

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

М. И. Михайлов

ИЗУЧЕНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ СТАНКОВ И ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по дисциплине «Конструирование и расчет станков»
для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология
машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое
оборудование машиностроительного производства»**

Гомель 2010

УДК 621.9.06-8(075.8)
ББК 34.63-5:34.447я73
М69

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 3 от 26.01.2009 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Детали машин» ГГТУ им. П. О. Сухого
А. Т. Бельский

Михайлов, М. И.

М69

Изучение электромеханических приводов станков и передач винт-гайка качения : лаборатор. практикум по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» / М. И. Михайлов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 18 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит методические рекомендации по изучению конструкций передач винт-гайка качения.

Для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства».

**УДК 621.9.06-8(075.8)
ББК 34.63-5:34.447я73**

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2010

Цель работы: Изучить конструкции и определить параметры шарико-винтовых передач.

1. Этапы выполнения работы

- 1.1. Получить задание у преподавателя.
- 1.2. Выполнить эскиз конструкции механизма ШВП.
- 1.3. Выполнить описание метода регулировки натяга
- 1.4. Выполнить эскиз профиля резьбы.
- 1.5. Определить зазор и выполнить регулировку передачи.

1.6. Определить класс точности передачи. Определить значение длины перемещения и хода передачи. Измерить значения накопленной погрешности перемещения гайки. Измерить значения накопленного внутршагового отклонения перемещения. Определить вид компенсирующей линии.

2. Указания к этапам выполнения лабораторной работы

При выполнении п.1.2. необходимо изучить конструктивные особенности (элементы) механизма винт-гайка качения. В частности шариковый винтовой механизм (рис. 1) имеет стальной вал с резьбой арочного, полукруглого или другого профиля профиля (табл.1). Предназначен для обеспечения точных перемещений в механизмах приводов станков с ПУ и роботов.

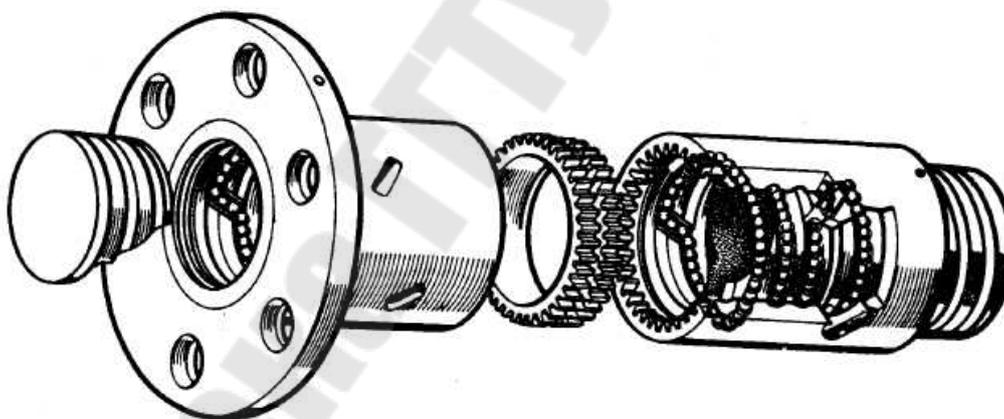
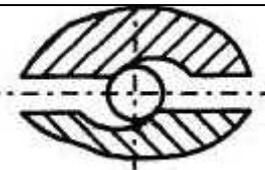
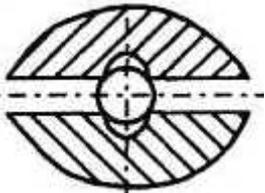
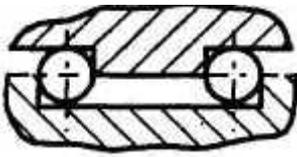
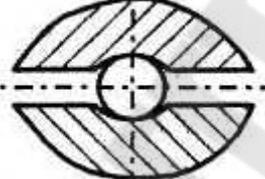
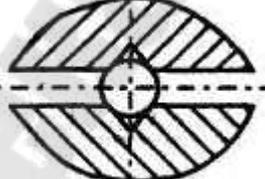


Рис.1. Эскиз шарико-винтовой передачи

Таблица 1

Виды передач винт-гайка качения

Вид профиля резьбы	Эскиз	Характеристика
Полукруглый		Наиболее прост в изготовлении, требует для создания и регулировки натяга двух гаек.
Стрельчатая арка		Обеспечивает четырёхточечный контакт. Натяг создаётся за счёт применения комплекта шариков, диаметр которых больше на величину требуемого натяга.
Прямоугольный		Прост в изготовлении, требует для создания и регулировки натяга двух гаек. Недостатки: низкая нагрузочная способность, невысокая жёсткость.
Трапецеидальный		Обеспечивает четырёхточечный контакт. Позволяет создать натяг при наличии одной гайки. Недостатки: низкая нагрузочная способность, невысокая жёсткость.
Треугольный		Прост в изготовлении. Натяг создаётся за счёт применения комплекта шариков, диаметр которых выше номинального. Недостатки: низкая нагрузочная способность, невысокая жёсткость.

Профиль гайки идентичен профилю винта. В канавках винта и гайки расположены шарики, которые вращаются и перемещаются вдоль канала. Для нормального движения шариков между винтовыми поверхностями винта и гайки шарики помещают в замкнутый контур.

ШВП обладают:

Достоинства. 1. Низкие потери на трение (к.п.д. = 0,92..0,96).

2. Независимость сил трения от величины передающего крутящего момента.

Недостатки. 1. Трудоемкость изготовления и регулировки. 2. Высокая стоимость.

Передачи ВГК в зависимости от условий работы и предъявляемым к ним требованиям можно условно разделить на:

- *Передачи*, не требующие устранения или регулирования зазора — здесь зазор всегда выбирается в одну сторону под весом рабочего органа станка, действия груза и т.д.

- *Передачи*, в которых зазор недопустим, но требования к осевой жесткости относительно невелики — эти передачи должны монтироваться с натягом, величина которого определяется из условия, чтобы при действии осевой нагрузки оставался небольшой натяг

- *Передачи*, в которых зазор недопустим и требуется высокая осевая жесткость — эти передачи должны монтироваться с натягом, величина которого определяется требуемой осевой жесткостью.

Конструктивно возврат шариков производится:

- при помощи зачеканенной трубки — канал возврата — изогнутая трубка, вставленная своими концами в отверстия гаек;

- при помощи фрезеруемого канала — канал возврата фрезеруется непосредственно в гайках;

- при помощи отверстия — каналом возврата шариков служат продольные и радиальные отверстия, просверленные в гайках и соединяющие начало первого и конец последнего витков резьбы;

- при помощи специального вкладыша — канал возврата шариков, соединяющих два основных витка резьбы, выполнен в специальном вкладыше, который вставлен в окно гайки.

Здесь, в отличие от других конструкций, шарики не выводятся из контактирования с поверхностью винта, а лишь направляются во впадины соседнего, куда они попадают, переваливаясь через выступ резьбы винта.

Чаще всего в гайке имеется три окна, расположенные под углом 120° . Шарики при этом разделены на три независимые циркулирующие группы.

Достоинства. 1. Малые габаритные размеры; отсутствие быстроизнашивающихся и ненадежно укрепленных деталей типа отражателей; малая длина канала возврата, т.е. малое число нерабочих шариков. 2. Возможность полного устранения величины зазора и создание требуемого натяга.

Согласно нормали станкостроения Н-23-7 (рисунок 2), используются следующие основные параметры ВГК, (мм). $d_o = 20 \dots 100$; $d_{н.в.} = 19,3 \dots 96,4$; $d_{н.г.} = 20,3 \dots 101,8$; $R_1 = 1,25 \dots 6,0$; $P - 4 \dots 20$; λ — угол подъема

резьбы $> 2^\circ 9'$ — к.п.д. 0,95.

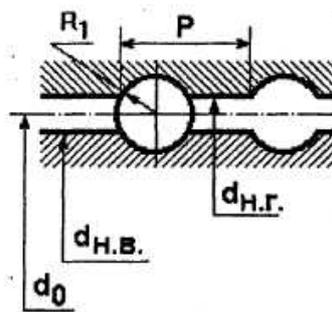


Рис. 2. Основные размеры передачи

При выполнении п.1.3. необходимо руководствоваться следующими рекомендациями.

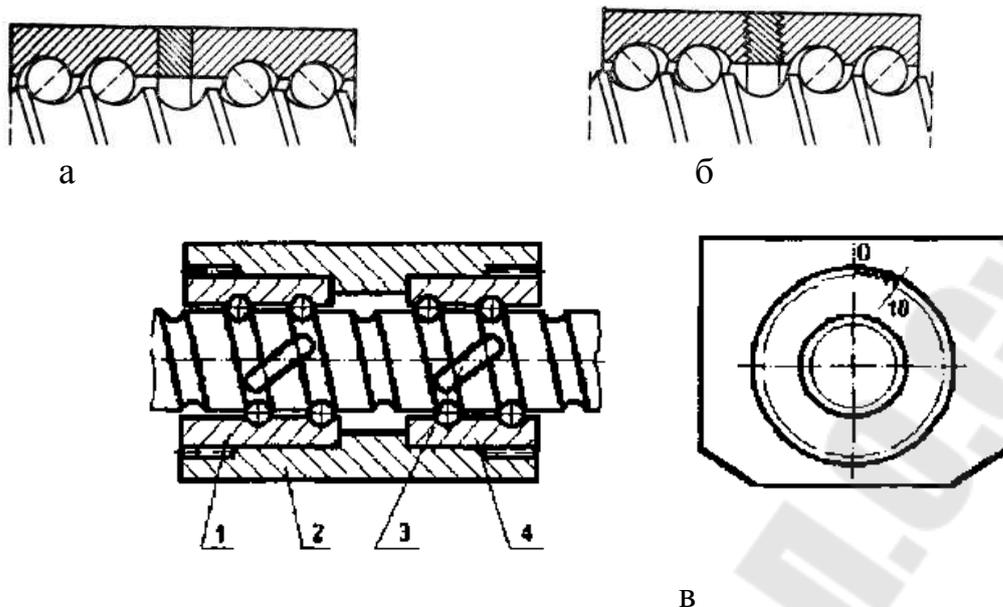
Используют в основном три метода регулирования.

1. Регулируется относительное осевое расположение гаек при их неизменном угловом положении (рис. 3, а). Расстояние между гайками регулируют прокладками, причем винт может испытывать либо растяжение, либо сжатие. Конструкция проста, однако трудно обеспечить точное регулирование. Этот недостаток устраняется при использовании вместо прокладки пакета из пьезокерамических пластин, на который подается напряжение. Конструкция позволяет определить нулевой натяг и осуществить бесступенчатое регулирование натяга в процессе работы станка.

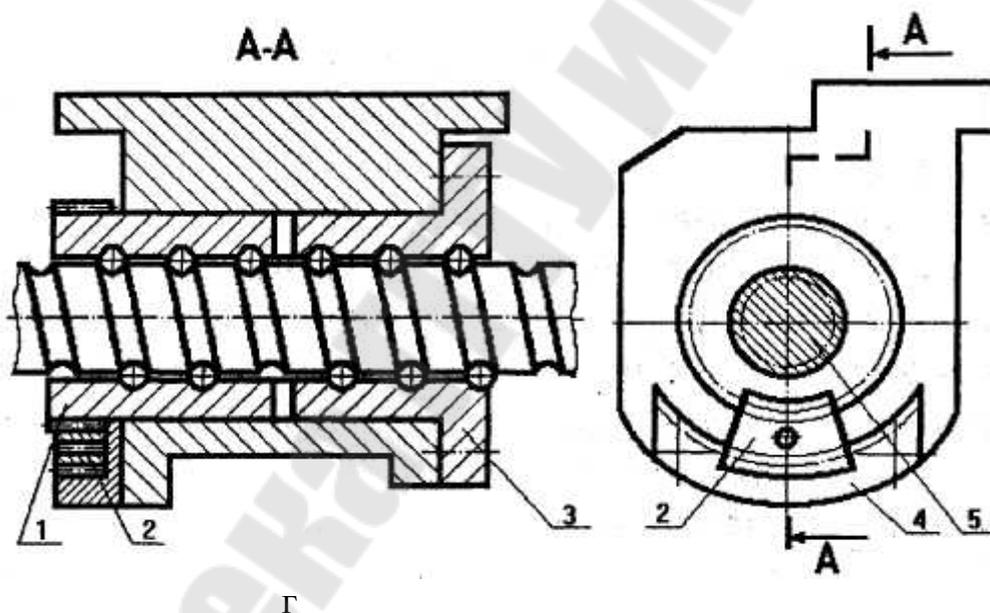
2. Регулируется относительное угловое расположение гаек (рис. 3,б). Шариковый винтовой механизм снабжен гайками с зубчатыми венцами, входящими в соответствующие зубчатые венцы шайбы. При регулировании передачи, гайки поворачивают на необходимое число зубьев, а затем вводят в зацепление с зубьями шайбы. Число зубьев на шайбе отличается на единицу, поэтому гайки можно повернуть на малый угол. Конструкция обладает высокой осевой жесткостью вследствие отсутствия болтовых соединений и позволяет осуществлять тонкое регулирование.

Регулировка с помощью зубчатого венца (рис.3,в). Регулировка с помощью зубчатого сектора (рис.3,г).

3. Создается постоянный технологический натяг в одной гайке (рис.4,а). Заданный предварительный натяг создается в процессе изготовления резьбы гайки. Половину длины резьбы гайки шлифуют с шагом P , затем шлифовальный круг смещают в осевом направлении на величину натяга и шлифуют вторую половину длины резьбы гайки с шагом $P+\Delta P$. Натяг осуществляется в процессе сборки передачи.



1 — левая гайка; 2 — корпус; 3 — тела качения 4 — правая гайка;



1 — левая гайка с зубчатым венцом; 2 — зубчатый венец сектора для точной регулировки; 3 — правая гайка без зубчатого венца; 4 — зубчатый венец сектора для начальной установки;

Рис. 3. Эскизы регулирования натяга в передаче

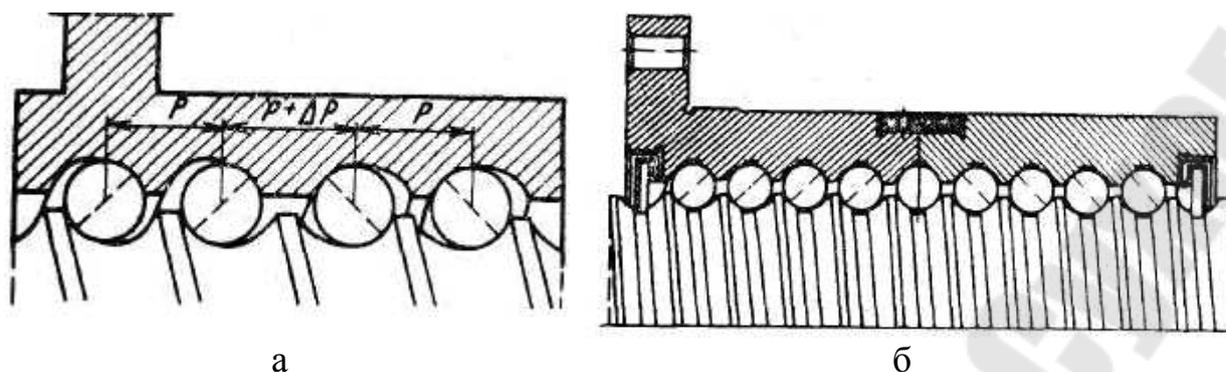


Рис. 4. Шариковая винтовая передача с технологическими осевыми сдвигами резьбы гайки: *а* — одно- и двухвитковой; *б* — многовитковой

4. Создаётся натяг в двух гайках.

При изготовлении шариковых винтовых передач с технологическим осевым сдвигом резьбы многовитковой гайки предварительный натяг двойных гаек обеспечивают шлифованием торцов (рис.4,б). За один установ гайки шлифуют резьбу, торец, наружный диаметр и присоединительный фланец, что исключает взаимное биение указанных поверхностей. Обе гайки соединяют в осевом направлении с помощью установочного кольца, обеспечивая требуемую угловую жесткость обеих гаек. Предварительный натяг в процессе эксплуатации остается неизменным. Для больших гаек применяют гидравлический демонтаж и гидравлическую юстировку. Установочные кольца можно устанавливать как по наружному, так и по внутреннему диаметру резьбы цилиндрических гаек.

ОСТ 2Р31-1—80 предусмотрено три варианта исполнения гаек: исполнение 1 — гайка без корпуса и предварительного натяга; исполнение 2 — двойная гайка с предварительным натягом и боковым фланцем; исполнения 3 и 4 — двойные гайки с предварительным натягом и блочным корпусом.

При выполнении п. 1.4. необходимо определить основные параметры механизма ВГК. Профиль резьбы задается в нормальном сечении, перпендикулярном к винтовой линии резьбы, который проходит через центры шариков и лежащий на цилиндре номинальный диаметр d_o . Основными профилями резьбы этой передачи являются полукруглый и арочный (рис.5).

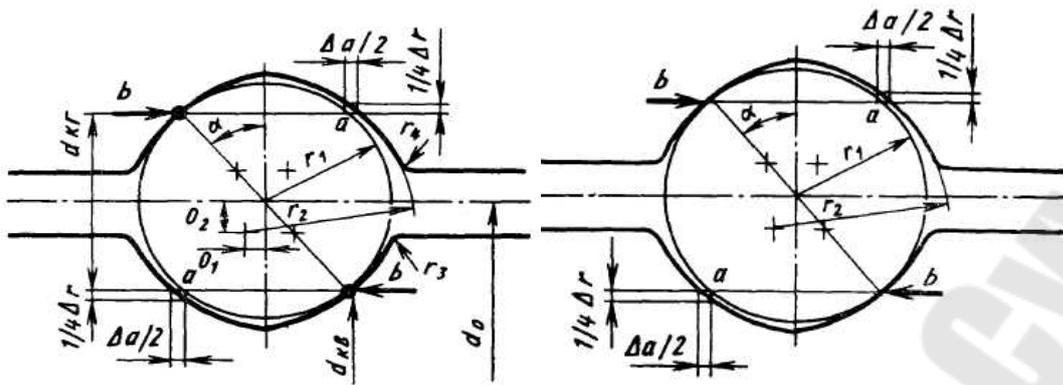


Рис. 5. Основные профили шариковой винтовой резьбы

Полукруглый профиль (рис.5,а) наиболее распространен в станкостроении. Осевой Δ_a и радиальный Δ_r зазоры определяют угол контакта α . При малых углах контакта передача имеет низкие осевую жесткость и нагрузочную способность, так как даже незначительная осевая нагрузка вызывает большие радиальные силы, которые передача не воспринимает. Поэтому диаметральный зазор следует выбирать таким, чтобы угол контакта $\alpha = 45 \dots 60^\circ$.

Арочный профиль (рис.5, б) образуется из двух арок окружности радиусом r_2 , которые выполнены таким образом, чтобы обеспечить определенное соотношение между r_1 и r_2 . При этом угол контакта $\alpha = 45^\circ$, что обеспечивает наилучшие условия грузоподъемности. Арочный профиль позволяет осуществлять передачу без зазора или с натягом за счет применения шариков, диаметр которых несколько больше номинального.

- Наружный диаметр винта ($d_{н.в.}$) (рис.6) необходимо измерить с помощью штангенциркуля, расположив его так, чтобы губки штангенциркуля касались нескольких витков винта одновременно.

- Внутренний диаметр винта ($d_{в.в.}$) определить методом трех проволочек (штифтов — $d_{шт.}$), которые располагаются по профилю резьбы (см рис.6). Произвести измерение — $d_{изм.}$, тогда $d_{в.в.} = d_{изм.} - 2d_{шт.}$

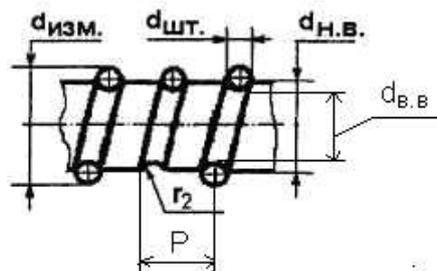


Рис .6. Основные параметры передачи

- Шаг ходового винта P измерить с помощью штангенциркуля, губки которого касаются одноименных сторон витков.

- Радиус профиля резьбы винта — r_2 измерить с помощью измерительного микроскопа.

При выполнении п. 1.5. необходимо определить величину зазора в механизме ВГК.

Зазором называется минимальное расстояние между рабочими поверхностями и телами качения, возникающее в результате работы механизма с определенными осевыми нагрузками. Для стабильной работы механизма в процессе всего срока эксплуатации необходимо систематически производить регулировку механизма ВГК, так как основной характеристикой механизма является регулируемый натяг.

Последовательность определения и регулировку зазора в механизме ВГК на станке

1. Повернуть винт с помощью динамометрического ключа до требуемого крутящего момента.
2. Повернуть винт в обратном направлении.
3. Определить угол поворота винта при (φ) при неподвижном рабочем органе.
4. Рассчитать величину осевого зазора.

$$\delta_{\text{заз}} = \frac{\varphi}{2\pi} P$$

Рассчитать величины осевого смещения гаек механизма ВГК (метод регулировки — зубчатый венец):

а) диаметр делительной окружности зубчатого сектора гаек — D_e (мм)

$$D_e = mz ,$$

где m — модуль зубчатого зацепления; z — число зубьев зубчатого венца.

б) число зубьев зубчатых венцов гаек $z_1 ; z_2$

в) центральный угол — ($\alpha_1 ; \alpha_2$, град.)

$$\alpha_1 = 2\pi / z_1$$

$$\alpha_2 = 2\pi / z_2$$

г) величина осевого смещения при повороте гаек на один зуб $\Delta_1 ; \Delta_2 ; ;$

$$\Delta_1 = P / z_1 ;$$

$$\Delta_2 = P / z_2 ;$$

д) величина сближения гаек в осевом направлении при повороте их на один зуб в одну сторону — δ (мм)

$$\delta = \Delta_1 - \Delta_2 .$$

$$\delta = \frac{P(z_2 - z_1)}{z_1 z_2} .$$

Если задана величина натяга в механизме ВГК - $\Delta_{нат}$, мм, то число зубьев, на которые нужно повернуть одну из гаек для выбора зазора (предварительная регулировка) — z_i

$$z_i = \frac{\Delta_{заз}}{\Delta_2}$$

Выбираем меньшее целое число зубьев $z_i = 1 \dots i$ (шт).

к) уточняем величину зазора $\Delta'_{заз}$, мм

$$\Delta'_{заз} = \Delta_1 z_i$$

л) определяем суммарную величину осевого смещения с учетом натяга

$$\sum \Delta = \Delta'_{заз} + \Delta_{нат}$$

м) определяем количество зубьев, на которые нужно повернуть обе гайки для выбора зазора-натяга — z

$$z = \frac{\sum \Delta}{\delta}$$

Порядок регулировки с помощью зубчатого венца.

1. Свернуть гайку качения на технологическую оправку, диаметр которой равен внутреннему диаметру винта, чтобы при выведении из зацепления гаек с корпусом не произошло выпадение шариков.

2. Отметить начальное положение гаек и корпуса мелом или чертилкой, затем по часовой стрелке отсчитать минимальное количество зубьев (грубая регулировка зазора).

3. Вывести гайки из зацепления с корпусом (рис.3,в)

4. Повернуть одну гайку на рассчитанное количество зубьев относительно другой и ввести в зацепление с корпусом.

5. Отметить рассчитанное количество зубьев на одной и другой гайках (точная регулировка натяга).

6. Вывести обе гайки из зацепления с корпусом, повернуть обе гайки в одну и ту же сторону на данное количество зубьев.

7. Ввести в зацепление обе гайки с корпусом. Свернуть конструкцию с технологической оправки на ходовой винт.

Особенностью конструкции с зубчатым сектором (рис.3,г) является то, что регулировку можно производить в небольших пределах без разборки. Зубчатый сектор 2 имеет два венца: внутренний и наружный с различным количеством зубьев. При повороте сектора на один зуб происходит поворот гайки 1 на угол равный разности угловых величин

шагов венца гайки 1 и сектора 2.

При выполнении п. 1.6. необходимо выполнить эскиз передачи с простановкой всех размеров и отклонений формы и расположения базовых поверхностей.

Передача ходовой винт —гайка с трением качения (ВГК) позволяет резко повысить КПД и уменьшить изнашивание поверхностей трения, твердость которых достигает $HRC_a 67$. Для металлорежущих станков диапазон типоразмеров шариковых винтовых передач ограничен значениями от $8 \times 2,5$ до 200×20 мм; точность передач по классам указана в DIN 69051 (Германия); накопленная погрешность перемещения ΔP_{300} на длине 300 мм равна 5; 10; 25; 50 мкм для шлифованных резьб и 25; 50; 100; 200 мкм для резьб, обработанных тонким фрезерованием. По ОСТ 2-Р31-4—88 допустимая ширина полосы V_{300p} на длине 300 мм равна 6, 12, 23, 52 мкм, рабочая температура от -20 до $+100^\circ C$.

Основные параметры и размеры этих передач должны соответствовать ГОСТ 25329—82 и ОСТ2 Р31-1— 80. Передачи других параметров и размеров изготавливают по специальным техническим условиям. Качество материалов, обработки и сборки должны соответствовать ГОСТ 7599—82, а для поставок в районы с тропическим климатом — РТМ 2Н06-1—78.

Диапазон радиальных зазоров между винтом и гайкой до создания предварительного натяга ограничен значениями: максимальный от 0,093 до 0,250 мм, минимальный от 0,067 до 0,180 мм в зависимости от типоразмера передач.

Таблица 2. Выходные параметры передач исполнений 2,3,4 по ОСТ 2-Р 31-1 – 80

Номинальный диаметр d_0 , мм	Шаг резьбы Р, мм	Осевая жёсткость системы гаек, Н/мкм, не менее	Момент холостого хода $M_{х.х.}$, Н·м	Отклонения момента холостого хода, Н·м в пределах одного оборота винта, не более	Грузоподъёмная сила, Н	
					статическая C_0	динамическая С
20	5	300	0,08 - 0,16	0,05	15 500	6 200
25	5	420	0,10 - 0,26	0,10	20 000	8 000
32	5	590	0,20 - 0,50	0,20	26 700	11 000
32	6	550	0,21 - 0,45	0,15	19 900	12 000
40	5	740	0,33 - 0,82	0,28	35 300	12 300
40	6	700	0,30 - 0,76	0,25	37 800	13 400
40	10	620	0,95 - 0,63	0,20	61 700	30 400

Окончание табл. 2

Номинальный диаметр d_0 , мм	Шаг резьбы P , мм	Осевая жёсткость системы гаек, Н/мм, не менее	Момент холостого хода $M_{х.х.}$, Н·м	Отклонения момента холостого хода, Н·м в пределах одного оборота винта, не более	Грузоподъёмная сила, Н	
					статическая C_0	динамическая C
50	5	960	0,52 – 1,30	0,30	44 900	13 500
50	6	910	0,50 – 1,20	0,30	52 920	15 800
50	10	840	0,46 – 1,44	0,30	80 200	34 100
50	12	750	0,45 – 0,98	0,30	81 900	38 500
63	10	1090	0,78 – 1,95	0,40	107 000	88 300
80	10	1430	1,28 – 3,21	0,50	141 000	42 800
80	20	1240	1,04 – 2,61	0,50	212 000	84 300
100	10	1860	2,08 – 5,20	0,50	179 000	47 000
100	20	1780	2,10 – 5,24	0,70	276 000	93 100

Изучив передачу, необходимо произвести относительные измерения, предварительно настроив измерительную головку на расчетные значения параметров:

Нормы кинематической точности. Стандартный ход передачи P — величина, соответствующая установленному стандарту расстоянию, на которое переместится гайка вдоль оси винта за один оборот (за 2π рад).

Расчетный ход передачи P_n — величина, соответствующая расчетному расстоянию, на которое переместится гайка вдоль оси винта за один оборот (за 2π рад).

Действительный ход передачи P_d — величина, соответствующая измеренному расстоянию, на которое переместится гайка по винту за один оборот (за 2π рад).

Отклонение хода передачи ΔP — разность действительного и расчетного шагов передачи, $\Delta P = P_d - P_n$.

Длина перемещения L — величина, соответствующая расстоянию, на которое переместится гайка (винт) вдоль оси винта при повороте винта (гайки) на n ($n > 0$) оборотов (на $2\pi n$ рад).

В зависимости от числа оборотов винта (гайки) и хода передачи устанавливают $L = Pn$ — длину стандартного перемещения; $L_n = P_n n$ — длину расчетного перемещения; $L_d = P_d n$ — действительную (измеренную) длину перемещения.

Отклонение длины перемещения ΔL — разность действительной длины и длины расчетного перемещения, $\Delta L = L_d - L_n$.

Длина заданного участка перемещения l — произвольно выбранная

длина перемещения вдоль оси винта на любом из его участков, в том числе длина, соответствующая длине всей резьбовой части винта. Отклонение длины перемещения ΔP_{Σ} (рис. 7, а) в пределах заданной длины перемещения l — наибольшая алгебраическая разность отклонений длин двух любых перемещений, взятых в пределах заданной длины перемещения при повороте винта (гайки) на n ($n > 1$) оборотов (на $2\pi n$ рад).

Накопленное внутришаговое отклонение ΔP_{360} (рис. 7, б) — наибольшая алгебраическая разность отклонений длин двух любых перемещений, взятых в пределах поворота винта (гайки) на угол $\varphi = 360^\circ$ ($\varphi = 2\pi$ рад).

Кинематическая точность передачи — точность перемещения гайки относительно винта, характеризуемая накопленным отклонением длины перемещения ΔP_{Σ} в пределах заданной длины перемещения l и накопленным внутришаговым отклонением ΔP_{360} (табл. 3).

Точность шага по ISO 3408: классы IT1, IT3, IT5, IT7, IT10; по DIN 69051: классы 5, 10, 25, 50, 100, 200.

Согласно ISO DP и ISO DC различают номинальный шаг P , заданный шаг P_w , фактический шаг P_a (величины с индексом a соответствуют фактическим значениям); V_a — фактическую ширину полосы; V_{300a} — фактическую ширину полосы на длине резьбы 300 мм.

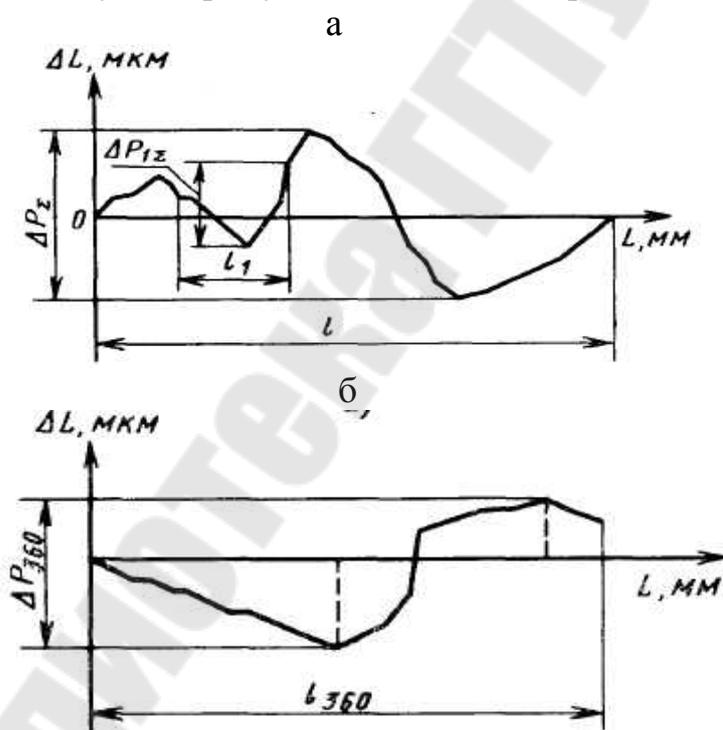


Рис. 7. Накопленные отклонения длины винта (а) и шага резьбы (б)

Таблица 3. Классы точности и нормы кинематической точности передач

Класс точности	Накопленное внутришаговое отклонение ΔP_{360} мкм	Накопленное отклонение длины перемещения ΔP_{Σ} , мкм, не более в зависимости от нормы кинематической точности									
		До 250	Св.250 до 315	Св.315 до 400	Св.400 до 630	Св.630 до 1000	Св.1000 до 1600	Св.1600 до 2500	Св.2500 до 4000	Св.4000 до 6300	Св.6300 до 10000
1	3	7	9	11	13	16	22	35	56	-	-
2	4	11	13	16	20	25	36	56	85	125	200
3	6	16	20	25	30	38	56	85	125	190	290
4	8	25	30	36	45	60	85	125	190	290	450

Примечание. Нормы кинематической точности указаны для передач с предварительным натягом по ТУ 2-024-5260—79, контролируемых при температуре $(20 \pm 0,5)^\circ \text{C}$ без приложения осевой нагрузки.

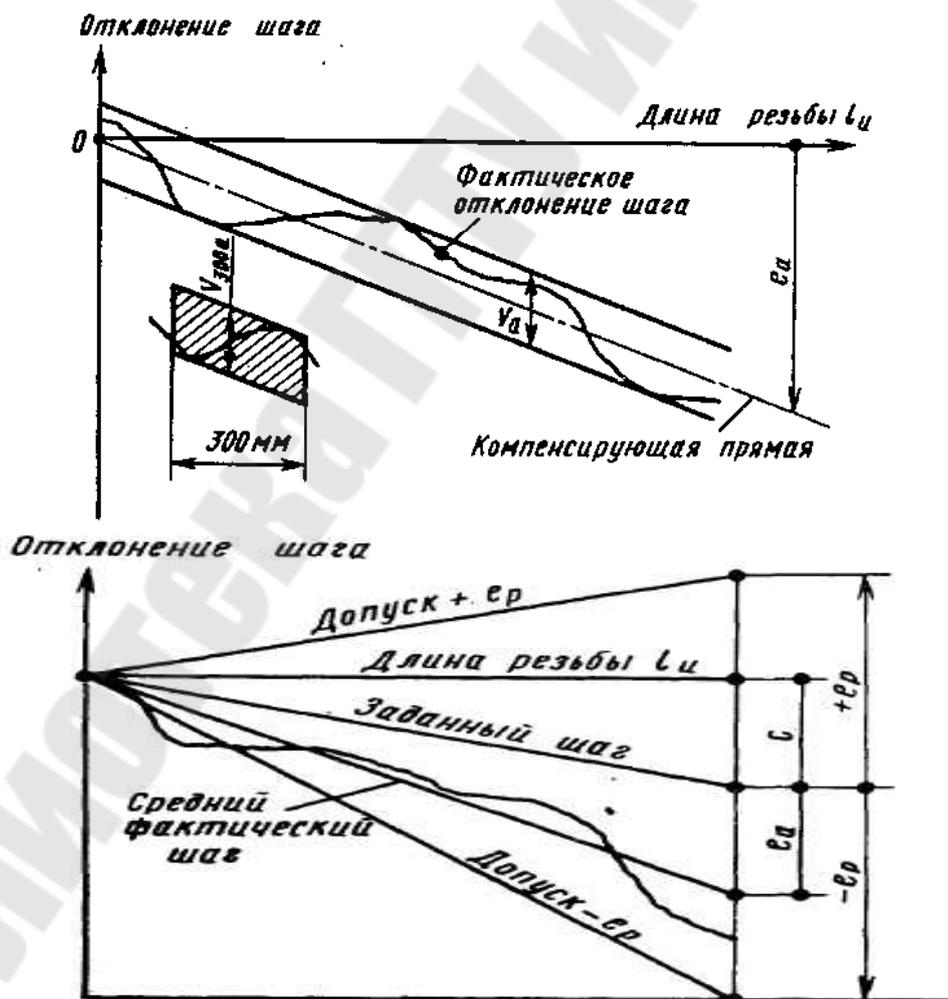


Рис.8. Параметры кинематической точности ШВП

Из характеристики фактического шага определяют компенсирующую прямую (рис.8). Линии допусков ширины полосы проходят параллельно компенсирующей прямой; c — компенсирующее отклонение номинального перемещения от действительного на длине l_u .

Чтобы компенсировать изменения длины винта в результате нагрева или предварительного натяга, определяют заданный шаг или задают с помощью значения e (компенсации) разность между заданным и номинальным шагом на длине l_u . Все отклонения относятся тогда к заданному шагу. Допустимые отклонения шага приведены на рис.8 и в табл.5 Они определены по классам точности в зависимости от длины резьбы.

Значения V_p и $\pm e_p$ можно произвольно выбирать из различных классов допуска, чтобы сузить ширину полосы, определяющую техническую характеристику.

Определить относительную длину винта

$$e = \frac{L}{d_0}.$$

Рассчитать статическую грузоподъемность передачи

$$C_j = 70d_{ш} 0.75(\pi d_0 - 3P)u \sin \alpha \cos \beta,$$

Где α - угол контакта, $d_{ш}$ – диаметр шариков, d_0 – номинальный диаметр винта, u – число витков гайки, $\beta = \arctg \frac{P}{\pi d_0}$

Таблица 4. Точность передач по DIN 69051

Резьба	Класс точности	Накопленная погрешность шага ΔP_a , мкм, на длине винта l_p , мм						
		300	600	900	1200	1500	2000	3000
Шлифованная	5	5	8	11	13	15	19	25
	10	10	16	22	26	31	38	50
	25	25	41	54	66	77	94	125
	50	50	81	108	132	154	189	250
Фрезерованная	25	15	50	75	100	125	167	250
	50	50	100	150	200	250	333	500
	100	100	200	300	400	500	666	1000
	200	200	400	600	800	1000	1330	2000

Таблица 5. Допустимые отклонения шага в пределах длины резьбы

Длина резьбы ,мм		V _p , мкм				±e _p , мкм			
от	до	1Т1	1Т3	1Т5	1Т7	1Т1	1Т3	1Т5	1Т7
0	300	6	12	23	52	-	-	-	-
301	500	7	13	26	57	-	-	-	-
501	630	7	14	29	62	9	16	30	70
631	800	8	16	31	68	10	18	35	80
801	1000	9	17	35	74	11	21	40	90
1001	1250	10	19	39	82	13	24	46	105
1251	1600	11	22	44	93	15	29	54	125
1601	2000	13	25	51	106	18	35	65	150
2001	2500	15	29	59	123	22	41	77	175
2501	3150	17	34	69	143	26	50	93	210
3151	4000	21	41	82	170	32	62	115	260
4001	5000	25	50	99	203	39	76	140	320
5001	6300	30	60	119	244	48	92	170	390
V _{300p}		6	12	23	52	-	-	-	-

Примечание. ±e_p — среднее допустимое отклонение шага, отнесенное к l_и; V_{300p} — допустимая ширина полосы на длине 300 мм; V_p — допустимая ширина полосы на длине l_и.

Согласно DIN 69051 в производстве прецизионных шариковых винтовых передач предусмотрено четыре класса исполнения, каждый из которых имеет суммарную погрешность шага винта, относящуюся к 300 мм длины резьбы (табл. 4 и 5).

Накопленная погрешность шага резьбы винта в пределах нарезанной части l_p винта, мкм,

$$\Delta P = \Delta P_{300} (l_p / 300)^{0.7}$$

где ΔP₃₀₀ — накопленное отклонение перемещения на длине 300 мм, мкм.

3. Содержание отчета

Название работы, цель, оборудование.

Эскиз профиля резьбы

Таблица накопленной погрешности перемещения гайки.

Значения осевого и радиального зазоров и угла контакта α.

Значения длины перемещения и хода передачи.

Значения накопленного внутришагового отклонения перемещения.

Класс точности передачи.

Вид компенсирующей линии.

Таблица результатов измерения.

Эскиз конструкции механизма ШВП.

Расчет всех необходимых параметров механизма.

Расчет суммарной величины осевого смещения с учетом определенного зазора и заданного преподавателем натяга.

Описание метода регулировки натяга

4. Вопросы

1. Классификация ВГК по видам профиля резьбы.
2. Классификация ВГК по предъявляемым требованиям.
3. Какие основные геометрические зависимости присутствуют в механизме ВГК.
4. Описать методы контроля основных параметров ВГК.
5. Как определяются основные математические зависимости механизма ВГК.
6. Область применения, достоинства и недостатки механизма ВГК.
7. Конструкции механизмов возврата шариков.
8. Материалы и термообработка деталей механизма ВГК.
9. Методы определения величины зазора, натяга в механизме ВГК.
10. Методы регулирования зазоров — натягов в механизмах ВГК.

Михайлов Михаил Иванович

**ИЗУЧЕНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ПРИВОДОВ СТАНКОВ И ПЕРЕДАЧ
ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ**

**Лабораторный практикум
по дисциплине «Конструирование и расчет станков»
для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология
машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое
оборудование машиностроительного производства»**

Подписано в печать 05.03.10.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1,06.

Изд. № 189.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>

Отпечатано на цифровом дуплекаторе
с макета оригинала авторского для внутреннего использования.

Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого».

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.