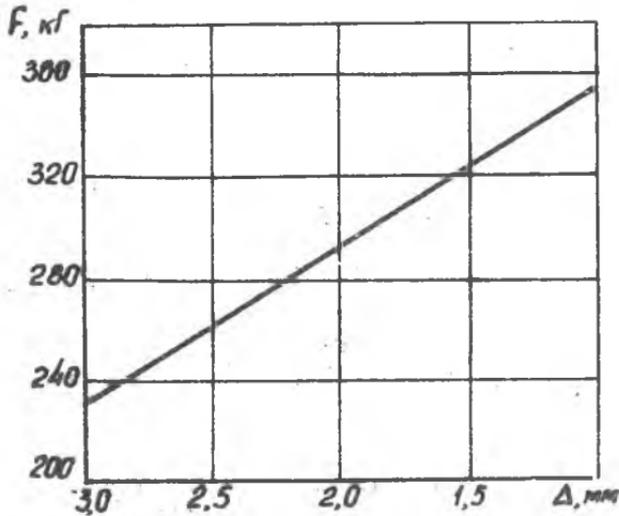


Рис.2 Характеристика комплекта пружин в рабочем диапазоне изменения F

Важнейшей характеристикой винтовой пары является к.п.д., для расчета которого необходимо знать геометрические и силовые параметры винтовой пары.

Горизонтальный ходовой винт станков ГФ имеет шаг винтовой линии  $t = 10$  мм. В этом случае угол подъема винтовой канавки составит

$$\lambda = \arctg \frac{t}{\pi d_o} = 3^\circ 2' 20'', \quad (1)$$

где  $d_o = 60$  мм - номинальный диаметр винта и угол трения

$$\rho = \arctg \frac{f_k}{z_1 \cdot \sin \alpha} = 13' 40'', \quad (2)$$

где  $f_k = 0,001$  см - рекомендуемое [1] значение коэффициента трения качения;  $\alpha = 45^\circ$  - угол контакта,  $z_1 = 0,35$  см - радиус рабочего шарика.

Количество шариков в одной полулайке при заполнении ими

рабочих витков ( $K = 3$ ) можно подсчитать по формуле

$$z = \frac{\pi d_0 \cdot K}{d_1} = 80 \text{ шт.} \quad (3)$$

В станках ГФ-940 и ГФ-549 шарики разделяют на две группы: рабочую и сепараторную. В гайку они закладываются поочередно. Диаметр сепараторных шариков на 0,5 мм меньше, чем рабочих. В рабочую группу шарики отсортировываются по величине диаметра с разностью не более 0,003 мм. Следовательно, в обеих полугайках рабочая группа шариков  $z = 80$  шт.

Неточности изготовления деталей, входящих в передачу "в.г.к.", приводят к неравномерности распределения нагрузки между шариками. В связи с этим в расчетных зависимостях, содержащих число рабочих шариков, вместо  $z$  следует использовать величину  $z_{\text{расч.}}$  [1].

$$z_{\text{расч.}} = 0,7 \cdot z \sqrt{\frac{Q}{Q_{\text{доп. нат.}}}} \quad (4)$$

где  $Q = 100 \text{ кГ}$  - средняя осевая нагрузка на винт при фрезеровании.

Наибольшую осевую нагрузку, допустимую при данной силе предварительного натяга, можно рассчитать по формуле

$$Q_{\text{доп. нат.}} = Q_{\text{доп.}} \frac{P_{\text{доп.}} - P_{\text{нат.}}}{0,55 P_{\text{доп.}}} \quad (5)$$

где  $P_{\text{доп.}}$  - предельно-допустимая статическая нагрузка на один шарик.

В данной передаче, согласно нормали станкостроения

$$P_{\text{доп.}} = 2 \cdot d_1^2 = 98 \text{ кГ.} \quad (6)$$

Допустимая статическая нагрузка на винт

$$Q_{\text{доп.}} = z_{\text{расч.}} \cdot P_{\text{доп.}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda = 69,4 \cdot z_{\text{расч.}} \quad (7)$$

Нормальная сила от предварительного натяга на один шарик

$$P_{\text{нат.}} = \frac{F_1}{z_{\text{расч.}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda} = \frac{327,1}{z_{\text{расч.}}} \quad (8)$$

где  $F = 231 \text{ кГ}$  - сила сжатия пружин, создающих натяг, при регулировочной шайбе толщиной  $\Delta = 3 \text{ мм}$ . Используя зависимости (4 - 8) найдем, что  $z_{\text{расч.}} = 15$  шариков. Соотношение  $z : z_{\text{расч.}}$

говорит о том, что при работе станка пара "в.г.к." испытывает, сравнительно с  $Q_{\text{доп. нат.}}$ , небольшую нагрузку.

Зная  $Z_{\text{расч.}}$ , легко определить основные параметры передачи "в.г.к." Так, при расчете шариковой винтовой пары большое значение имеет параметр  $Q_1$ , характеризующий воздействие рабочей осевой нагрузки на работающий шарик.

$$Q_1 = \frac{Q}{Z_{\text{расч.}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda} = 9,44 \text{ кг}. \quad (9)$$

Взаимосвязь основных силовых параметров для рассматриваемой реальной пары "в.г.к." приближенно можно выразить следующими линейными зависимостями

$$\frac{P_{\text{Г}}}{P_{\text{нат.}}} = 1 + 0,55 \frac{Q_1}{P_{\text{нат.}}} = 1,239, \quad (10)$$

$$\frac{P_{\text{П}}}{P_{\text{нат.}}} = 0,992 - 0,48 \frac{Q_1}{P_{\text{нат.}}} = 0,784. \quad (11)$$

Коэффициент полезного действия передачи "в.г.к." при наличии предварительного натяга для случая преобразования вращательного движения в поступательное выразится [1]

$$\eta = \frac{P_{\text{Г}} \cdot \cos(\lambda + \rho) - P_{\text{П}} \cdot \cos(\lambda - \rho)}{P_{\text{Г}} \cdot \sin(\lambda + \rho) - P_{\text{П}} \cdot \sin(\lambda - \rho)} = 0,7404. \quad (12)$$

Высокий к.п.д. передачи "в.г.к." обусловлен малой величиной усилия, идущего на преодоление сил трения. Низкий коэффициент трения качения, с другой стороны, приводит к тому, что пара с гайкой качения не может нести значительных осевых нагрузок, так как их величина ограничена условием самосторможения в передаче, которое, в свою очередь, является функцией величины предварительного натяга в шариковой гайке.

Для определения влияния осевого предварительного натяга на начало самопроворачивания винта на станках ГФ были проведены специальные опыты. Ходовой винт при испытаниях отделялся от механизма привода. Прокладки, регулирующие силу натяга в паре, менялись по толщине от 1 до 3 мм. С помощью приспособления к винту прикладывалась осевая сила, возрастающая до момента проворота винта. Результаты опытов представлены на рис. 3, из кото-

рого видно, что зависимость между усилием, соответствующим началу проворота винта, и толщиной регулировочной шайбы линейная.

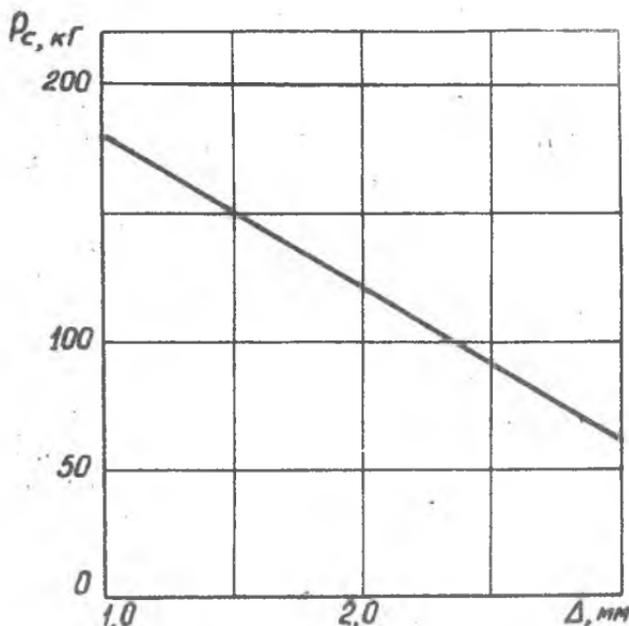


Рис. 3. Зависимость между усилием, соответствующим началу проворота винта, и толщиной регулировочной шайбы

С увеличением натяга диапазон, в котором пара "в.г.к." является самотормозящей, расширяется. При фрезеровании узких пазов комплектом из двух прорезных фрез радиальная составляющая усилия резания составляет 100 кг. Следовательно, для надежного самоторможения горизонтального ходового винта следует применять прокладки толщиной  $\Delta = 2,2$  мм. При такой толщине шайб осевой натяг (рис. 2) составит 280 кг. Излишний натяг в передаче "в.г.к." приведет к снижению к.п.д. винтовой пары, повышению величины момента проворота винта в гайках и более интенсивному износу.

Аналитическое рассмотрение вопроса о величине натяга приводит к следующим результатам. При действии осевой силы надежное самоторможение ходового винта от проворачивания будет обеспечено при условии  $M \leq 0$ , где  $M$  - вращающий момент, приложенный к винту. Откуда

$$\frac{P_I}{P_{II}} \leq \frac{\sin(\lambda + \rho)}{\sin(\lambda - \rho)} = 1,17. \quad (13)$$

При шайбе  $\Delta = 3$  мм из выражений (10), (11)  $P_I : P_{II} = 1,58$ , то-есть согласно условию самоторможения (13), рассматриваемая пара "в.г.к." не является самотормозящей, а ее способность воспринимать осевые нагрузки от резания осуществляется за счет трения в гидродвигателе. Из соотношений (10), (11), (13), (8), (9) можно получить теоретическую величину силы от сжатых пружин.

$$\frac{P_I}{P_{II}} = \frac{+55}{0,992-48} < 1,17; \quad F > 695 \text{ кг.}$$

В реальной конструкции, как видно из рис.2, при  $\Delta = 1+3$  мм  $F = 231 + 354$  кг, то-есть в 2 раза меньше теоретически вычисленной величины  $F$ . При испытании на жесткость станков ГФ-940 при приложении к фрезерной головке силы более 200 кг наблюдались случаи проворота горизонтального ходового винта. Провороты винтов иногда происходят и при фрезеровании детали, что может привести к браку изделия. Надежно предотвратить проворачивание винтов можно лишь за счет создания надлежащего предварительного натяга между шариковыми гайками.

Для определения связи между силой натяга и моментом, необходимым для проворачивания винта, отделяли ходовой винт от механизма привода. Момент, соответствующий началу проворота винта в шариковой гайке, измерялся специально отбалансированным рычажным приспособлением. Результаты опытов представлены на рис.4.

Зависимость момента от толщины регулировочной шайбы линейная. При изменении  $\Delta$  от 3 до 1 мм момент возрастает с 2 до 22 кг см. При толщине  $\Delta = 2,2$  мм момент на винте -10 кг.см.

При работе станков ГФ винт соединяется с механизмом привода, включающим в себя гидродвигатель. Механизм привода дополнительно тормозит ходовой винт, затрудняя его проворачивание при приложении осевых нагрузок. Для обеспечения гарантированного самоторможения винта при нагрузках от фрезерования следует обеспечить его только за счет натяга в гайке. В руководстве к станкам ГФ рекомендуется регулировать натяг гаек из условий: для станков ГФ-940 до момента проворачивания в 4 кг.см, а для станков ГФ-549 - в 20 кг.см.

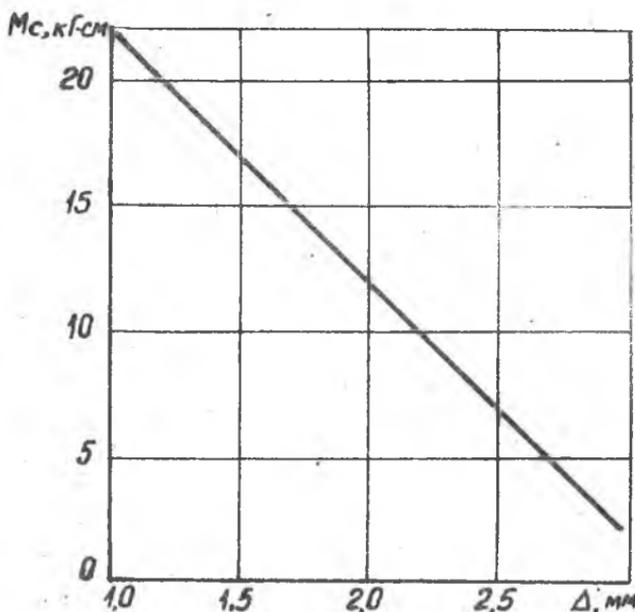


Рис.4. Зависимость между моментом необходимым для проворачивания винта, и толщиной регулировочной шайбы

Исходя из результатов опыта, для обоих станков следует установить такой натяг, чтобы момент проворота винта, отделенного от привода, был 10 кг.см.

Расчет к.п.д. для натяга в гайке при регулировочной шайбе  $\Delta = 2,2$  мм дает величину к.п.д.  $\eta = 0,703$ . Моменту проворота в 20 кг.см соответствует толщина регулировочной шайбы  $\Delta = 1,2$  мм к.п.д. в этом случае согласно расчету по формуле (12), составит 0,6617 то-есть снизится более чем на 4% по сравнению с рекомендуемой регулировкой.

Известно, что увеличение натяга в гайках повышает осевую жесткость пары " в.г.к." По нормали Н 23-7 станкостроения

$$\delta = \frac{1,4}{\sqrt{d_1 \cdot P_{\text{нат}}}} \cdot \frac{Q}{z_{\text{расч}}}, \quad (14)$$

где  $\delta$  - осевое перемещение винта под действием нагрузки  $Q$ . При расчете величины  $z_{\text{расч}}$  для толщин шайб  $\Delta = 1,2$  мм и 2,2 мм расчетное количество рабочих шариков с достаточной точностью может быть принято равным 15 шт. Для

$\Delta = 1,2 \text{ мм}; 2,2 \text{ мм}; 3 \text{ мм}$  соответственно получены:  $\delta = 1,53 \text{ мкм}, 1,64 \text{ мкм}$  и  $1,75 \text{ мкм}$ . Расчет участка винта, сжатого силой  $100 \text{ кг}$ , дает величину деформации в  $1,73 \text{ мкм}$ , то-есть того же порядка, что и деформации в передаче "в.г.к."

Для установления связи осевых смещений с предварительным натягом и прилагаемой осевой силой в реальной передаче были проведены опыты, результаты которых показаны на рис.5.

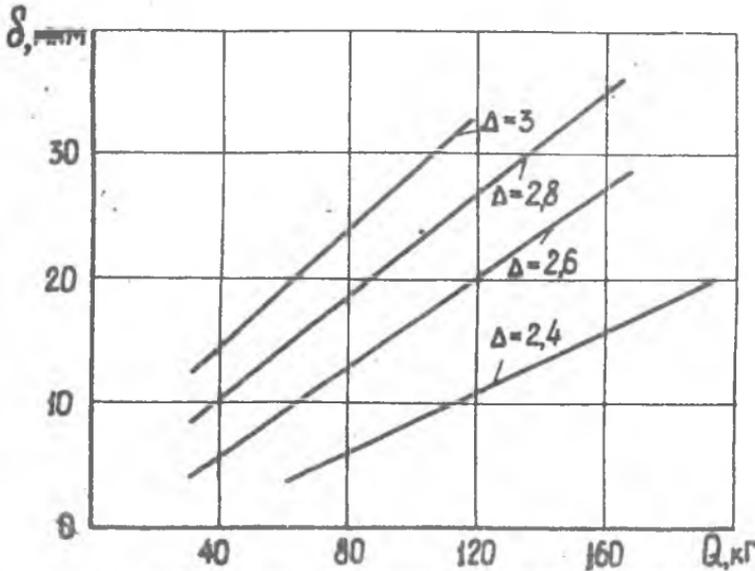


Рис.5. Зависимость осевых смещений от нагрузки

Величина осевого натяга оказывает заметное влияние на смещение винта относительно гаек. С увеличением натяга теоретическая величина  $\delta$  приближается к  $\delta_{\text{опыт.}}$ , так, если при  $\Delta = 3 \text{ мм}$ .  $\delta_{\text{опыт.}} = 28,5 \text{ мкм}$ , то при  $\Delta = 2,4 \text{ мм}$   $\delta_{\text{опыт.}} = 7,5 \text{ мкм}$ . Характер зависимости между  $\delta_{\text{опыт.}}$  и  $Q$  линейный, что хорошо согласуется с формулой (14). Следовательно, жесткость передачи "в.г.к."  $j = \frac{dQ}{d\delta} = \frac{5}{7} \times \text{расч.} \sqrt{d_1 \cdot P_{\text{нат.}}}$  будет величиной постоянной, пропорциональной  $\sqrt{P_{\text{нат.}}}$ . Для прокладок  $\Delta = 3; 2,2; 1,2 \text{ мм}$  жесткость передачи соответствен-

но  $j = 57,26; 61,06; 65,24 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$ .

Расчетные и опытные данные имеют некоторое расхождение, что следует объяснить недостатками в изготовлении винтовых шариковых пар на ГЗФС.

Увеличение предварительного натяга в передаче "в.г.к.", повышая жесткость передачи, ведет к более интенсивному износу и снижению к.п.д., поэтому выбор оптимальной величины натяга весьма важен.

### Литература

1. Левит Г.А. Передачи винт-гайка качения. "Станки и инструмент", 1963, № 5.

УДК 621.91: 534.1: 517.9.

**Е.М.Маркуни, Е.В.Бурмистров,  
Е.П.Тякунова**

### ОБ ОПТИМАЛЬНОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ПРОЦЕССА ТОЧЕНИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Известно, что на чистоту обработки большое влияние оказывают вибрационные движения режущего инструмента и обрабатываемой детали.

В связи с этим особое значение приобретают задачи, связанные со стабилизацией упомянутых движений.

В статье сформулирована задача оптимальной стабилизации процесса точения конструкционных материалов с учетом влияния следа, оставленного инструментом в течение предыдущего оборота.

#### 1. Предварительные замечания

Вибрационные движения резца, как видно из представленной на рис.1 схемы осевого резания буртика лопаточным резцом,