

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ

«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра машиноведения

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе

«Разработка конструкции типового привода подачи станка с ЧПУ»
по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов
специальности Т.03.01 «Технология, оборудование и автоматизация
машиностроения»

Брест 2001

УДК 621.7/9

Методические указания к лабораторной работе «Разработка конструкции типового привода подачи станка с ЧПУ» по дисциплине «Конструирование и расчет станков» для студентов специальности Т.03.01 «Технология, оборудование и автоматизация машиностроения» содержат руководство для выполнения лабораторной работы и могут быть использованы при выполнении курсового проекта по данной дисциплине.

Составитель: С.В. Монтик, доцент, к.т.н.

Рецензент: В.Н. Павлюк, зам. начальника машиностроительного комплекса Брестского электролампового завода

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2001 г.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

Тема: Разработка конструкции типового привода подач станка с ЧПУ

Цель: 1) Изучить основные элементы привода подач станка с ЧПУ
2) Разработать привод подач станка .

1. Конструкция привода подач станков с ЧПУ

Приводами подачи с бесступенчатым регулированием оснащают станки с числовым программным управлением, гибкие производственные модули, станки с адаптивным управлением. Приводы должны обеспечивать широкий диапазон режимов обработки, максимальную производительность, высокую точность позиционирования исполнительных органов.

Благодаря регулированию электродвигателя и упрощению механической части снижается нагрузка на двигатель: повышается КПД привода, снижается его момент инерции, повышается точность исполнения команд.

Для роста производительности станка предусматривают скорость быстрого хода исполнительных узлов 15 м/мин и более, а в легких токарных и сверлильных станках с малыми ходами — высокое быстродействие привода (время разгона до максимальной скорости не превышает 0,2 с).

В связи с увеличением скорости быстрых перемещений и снижением скорости установочных движений диапазон регулирования привода подач станков с ЧПУ весьма широкий: в токарных, фрезерных и расточных станках от 100 до 10 000.

Поскольку доля силы резания в общей нагрузке на привод подачи значительна и в процессе обработки сила резания изменяется в широком диапазоне, требования к статической и динамической жесткости приводов подач станков с ЧПУ намного выше, чем к приводам подач традиционных станков.

В состав исполнительного механизма электромеханического привода подачи входят соединительная муфта 1 (см. рис. 1), тяговое устройство 4, его опоры 3. В приводе может использоваться безззорный редуктор 2, предназначенный для повышения момента на тяговом устройстве или для реализации компоновочных решений.

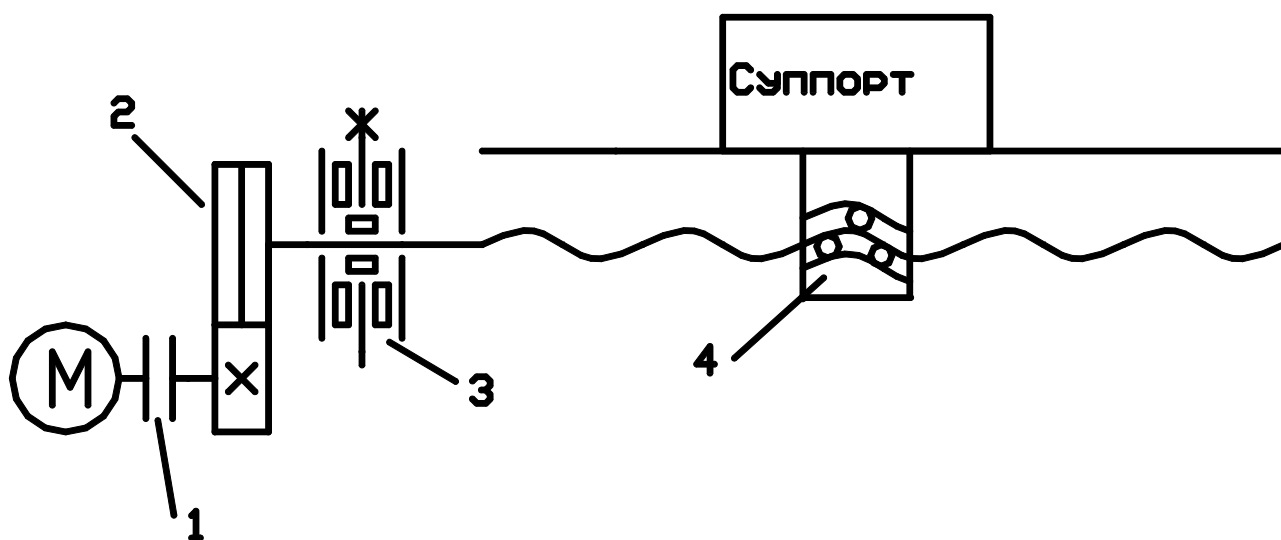


Рисунок 1 – Исполнительный механизм регулируемого электромеханического привода подачи

Вал электродвигателя соединяют с редуктором или тяговым механизмом с помощью упругой беззазорной муфты, применение которой позволяет допустить их относительное смещение, снижает амплитуду изменения крутящего момента при разгоне и торможении привода, предохраняет ходовой винт от нагрева теплотой, выделяемой электродвигателем, снижает колебания в приводе. Применяют муфты с взаимно перпендикулярными пазами, полужесткие муфты с гибким диском, компенсирующие муфты и сифонные муфты.

В приводах подачи в качестве тягового устройства используется передача винт – гайка качения. Передача винт-гайка качения обладает свойствами, позволяющими применять ее как в приводах подачи без отсчета перемещений (универсальных станков, силовых столов агрегатных станков), так и в приводах подачи и позиционирования станков с ЧПУ. Для передачи характерны 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.

Передача состоит из винта, гайки, шариков и устройств для возврата шариков. Обычно применяют передачи с наиболее технологичным полукруглым профилем резьбы. Предварительный натяг, повышающий точность и жесткость передачи, создают осевыми проставками между гайками, винтами, сдвоенной дифференциальной гайкой.

За номинальный размер передачи принимают диаметр d_0 условного цилиндра, на котором расположены центры шариков. Размеры передачи по ГОСТ 25329-82 .

Предпочтительными значениями номинального шага считаются 2,5; 5; 10; 20 мм.

Размеры стандартных винтов передачи винт—гайка качения (см. рис. 2) приведены в табл. 2 . Принятые обозначения: d_0 — номинальный диаметр; p — номинальный шаг; d_1 и l_1 — диаметр и длина шейки винта для квадрата под ключ; d_2 и l_2 — диаметр и длина шейки под компенсирующую муфту; d_3 и l_3 — диаметр и длина шейки под регулировочную гайку; d_4, d_7 , и l_4, l_7 — диаметры и длины опорных шеек винта; d_5 и l_5 - диаметр и длина шейки винта; d_6 и l_6 — диаметр и длина шейки винта под промежуточный элемент. 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. Длина резьбы винта

$$L = l_{\text{н}} + l_{\text{к}} + 2l_{\text{у}} + 2l_{\text{п}} + 2l_{\text{н}}$$

где $l_{\text{н}}$ — перемещение исполнительного органа станка; $l_{\text{к}}$ - длина корпуса гайки; $l_{\text{у}}$ - ширина уплотнения шарико-винтового механизма; $l_{\text{п}}$ - длина перебега; $l_{\text{н}}$ - длина нерабочей части винта. Винты диаметром до 50 мм изготавливают из стали ХВГ и подвергают объемной закалке до нарезания резьбы. Винты диаметром до 100 мм и длиной до 5000 мм в условиях крупносерийного и централизованного производства изготавливают из стали 8ХФ. Их рекомендуют закалывать с индукционным нагревом в кольцевом индукторе. Винты с шагом резьбы 5мм или 10,12, 20 мм, но длиной 1500 мм целесообразно закалывать до нарезания резьбы, а винты с шагом 10, 12, 20 мм и с резьбовым участком длиной до 1000 мм — после нарезания резьбы. Во втором случае предусматривается коррекция профиля резьбы, учитывающая изменение ее шага в результате закалки. На винтах длиной до 3000 мм с шагом 20 мм производится контурная закалка рабочего профиля с нагревом ТВЧ.

Винты класса точности II диаметром свыше 80 мм, длиной до 4000 мм рекомендуется изготавливать из стали 20ХЗМВФ и подвергать азотированию после предварительного улучшения. Резьба таких винтов должна иметь скорректированный шаг для компенсации продольной деформации, которая получается в результате азотирования.

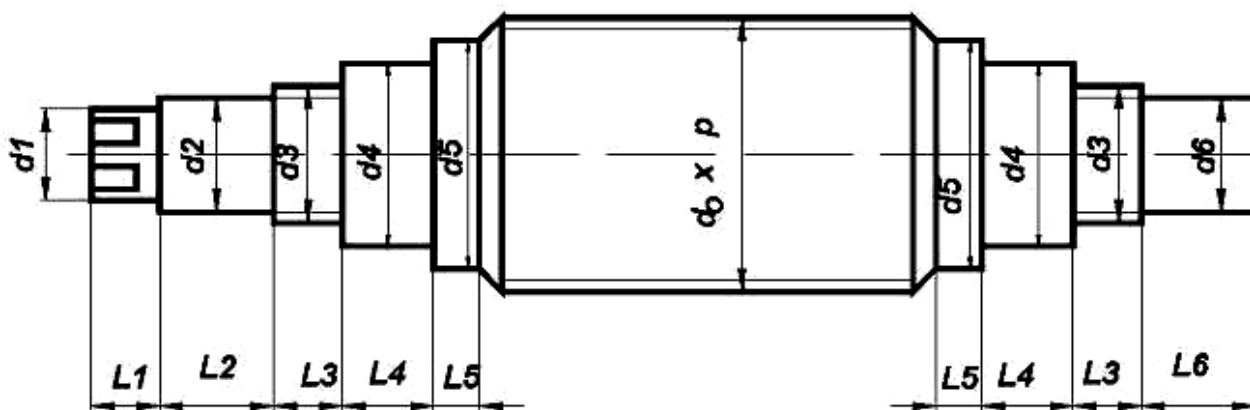


Рисунок 2 – Размеры ходового винта

Гайки рекомендуется изготавливать из стали ШХ15СГ. Допускается применять стали 9ХС и 7ХГ2ВМ с упрочнением объемной закалкой, а также стали 25ХГТ и 12ХНЗА с упрочнением цементацией и последующей объемной закалкой.

Требования к качеству передачи приведены в табл. 1.

Передача с двумя гайками, снабжёнными зубчатыми венцами состоит из винта 2, двух гаек 4 и 6, комплекта шариков 5, корпуса 1 (рис. 3).

Устройства для возврата шариков 3 выполнены в виде вкладышей, вставленных в три окна каждой гайки. Вкладыши соединяют два соседних витка винтовой канавки, сдвинуты друг относительно друга в осевом направлении на один её шаг и разделяют шарики в каждой гайке на три циркулирующие группы. Для тонкого регулирования натяга гайки снабжены зубчатыми венцами на фланцах, которые входят во внутренние зубчатые венцы корпуса. На одном фланце число зубьев на единицу больше, чем на другом.

Если венцы обоих фланцев вывести из корпуса, повернуть гайки в одну сторону на одинаковое число зубьев (на неравные углы) и снова соединить зубчатые венцы, можно благодаря небольшому осевому сближению профилей резьбы гаек создать заданный натяг.

К опорам ходового винта передачи винт – гайка качения предъявляются следующие требования: достаточная осевая жесткость при умеренном предварительном натяге; малое осевое биение; низкие по сравнению с передачей винт – гайка качения момент холостого хода и тепловыделение. Этим требованиям отвечают упорные комбинированные роликовые подшипники типа 504000 (см. табл. 3). Они воспринимают осевую и радиальную нагрузку и поставляются с заданным гарантированным натягом.

2. Проектирование и расчет привода подач станка с ЧПУ

2.1 Разработка и расчет тягового механизма привод подач

В качестве тягового механизма в приводах подач станков с ЧПУ используют передачу винт – гайка качения. При разработке тягового механизма первоначально необходимо определить номинальные размер передачи, размеры ходового винта и выбрать подшипники.

1) Определение длины ходового винта

Длина резьбы ходового винта определяется:

$$L = l_u + l_k + 2l_y + 2l_n + 2l_H, \quad (1)$$

где l_u - требуемое перемещение рабочего органа станка (указано в исходных данных), l_k - длина корпуса гайки, l_y - ширина уплотнения шарико – винтового механизма, l_n - длина перебега, l_H - длина нерабочей части винта.

Для ходовых винтов диаметром 25..40 мм - $l_k + 2l_y + 2l_n + 2l_H \approx 320...360 \text{ мм}$, т. е. $L \approx l_u + (320..360), \text{ мм}$.

2) Определение номинального диаметра передачи винт - гайка

Для одностороннего закрепления винта длина винта не должна превышать 20 .. 25 его диаметров, т. е. :

$$d_o \approx \frac{L}{20..25}, \quad (2)$$

где d_o - номинальный диаметр передачи винт – гайка качения. Полученный расчетный диаметр d_o округляют до стандартного и по таблице 1 выбирают передачу винт – гайка качения и выписывают ее характеристики.

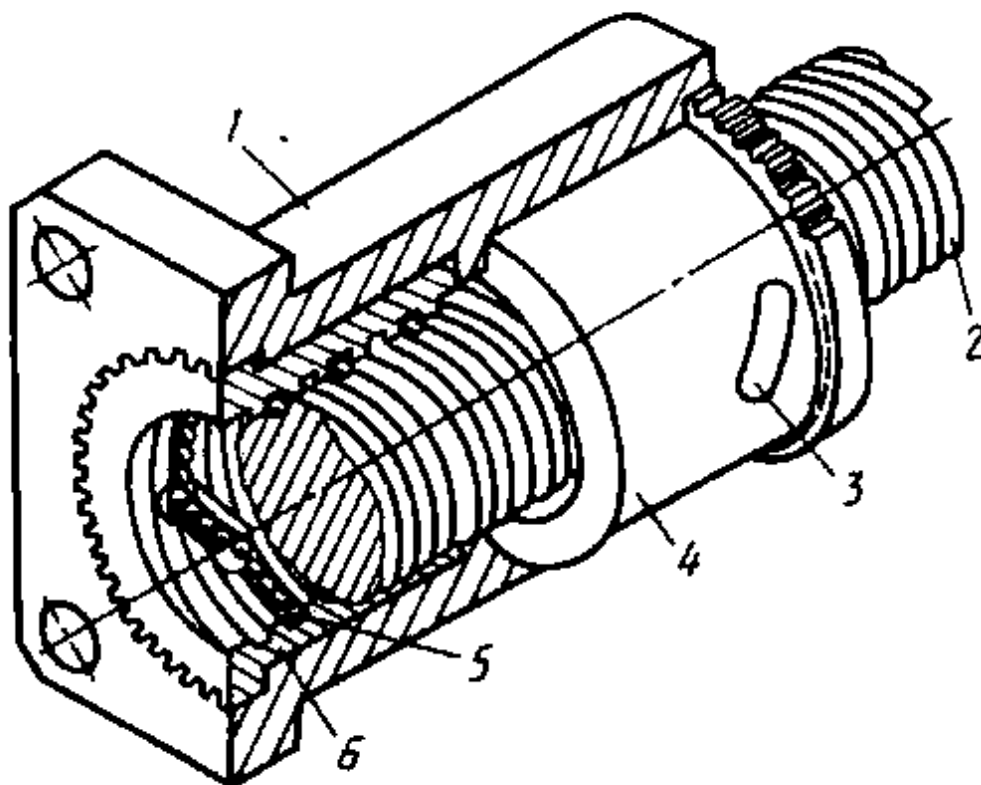


Рисунок 3 – Передача винт – гайка качения с двумя гайками, снабженными зубчатыми венцами

3) Определение размеров ходового винта и выбор подшипников

Исходя из d_o и шага передачи p , выбирают ходовой винт по таблице 2 и выписывают его размер. Затем по диаметру d_4 опорных шеек винта выбирают упорные комбинированные роликовые подшипники типа 504000 (см. таблицу 3) и выписывают их обозначение, размеры и осевую жесткость.

4) Определение статической грузоподъемности передачи

Статическая грузоподъемность, H , определяется

$$C_o = 70k_z d_1 (\pi d_o - 3p) u \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta, \quad (3)$$

d_1 - диаметр шарика, мм; $d_1 \approx 0,6p$

k_z - коэффициент, учитывающий погрешности шага резьбы, $k_z = 0,7 - 0,8$;

α - угол контакта шарика с винтом и гайкой, $\alpha = 45^\circ$;

β - угол наклона винтовой линии резьбы, $\beta = \arctg \frac{p}{\pi d_o}$;

p - шаг резьбы, мм;

u - число рабочих витков передачи, $u = 6$.

Затем выполняется проверка передачи по статической грузоподъемности.

Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$C_o \leq [C_o],$$

где $[C_o]$ - базовая статическая грузоподъемность (см. таблицу 1).

В противном случае необходимо выбрать передачу с большим диаметром ходового винта и повторить расчет.

5) Определение динамической грузоподъемности передачи

Динамическая грузоподъемность, N , определяется

$$C = \frac{f_h f_W}{f_n f_H} \cdot \frac{F_{\text{экв}}}{K_v}, \quad (4)$$

где $F_{\text{экв}}$ - эквивалентная осевая нагрузка, N , которая определяется

$$F_{\text{экв}} = Q = F_{\text{рез}} + fN,$$

где $F_{\text{рез}}$ - сила резания (указана в исходных данных);

$N = mg$ - нормальная нагрузка на гранях направляющих, m - масса суппорта, кг; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения; $f = 0.16$ - коэффициент трения в направляющих;

K_v - число рабочих витков передачи, $K_v = 6$;

f_h - коэффициент долговечности,

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}, L_h - \text{долговечность}, L_h = (5..10) \cdot 10^3 \text{ ч};$$

f_n - коэффициент частоты вращения, $f_n = 3\sqrt{\frac{100}{n_{\text{Э}}}}$, $n_{\text{Э}}$ - эквивалентная

частота вращения; для упрощения расчетов за эквивалентную частоту вращения принимаем частоту, соответствующую средней частоте вращения двигателя, т. е.

$$n_{\text{Э}} = 0,5(n_{S \text{ min}} + n_{S \text{ max}});$$

f_H - коэффициент твердости материала

f_H	0,5	0,7	1
HRC _Э	50	55	58..60

f_W - коэффициент характера нагрузки, для станков $f_W = 1,2$.

Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$C \leq [C],$$

где $[C]$ - базовая динамическая грузоподъемность передачи винт – гайка

качения (см. таблицу 1).

В противном случае необходимо выбрать передачу с большим диаметром ходового винта и повторить расчет.

6) Расчет винта на устойчивость по критической осевой силе

Если достаточно длинный винт работает на сжатие, то его проверяют на устойчивость при наибольшем тяговом усилии Q_{max} . Для обеспечения устойчивости ходового винта его диаметр d_o , м, должен быть

$$d_o \geq 4\sqrt{\frac{64k_y Q_{\text{max}} (\mu l)^2}{\pi^3 E}}, \quad (5)$$

где Q_{max} - наибольшее тяговое усилие (принимается равным осевой нагрузке на привод $Q_{\text{max}} = F_{\text{рез}} + fN$), Н;

l - наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта (принимаем равным длине перемещения рабочего органа станка), м;

μ - коэффициент, зависящий от характера заделки концов ходового винта; при одном защемленном конце и втором свободном $\mu=2$;

k_y - коэффициент запаса устойчивости, $k_y=3$;

E - модуль упругости, $E=210 \cdot 10^9$ Па.

7) Расчет винта на устойчивость по критической частоте вращения

В момент быстрых перемещений рабочего органа станка, когда винт вращается с высокой частотой, центробежные силы могут вызвать потерю его устойчивости, что проявляется в наступлении вибрации.

Максимальная частота вращения винта, мин^{-1} :

$$n_{\text{в}} = 10^3 k V_{\text{бх}} / p, \quad (6)$$

где p – шаг ходового винта, мм; $V_{\text{бх}}$ – скорость быстрого хода, м/мин; $k=1,2..1,5$ – коэффициент несовпадения частоты вращения винта с частотой его собственных колебаний.

Для обеспечения устойчивости диаметр винта, см, должен быть

$$d_o \geq 10^{-7} \mu l \cdot n_{\text{в}}, \quad (7)$$

где l - наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта (принимаем равным длине перемещения рабочего органа станка), см; $\mu=2$.

8) Расчет жесткости привода подачи

Фактическая жесткость привода подачи определяется:

$$\frac{1}{J} = \frac{1}{J_B} + \frac{1}{J_{\text{ВГК}}} + \frac{1}{J_O}, \quad (8)$$

где J – жесткость привода; J_B – осевая жесткость ходового винта, $J_{\text{ВГК}}$ – осевая жесткость передачи винт – гайка качения, J_O – осевая жесткость опор ходового винта.

Жесткость ходового винта J_B при одностороннем закреплении определяется:

$$J_B = \frac{\pi d_o^2 E}{4l}, \quad (9)$$

где l - наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта (принимаем равным длине перемещения рабочего органа станка), м; d_o – в м; $E= 210 \cdot 10^9$ Па; J_B – в Н/м.

Жесткость опор J_O при использовании упорных комбинированные роликовых подшипников типа 504000 равна их осевой жесткости (см. п. 3 и таблицу 3).

Жесткость передачи винт – гайка качения $J_{ВГК}$ с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыши определяется:

$$J_{ВГК} = 6K_{\delta} K_B \left(\frac{d_o}{p} - 1\right) \sqrt[3]{0,1 P_H p}, \quad (10)$$

где $K_{\delta} = 0,3..0,5$ – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки; K_B – число рабочих витков передачи, $K_B=6$; P_H – сила натяга, Н; d_o – в мм; $J_{ВГК}$ – в Н/мкм.

Силу натяга обычно принимают

$$P_H = (1,5..2) P_{H \min}, \quad (11)$$

где $P_{H \min}$ – минимально допустимая сила предварительного натяга, Н, определяемая из выражения

$$P_{H \min} = \frac{Q}{2k_z Z_B K_B \sin \alpha}, \quad (12)$$

где Q – осевая нагрузка на привод $Q = F_{рез} + fN$, Н;

d_1 – диаметр шарика, мм; $d_1 \approx 0,6p$;

k_z – коэффициент, учитывающий погрешности шага резьбы, $k_z=0,7 - 0,8$;

α – угол контакта шарика с винтом и гайкой, $\alpha = 45^\circ$;

p – шаг резьбы, мм;

K_B – число рабочих витков передачи, $K_B=6$;

Z_B – число рабочих шариков в одном витке гайки:

$$Z_B = \frac{\pi d_o}{d_1} - \frac{3p}{d_1}.$$

При определении жесткости приводы по (8) жесткость составляющих приводят к одной размерности.

Требуемая жесткость $J_{ТР}$ (Н/мкм) привода по условию отсутствия резонанса определяется

$$J_{ТР} = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m, \quad (13)$$

где m – масса узлов механической части привода (принимается равной массе суппорта), кг; f – собственная частота колебаний механической части

привода, $f = (3..3.5)f_1$, Гц; f_1 – частота импульсов, вырабатываемая системой измерения перемещений, для малых и средних станков $f_1 = 15..25$ Гц.

Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$J \geq J_{TP}. \quad (14)$$

2.2. Выбор электродвигателя постоянного тока для привода подач

1) Определение частот вращения двигателя

Частота вращения двигателя, соответствующая S_{\min}

$$n_{S \min} = \frac{S_{\min}}{ip} \quad (15)$$

Частота вращения двигателя, соответствующая S_{\max}

$$n_{S \max} = \frac{S_{\max}}{ip} \quad (16)$$

Частота вращения двигателя, соответствующая $V_{\text{бх}}$

$$n_{V_{\text{бх}}} = \frac{1000V_{\text{бх}}}{ip} \quad (17)$$

В данных выражениях: p – шаг ходового винта, мм; $V_{\text{бх}}$ – скорость быстрого хода, м/мин; i – передаточное отношение редуктора (в данной схеме привода редуктор отсутствует); подачи S – в мм/мин; n – в мин^{-1} .

2) Определение расчетных моментов на валу двигателя

Приведенный к валу двигателя момент от сил резания, Н м :

$$M_p = \frac{F_{\text{рез}} p i}{2\pi \eta_B \eta_p}, \quad (18)$$

где $F_{\text{рез}}$ – проекция сил резания на направление подачи, Н; p – шаг ходового винта, м; η_B – КПД передачи винт – гайка качения ($\eta_B = 0,85..0,9$); η_p – КПД редуктора (в данном приводе подач редуктор отсутствует).

Приведенный момент от силы тяжести узлов, перемещаемых вертикально или наклонно, Н м :

$$M_G = \frac{G p i \sin \alpha}{2\pi \eta_B \eta_p}, \quad (19)$$

где G – вес перемещаемых узлов, Н; α - угол наклона направляющих. В данном приводе рабочий орган (суппорт) перемещается горизонтально и момент от силы тяжести узлов не учитывается ($\alpha = 0^\circ$).

Приведенный момент от сил трения в направляющих, Н м :

$$M_{TH} = \frac{F_{TH} p i}{2\pi \eta_B \eta_p}, \quad (20)$$

где F_{TH} – сила трения в направляющих:

$$F_{TH} = Nf,$$

N – нормальная реакция на гранях направляющих, равна весу G перемещаемых узлов (т. к. направляющие горизонтальны), Н; f – коэффициент трения (для чугунных направляющих – 0,16; для направляющих из наполненного фторопласта – 0,04..0,06).

Приведенный момент от сил трения в передаче винт – гайка качения, Н м:

$$M_{TB} = \frac{M_{XX}^i}{\eta_p}, \quad (21)$$

где M_{XX} – момент холостого хода передачи винт – гайка качения (см. таблицу 1 и п. 2.1.2)

Приведенный момент от сил трения в опорах ходового винта, Н м :

$$M_{ТП} = \frac{(F_{PEЗ} + F_{TH}) \mu d_m k i}{3\eta_B \eta_p}, \quad (22)$$

где μ - условный коэффициент трения: $\mu = 0,003..0,004$ м; $d_m = 0.5(D+d)$ – средний диаметр подшипника, м; k – коэффициент, учитывающий конструкцию опор винта (при одной дуплексированной опоре $k=2$).

Расчетный статический момент привода при установившемся движении рабочего органа на быстром ходу

$$M_{V6} = M_G + M_{TH} + M_{TB} + M_{ТП} \quad (23)$$

при обработке резанием

$$M_s = M_G + M_{TH} + M_{TB} + M_{ТП} + M_P \quad (24)$$

В данных формулах для простоты расчета момент от сил трения в направляющих принимаем одинаковым как при резании, так и при быстрых перемещения.

3) Предварительный выбор электродвигателя постоянного тока

Выбираем электродвигатель исходя из расчетных моментов привода на быстром ходу и при резании, а также частот вращения двигателя при рабочих подачах и быстрых перемещениях. Необходимо, чтобы для выбранного двигателя выполнялись условия

$$M_{ном} \geq M_s \quad (25)$$

$$M_{n_{max}} \geq M_{V_{\bar{b}x}},$$

$$n_{ном} \geq n_{S_{max}},$$

$$n_{max} \geq n_{V_{\bar{b}x}}$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя; $M_{n_{max}}$ – момент двигателя при максимальной частоте вращения; $n_{ном}$, n_{max} – номинальная и максимальная частоты вращения двигателя. Выбор двигателя выполняется по таблице 4. Для выбранного двигателя выпишите его характеристики.

4) Определение динамического момента на двигателе

Динамический момент M_d на валу двигателя определяется по суммарному моменту инерции привода I_{Π} , приведенному к валу двигателя, и собственному моменту инерции I_d ротора двигателя

$$M_d = (I_{\Pi} + I_d)\varepsilon, \quad (26)$$

где ε - угловое ускорение, рад/с²; I_d - моменту инерции ротора двигателя (выбирается для выбранного двигателя по таблице 4), кг м².

Момент инерции привода I_{Π} , кг м², равен

$$I_{\Pi} = I_y + I_3 + I_B, \quad (27)$$

где I_y – момент инерции линейно перемещаемых узлов, кг м²:

$$I_y = \frac{mi^2 p^2}{4\pi^2}, \quad (28)$$

m – масса суппорта, кг; p - шаг ходового винта, м; i - передаточное отношение редуктора (в данном приводе подач редуктор отсутствует, поэтому не учитывается i);

I_3 - момент инерции зубчатой передачи (в данном приводе не учитывается, т. к. нет зубчатых передач);

I_B – момент инерции ходового винта, кг м² :

$$I_B = \frac{\pi d_o^4 L \rho_i^2}{32}, \quad (29)$$

d_o , L – номинальный диаметр и длина ходового винта (см. п. 2.1.1 – 2.1.3), м; $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – плотность стали.

Угловое ускорение двигателя при изменении скорости движения в неустановившемся режиме работы по линейному закону

$$\varepsilon = \frac{\pi n_V \bar{b}x}{30t \eta_B \eta_P}, \quad (30)$$

где n_V – частота вращения двигателя на быстром ходе (см. п. 2.2.1),

мин⁻¹; t – время разгона, с; η_B – КПД передачи винт – гайка качения ($\eta_B = 0,85..0,9$); η_P – КПД редуктора (в данном приводе подач редуктор отсутствует).

Время разгона t , с, определяется как

$$t = \frac{V_{\bar{b}x}}{60a}, \quad (31)$$

где $V_{\bar{b}x}$ – скорость быстрого хода, м/мин; a – линейное ускорение (для станков с ЧПУ нормальной точности принимается $0,8..1,5$ м/с², для повышенной точности – $0,2..0,4$ м/с²), м/с².

5) Определение расчетного момента на двигателе при неустановившемся режиме работы

Расчетный момент M_{HP} , Н м, на двигателе при неустановившемся режиме работы в процессе разгона и электрического торможения определяется

$$M_{HP} = M_G + M_{TH} + M_{TB} + M_{TP} + M_D. \quad (32)$$

Для упрощения расчетов считаем, что моменты трения в направляющих, передаче винт – гайка и подшипниках не изменяются при изменении скорости движения суппорта.

6) Проверка правильности выбора двигателя

Для выбранного двигателя должно выполняться условие: максимальный момент M_{MAX} двигателя (см. таблицу 4) должен быть не меньше расчетного момента M_{HP} на двигателе при неустановившемся режиме, т.е.

$$M_{MAX} \geq M_{HP} \quad (33)$$

При невыполнении этого условия необходимо принять двигатель с большим крутящим моментом и повторить расчет с п.2.2.3.

3 Пример расчета привода подач

Исходные данные

Сила резания $F_{РЕЗ}$, Н	Длина хода рабочего органа l , мм	Твердость рабочих поверхностей передачи HRC	Скорость быстрого хода $V_{БХ}$, м/мин	Масса рабочего органа m, кг	Рабочие подачи, мм/мин	
					S_{MIN}	S_{MAX}
2500	300	55	5	100	10	1200

Схема привода подач – см. рис. 5.

Разработка и расчет тягового механизма привод подач

1) Определение длины ходового винта

$$L \approx l_u + (320..360) = 300 + 340 = 640 \text{ мм.}$$

2) Определение номинального диаметра передачи винт - гайка

$$d_o \approx \frac{L}{20..25} = \frac{640}{20} = 32 \text{ мм}$$

Выбираем передачу винт – гайка качения и выписывают ее характеристики из таблицы 1.

Параметры передачи винт – гайка качения

Номинальный диаметр d_o , мм	Шаг резьбы p , мм	Осевая жесткость, Н/мкм, не менее	Статическая грузоподъемность S_o , Н	Динамическая грузоподъемность C , Н	Момент холостого хода, Н м
32	6	550	29900	12000	0,21..0,45

3) Определение размеров ходового винта и выбор подшипников

Исходя из d_o и шага передачи p , выбираем ходовой винт по таблице 2 и выписываем его размер.

Размеры ходового винта, мм (см. рис. 1)

$d_0 \times P$	d_1	L_1	d_2	L_2	d_3	L_3	d_4	L_4	d_5	L_5	d_6	L_6	d_7	L_7
32x6	14	11	16	40	M20x1.5	35	20	78	28,2	30	14	15	20	20

Затем по диаметру d_4 опорных шеек винта выбираем упорные комбинированные роликовые подшипники типа 504000 (см. таблицу 3) и выписываем их обозначение, размеры и осевую жесткость.

Роликовые радиальные подшипники и игольчатыми роликами и двойные упорные комбинированные (по ГОСТ 26290-84)

Обозначение	Внутренний диаметр d , мм	Наружный диаметр D , мм	Ширина B , мм	Осевая жесткость, Н/мкм
504704	20	52	46	2100

4) Определение статической грузоподъемности передачи

Угол наклона винтовой линии резьбы

$$\beta = \arctg \frac{p}{\pi d_o} = \arctg \frac{6}{3.14 * 32} = 3.42^\circ$$

Диаметр шарика $d_1 \approx 0,6p = 0.6 * 6 = 3.6 \text{ мм}$

Принимаем стандартный диаметр $d_1 = 4 \text{ мм}$

Статическая грузоподъемность

$$C_o = 70 k_z d_1 (\pi d_o - 3p) u \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta = 70 * 0.7 * 3.6 * (3.14 * 32 - 3 * 6) * 6 * \sin 45^\circ \sin 3,42^\circ = 4091 \text{ Н}$$

Выполняем проверку передачи по статической грузоподъемности. Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$C_o \leq [C_o] \quad 4091 \text{ Н} < 29900 \text{ Н}$$

Условие выполняется.

5) Определение динамической грузоподъемности передачи

Число рабочих витков передачи $K_g = 6$

Коэффициент долговечности,

$$f_h = 3 \sqrt{\frac{L_h}{500}} = 3 \sqrt{\frac{5000}{500}} = 2,154$$

$$L_h - \text{долговечность}, L_h = (5..10) \cdot 10^3 \text{ ч};$$

Для упрощения расчетов за эквивалентную частоту вращения принимаем частоту, соответствующую средней частоте вращения двигателя, т. е.

$$n_{\text{Э}} = 0,5(n_{S \text{ min}} + n_{S \text{ max}})$$

Частота вращения двигателя, соответствующая S_{min}

$$n_{S \text{ min}} = \frac{S_{\text{min}}}{p} = \frac{10}{6} = 1,67 \text{ мин}^{-1}$$

Частота вращения двигателя, соответствующая S_{max}

$$n_{S \text{ max}} = \frac{S_{\text{max}}}{p} = \frac{1200}{6} = 200 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{Э}} = 0,5(n_{S \text{ min}} + n_{S \text{ max}}) = 0,5(1,67 + 200) = 100,8 \text{ мин}^{-1}$$

$$\text{Коэффициент частоты вращения } f_n = 3 \sqrt{\frac{100}{n_{\text{Э}}}} = 3 \sqrt{\frac{100}{100,8}} = 0,997$$

$$\text{Коэффициент твердости материала } f_H = 0,7$$

$$\text{Коэффициент характера нагрузки для станков } f_W = 1,2$$

Эквивалентная осевая нагрузка

$$F_{\text{эkv}} = Q = F_{\text{рез}} + fN = 2500 + 0,16 \cdot 100 \cdot 9,8 = 2657 \text{ Н},$$

Динамическая грузоподъемность

$$C = \frac{f_h f_W}{f_n f_H} \cdot \frac{F_{\text{эkv}}}{K_v} = \frac{2,154 \cdot 1,2 \cdot 2657}{0,997 \cdot 0,7 \cdot 6} = 1640 \text{ Н}$$

Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$C \leq [C] \quad 1640 \text{ Н} < 12000 \text{ Н}$$

Условие выполняется.

6) Расчет винта на устойчивость по критической осевой силе

Для обеспечения устойчивости ходового винта его диаметр d_o должен быть

$$d_o \geq \sqrt[4]{\frac{64k_y Q_{\max} (\mu l)^2}{\pi^3 E}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 3 * 2657 * (2 * 0.3)^2}{3.14^3 * 210 * 10^9}} = 0,013 \text{ м.}$$

Условие выполняется.

7) Расчет винта на устойчивость по критической частоте вращения

Максимальная частота вращения винта:

$$n_e = 10^3 kV_{\text{бх}} / p = 1000 * 1,3 * 5 / 6 = 1083 \text{ мин}^{-1}$$

Для обеспечения устойчивости диаметр винта должен быть

$$d_o \geq 10^{-7} \mu l \cdot n_e = 10^{-7} * 2 * 30 * 1083 = 0,65 \text{ см}$$

Условие выполняется.

8) Расчет жесткости привода подачи

Число рабочих шариков в одном витке гайки:

$$Z_B = \frac{\pi d_o}{d_1} - \frac{3p}{d_1} = \frac{3.14 * 32 - 3 * 6}{4} \approx 21.$$

Минимально допустимая сила предварительного натяга

$$P_{H \min} = \frac{Q}{2k_z Z_B K_B \sin \alpha} = \frac{2657}{2 * 0.7 * 21 * 6 * \sin 45^\circ} = 21.3 \text{ Н}$$

Сила натяга

$$P_H = (1,5..2) P_{H \min} = 2 * 21,3 = 42,6 \text{ Н}$$

Жесткость передачи винт – гайка качения $J_{ВГК}$ с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыши

$$J_{ВГК} = 6K_\delta K_B \left(\frac{d_o}{p} - 1\right) \sqrt[3]{0,1 P_H p} = 6 * 0.4 * 6 * \left(\frac{32}{6} - 1\right) \sqrt[3]{0.1 * 42.6 * 6} =$$

$$= 180 \text{ Н/мкм}$$

Жесткость ходового винта J_B при одностороннем закреплении определяется:

$$J_B = \frac{\pi d_o^2 E}{4l} = \frac{3.14 * 0.032^2 * 210 * 10^9}{4 * 0.3} = 5.6 * 10^8 \frac{\text{Н}}{\text{м}} = 560 \frac{\text{Н}}{\text{мкм}}$$

Жесткость опор J_O при использовании упорных комбинированных роликовых подшипников типа 504000 равна их осевой жесткости

$$J_0 = 2100 \text{ Н/мкм}$$

Фактическая податливость привода подачи определяется:

$$\frac{1}{J} = \frac{1}{J_B} + \frac{1}{J_{ВГК}} + \frac{1}{J_0} = \frac{1}{560} + \frac{1}{180} + \frac{1}{2100} = 0.008 \frac{\text{мкм}}{\text{Н}}$$

Жесткость привода подачи $J = 125 \text{ Н/мкм}$

Собственная частота колебаний механической части привода

$$f = (3..3.5)f_i = 3 * 15 = 45 \text{ Гц}$$

Требуемая жесткость $J_{ТР}$ привода по условию отсутствия резонанса определяется

$$J_{ТР} = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m = 4 \cdot 10^{-6} * 3.14^2 * 45^2 * 100 = 8 \text{ Н / мкм}$$

Необходимо, чтобы выполнялось условие

$$J \geq J_{ТР}. \quad 125 \text{ Н/мкм} > 8 \text{ Н/мкм}$$

Условие выполняется

Выбор электродвигателя постоянного тока для привода подач

1) Определение частот вращения двигателя

Частота вращения двигателя, соответствующая S_{\min}

$$n_{S \min} = \frac{S_{\min}}{p} = \frac{10}{6} = 1.67 \text{ мин}^{-1}$$

Частота вращения двигателя, соответствующая S_{\max}

$$n_{S \max} = \frac{S_{\max}}{p} = \frac{1200}{6} = 200 \text{ мин}^{-1}$$

Частота вращения двигателя, соответствующая $V_{\text{бх}}$

$$n_{V_{\text{бх}}} = \frac{1000 V_{\text{бх}}}{p} = \frac{1000 * 5}{6} = 833.3 \text{ мин}^{-1}$$

2) Определение расчетных моментов на валу двигателя

Приведенный к валу двигателя момент от сил резания (см. рис.4):

$$M_p = \frac{F_{рез} p}{2\pi \eta_B} = \frac{2500 * 0.006}{2 * 3.14 * 0.85} = 2,81 \text{ Н * м}$$

Приведенный момент от силы тяжести узлов $M_G = 0$, т. к. привод расположен горизонтально (см. рис.4).

Сила трения в направляющих $F_{TH} = Nf$, где $N = G = mg$, т. е.

$$F_{TH} = 9.8 * 100 * 0.16 \cong 160 \text{ Н}$$

Приведенный момент от сил трения в направляющих:

$$M_{TH} = \frac{F_{TH} P}{2\pi\eta_B} = \frac{160 * 0,006}{2 * 3,14 * 0,85} = 0,18 \text{ Н} * \text{ м}$$

Приведенный момент от сил трения в передаче винт – гайка качения равен момент холостого хода передачи винт – гайка качения, т. к. в данном приводе редуктор отсутствует:

$$M_{ТВ} = M_{ХХ} = 0,33 \text{ Н м.}$$

Средний диаметр подшипника $d_m = 0.5(D+d) = 0,5 * (52+20) = 36 \text{ мм} = 0,036 \text{ м}$

Приведенный момент от сил трения в опорах ходового винта:

$$M_{ТП} = \frac{(F_{PEЗ} + F_{TH}) \mu d_m^k}{3\eta_B} = \frac{(2500 + 160) * 0.003 * 0.036^2}{3 * 0.85} = 0.23 \text{ Н м}$$

Расчетный статический момент привода при установившемся движении рабочего органа на быстром ходу

$$M_{Vб} = M_G + M_{TH} + M_{ТВ} + M_{ТП} = 0 + 0,18 + 0,33 + 0,23 = 0,74 \text{ Н м.}$$

при обработке резанием

$$M_s = M_G + M_{TH} + M_{ТВ} + M_{ТП} + M_P = 0 + 0,18 + 0,33 + 0,23 + 2,81 = 3,55 \text{ Н м.}$$

3) Предварительный выбор электродвигателя постоянного тока

Необходимо, чтобы для выбранного двигателя выполнялись условия

$$M_{ном} \geq M_s$$

$$M_{n_{max}} \geq M_{V_{бх}}$$

$$n_{ном} \geq n_{S_{max}}$$

$$n_{max} \geq n_{V_{бх}}$$

Выбираем электродвигатель с ПБВ 100 М со следующими параметрами:

Номинальный момент $M_{НОМ}$, Н м	7,16
Номинальная частота вращения $n_{НОМ}$, мин ⁻¹	1000
Длительный момент при пуске $M_{МАХ}$, Н м	70

Момент при максимальной частоте вращения $M_{n_{\max}}$, Н м	6,8
Максимальная частота вращения в длительном режиме n_{\max} , мин ⁻¹	2000
Момент инерции якоря I_d , кг м ²	0,01

Для данного двигателя все перечисленные выше условия выполняются.

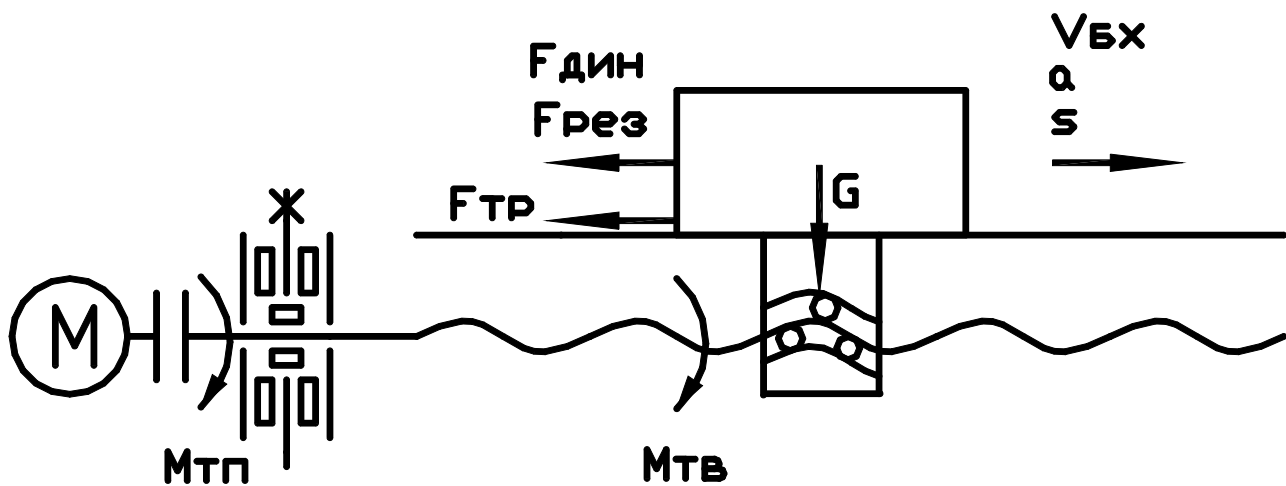


Рисунок 4 – Расчетная схема привода подачи станка с ЧПУ: a – ускорение суппорта при разгоне и торможении; s – рабочая подача; $V_{бх}$ – скорость быстрого хода; $F_{рез}$, $F_{тр}$, $F_{дин}$ – соответственно силы резания, трения в направляющих и динамическая сила, возникающая при разгоне и торможении; G – вес суппорта; $M_{тв}$, $M_{тп}$ – соответственно моменты трения в передаче винт – гайка качения и комбинированном подшипнике

4) Определение динамического момента на двигателе

Момент инерции линейно перемещаемых узлов:

$$I_U = \frac{mp^2}{4\pi^2} = \frac{100 * 0,006^2}{4 * 3,14^2} = 0,00009 \text{ кг} * \text{м}^2$$

Момент инерции ходового винта:

$$I_B = \frac{\pi d_o^4 L \rho}{32} = \frac{3,14 * 0,032^4 * 0,64 * 7,8 * 10^3}{32} = 0,0005 \text{ кг} * \text{м}^2$$

Момент инерции привода I_{Π} равен

$$I_{\Pi} = I_{У} + I_{В} = 0,00059 \text{ кг м}^2$$

Время разгона

$$t = \frac{V_{\text{бх}}}{60a} = \frac{5}{60 \cdot 0,8} = 0,1 \text{ с}$$

Угловое ускорение двигателя

$$\varepsilon = \frac{\pi n V_{\text{бх}}}{30 t \eta_{В}} = \frac{3,14 \cdot 833,3}{30 \cdot 0,1 \cdot 0,85} = 1026 \text{ рад/с}^2$$

Динамический момент $M_{д}$ на валу двигателя

$$M_{Д} = (I_{\Pi} + I_{Д}) \varepsilon = (0,00059 + 0,01) \cdot 1026 = 10,26 \text{ Н м.}$$

5) Определение расчетного момента на двигателе при неустановившемся режиме работы

$$M_{HP} = M_{G} + M_{TH} + M_{TB} + M_{ТП} + M_{Д} = 0 + 0,18 + 0,33 + 0,23 + 10,26 = 11 \text{ Н м.}$$

6) Проверка правильности выбора двигателя

Для выбранного двигателя должно выполняться условие:

$$M_{MAX} \geq M_{HP} \quad 70 \text{ Н м} > 11 \text{ Н м.}$$

Условие выполняется. Электродвигатель выбран правильно.

4. Порядок выполнения

- 1) Используя наглядные пособия, передачу винт - гайка качения, токарно-винторезный станок с ЧПУ 16К20Ф3, а также содержание пункта 1, изучите конструкцию привода подач станка с ЧПУ и устройство передачи винт - гайка качения. Ответьте на контрольные вопросы.
- 2) Выполните разработку и расчет тягового механизма привод подач, выбор электродвигателя постоянного тока для привода подач по методике изложенной в п. 2 и 3. Исходные данные для расчета даны в таблице 5.
- 3) Оформите отчет

5. Содержание отчета

- 1) Тема, цель
- 2) Исходные данные и схема привода подач
- 3) Расчет привода подач

6 Контрольные вопросы

- 1) Из каких частей состоит исполнительный механизм привода подачи станка с ЧПУ ?
- 2) Какие характеристики привода подачи улучшаются благодаря применению регулируемого электродвигателя?
- 3) Из каких частей состоит передача винт – гайка качения?
- 4) Как регулируется натяг в передаче винт – гайка качения?
- 5) Назовите достоинства и недостатки передачи винт – гайка качения
- 6) Из каких материалов изготавливают передачу винт – гайка качения?
- 7) Какие подшипники используются в опорах ходового винта привода подачи станков с ЧПУ?

Список литературы

1. Кочергин А.И. Конструирование и расчет станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов.-Мн.:Выш.шк.,1991.-382 с.
2. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов . Под ред. В.Э. Пуша. - М: Машиностроение,1985.-256 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – Параметры передачи винт – гайка качения

Номинальный диаметр d_o , мм	Шаг резьбы p , мм	Осевая жесткость, Н/мкм, не менее	Статическая грузоподъемность C_o , Н	Динамическая грузоподъемность C , Н	Момент холостого хода, Н м
20	5	300	15500	6200	0,08..0,16
25	5	420	20000	8900	0,1..0,26
32	5	590	26700	11000	0,2..0,5
32	6	550	29900	12000	0,21..0,45
40	5	750	35300	12300	0,33..0,82
40	6	700	37800	13400	0,3..0,76
40	10	620	61100	30400	0,25..0,63
50	5	960	44900	13500	0,52..1,3
50	6	910	52920	15800	0,5..1,2
50	10	850	80200	34100	0,46..1,14
50	12	750	81900	34500	0,45..0,98

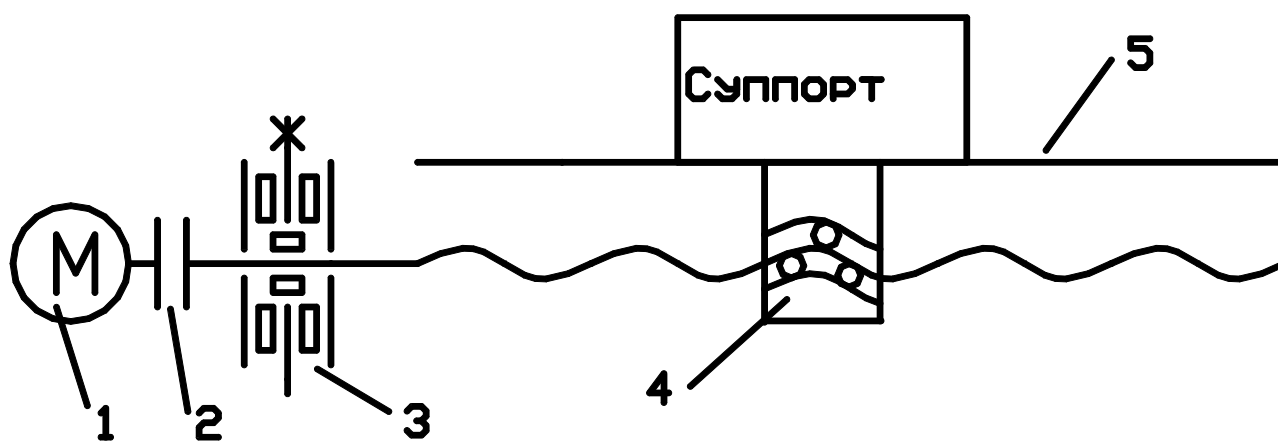


Рисунок 5 – Схема проектируемого привода подачи станка с ЧПУ: 1 – двигатель постоянного тока, 2 – соединительная муфта, 3 – комбинированный подшипник, 4 – передача винт – гайка качения, 5 – неподвижная направляющая

Таблица 2 – Основные размеры ходовых винтов, мм (см. рис. 1)

d ₀ xP	d ₁	L ₁	d ₂	L ₂	d ₃	L ₃	d ₄	L ₄	d ₅	L ₅	d ₆	L ₆	d ₇	L ₇							
25x5	13	11	14	40	M16 x1,5	35	20	65	21,7	30	14	15	17	20							
32x5	14		16		M20 x1,5				28,7				20		78	28,2	25	36,7	20	25	25
32x6									33,7												
40x5	18	15	20	50	M24 x1,5	30	88	88	46,7	40	24	30	35	22							
40x6			22						46,2												
40x10			25						43,7												
50x5	24	15	28	50	M30 x1,5	30	88	88	46,2	40	24	30	35	22							
50x6									43,7												
50x10									42,7												
50x12									42,7												

Таблица 3 – Роликовые радиальные подшипники и игольчатыми роликами и двойные упорные комбинированные (по ГОСТ 26290-84)

Обозначение	Внутренний диаметр d, мм	Наружный диаметр D, мм	Ширина B, мм	Осевая жесткость, Н/мкм
504704	20	52	46	2100
504705	25	27	50	2500
504706	30	62	50	2800
504707	35	70	54	2800
504708	40	75	54	3000
504709	45	80	60	4000
504710	50	90	60	5000

Таблица 4 – Технические данные двигателей серии ПВ

Параметры	ПВВ 100		ПВВ 112			ПВВ 132		ПВВ 160		ПФВ 160	
	Условная длина якоря										
	М	L	S	М	L	М	L	М	L	S	М
Номинальный момент $M_{НОМ}$, Н м	7,16	10,5	14	17,5	21	35	47,7	76,4	105	143	175
Номинальная частота вращения $n_{НОМ}$, мин ⁻¹	1000	1000	750	600	500	600	600	500	500	500	600
Длительный момент при пуске $M_{МАХ}$, Н м	70	100	130	170	210	350	470	490	510	490	510
Момент при максимальной частоте вращения $M_{n_{max}}$, Н м	6,8	8,6	12	15	14	16	21	60	82	110	135
Максимальная частота вращения в длительном режиме $n_{МАХ}$, мин ⁻¹	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	1000	1000	1000	1000
Момент инерции якоря I_D , кг м ²	0,01	0,013	0,035	0,042	0,049	0,188	0,236	0,242	0,298	0,194	0,242

Таблица 5 – Исходные данные

№ вар.	Осевая нагрузка на привод Q (F _{ЭКВ} , F _{РЕЗ}), Н	Длина хода рабочего органа l, мм	Твердость рабочих поверхностей передачи HRC	Скорость быстрого хода V _{БХ} , м/мин	Масса рабочего органа m, кг	Рабочие подачи, мм/мин	
						S _{MIN}	S _{MAX}
1	2000	350	50	3	50	1	1200
2	4000	700	55	3,5	60	1	600
3	4500	750	58	4	55	2	1200
4	5000	800	50	4,5	65	3	700
5	6000	900	55	4	70	3	1200
6	2000	600	58	3,5	75	1	2000
7	2500	650	50	4	80	5	512
8	3000	700	55	4,5	85	0,1	1200
9	3500	750	58	4	80	10	2000
10	4000	800	50	3,5	75	5	600
11	4500	850	55	3	70	5	1200
12	3500	500	58	3,5	65	6	2000
13	2000	500	50	4	60	5	1200
14	4000	350	55	4,5	55	2,5	600
15	4500	700	58	5	50	1	600
16	5000	750	50	4,5	60	2	1200
17	6000	800	55	3	70	3	700
18	2000	900	58	3	80	3	1200
19	2500	600	55	3,5	90	1	2000
20	3000	650	58	3	85	5	512

Примечание: 1) коэффициент трения в направляющих $f = 0.16$
 2) схему привода см. рисунок 5.