

ПРОЕКТИРОВАНИЕ С ИНФОРМАЦИОННОЙ ПОДДЕРЖКОЙ В КОМПЬЮТЕРНЫХ СРЕДАХ ЗУБЧАТО-РЕЕЧНОГО МОДУЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧИ РАБОЧЕГО ОРГАНА СТАНКА

Ким Ю.С.

Научный руководитель – д.т.н., профессор Лимаренко Г.Н.

Сибирский федеральный университет

Приводы подачи станков с реечными зубчатыми передаточными механизмами должны отвечать современным требованиям по тяговому усилию, быстроходности, точности, безлюфтовости, долговечности, жесткости, виброустойчивости, высокого КПД и др. Вопросы проектирования и конструирования реечных приводов в механических системах следящих приводов тяжелых машин с автоматизированным электроприводом являются достаточно актуальными, т.к. они практически не освещены в технической литературе, отсутствуют систематизированные сведения о результатах проектирования и производства приводов на предприятиях отечественного и зарубежного станкостроения.

Целью данного сообщения является изложение методики проектирования модуля в рамках подготовки магистерской выпускной квалификационной работы, а также о содержании частично выполненных поставленных проектных задач.

На начальной стадии проектирования ставится задача уточнения технического задания и подготовки исходных данных. В работе [1] приведен перечень необходимых исходных параметров при проектировании привода подачи рабочего органа станка (см. табл. 1)

Таблица 1

№ п/п	Название блока параметров	Требуемые исходные параметры		Инфор- мация в базе данных
		наименование	обозна- чение	
1	Рабочий орган	Масса, кг (диапазон)	m_{po}	
		Момент инерции, кгм ² (диапазон)	I_{po}	
		Высота центра масс в ГСК, м (диапазон)	h_{cm}	
		Высота центра вектора сил в ГСК, м (диапазон)	h_{cs}	
		Минимальная величина перемещения рабочего органа (расчетная), м	L_x	
		Коэффициент трения в направляющих	μ_n	+
		Коэффициент демпфирования в направляющих, Нс/м	h_n	+
		Коэффициент внешней динамики	K_d	
		Коэффициент полезного действия в приводе	η_{po}	

2	Технологический процесс, эксплуатационные требования	Вид режима нагружения по ГОСТ 21354–87	I, II, III	+
		Минимальная скорость перемещения, мм/мин	$V_{спmin}$	
		Максимальная скорость перемещения, мм/мин	$V_{спmax}$	
		Скорость ускорения перемещения, мм/мин	$V_{уск}$	
		Степень точности	Ст.т.	
		Максимальный диаметр торцевой фрезы, мм	D_{Φ}	+
		Составляющие вектора сил резания, Н	$P_Z, P_Y,$	
		Расчетный ресурс, ч	L_R	
		Сила преднатяга в реечном зацеплении, Н	F_H	
3	Система управления приводом	Электродвигатель, род тока, тип, каталожные параметры	Пост. Перем.	+
		Установившаяся ошибка следящей системы, мм	ϵ_M	
		Частота собственных колебаний следящей системы, Гц	$f_{сс}$	
		Ускорение в переходных процессах, м/с ²	$a_{\rho 0}$	
		Допустимый перегрев в переходных процессах, %	σ	
		Длительность переходных процессов, с	t_p	

В результате патентно-информационного поиска в качестве прототипа была выбрана конструктивная схема приводного редуктора (рис. 1). В качестве объекта применения проектируемого модуля был выбран привод подачи стойки тяжелого горизонтально-расточного станка модели 2А656РФ11 (рис. 2), основные технические характеристики которого приведены в табл.2

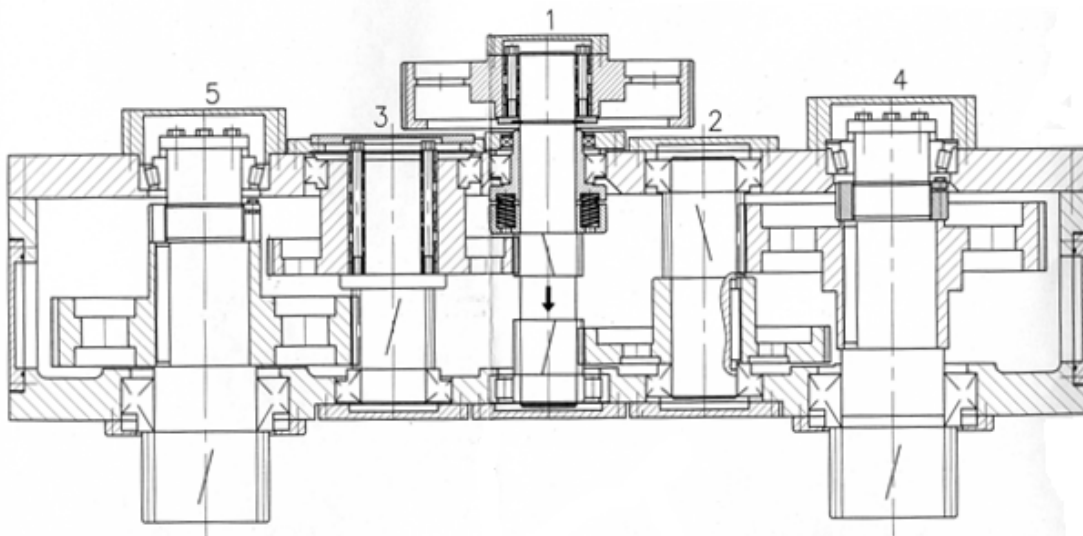


Рисунок 1 - Редуктор с устройством выбора зазоров и создания натяга в реечном зацеплении



Рисунок 2 - Станок горизонтальный расточно-фрезерный 2A656PФ11

Таблица 2

Параметр	Значение
Диаметр шпинделя	160 мм
Рабочая поверхность стола	2000 x 2500 мм
Частота вращения шпинделя в мин.	7,5 – 950
Мощность электродвигателя главного привода	18,5 Квт
Наибольший вес обрабатываемой детали	10000 кг
Вертикальное перемещение бабки	2500 мм
Перемещение стола	2000 мм
Перемещение стойки	>2500 мм
Станок имеет индикацию перемещения по осям	X, Y, Z, W, B
Масса станка (с технологической плитой)	61,5 т

Для расчета тягового усилия в отсутствии точных конструкторских данных были ориентировочно определены массогабаритные параметры станка. Расчетное тяговое усилие в приводе подачи определялось в соответствии с расчетной схемой [1] (рис.3) по зависимостям (1,2)

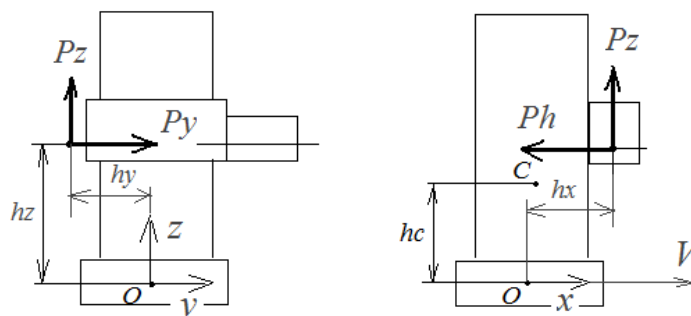


Рис. 3 Расчетная схема к определению сил трения при перемещении стойки

Для указанного в техническом задании максимального диаметра торцевой фрезы $D_{\text{ф}}$ используемой в машине, определяются максимальное усилие подачи $P_{\text{н}}$ и

составляющие векторы сил резания P_Z и P_Y , нагружающие направляющие РО [3]. Центр указанного вектора сил приложен к рабочему органу в некоторой расчетной точке, координаты которого относительно центра жесткости направляющих обозначим параметрами h_x, h_y, h_z . Центр масс РО на схеме обозначен точкой C . Центр жесткости – точкой O . В рабочем режиме перемещения РО $F_{ВНр}$ определяется суммой технологической нагрузки подачи P_h и технологической силы трения F_T . Технологическая сила трения в направляющих в рабочем режиме перемещения может быть определена по выражению

$$F_T = \mu_n(P_Z + P_Y + G) + \mu_{nx}(P_Y \cdot h_z + P_Z \cdot h_y) + \mu_{ny}(P_h \cdot h_z + P_Z \cdot h_x) + \mu_{nz}(P_Y \cdot h_x + P_h \cdot h_y), \quad (1)$$

где $\mu_{nx} = \frac{\mu_n}{2L_y}$; $\mu_{ny} = \frac{\mu_n}{2L_x}$; $\mu_{nz} = \mu_{ny}$; L_x, L_y – длина направляющих рабочего органа вдоль осей x, y соответственно; μ_n – коэффициент трения в направляющих; $G = m_{po} \cdot g$ – сила тяжести РО.

В переходном режиме движения РО с ускорением внешняя нагрузка $F_{ВНу}$ на привод определяется инерционной нагрузкой РО F_u и силами трения в направляющих, вызванных силой тяжести G и моментом от силы инерции:

$$F_{ВНу} = F_u + \mu_n \cdot G + \mu_{ny} \cdot F_u \cdot h_c. \quad (2)$$

Полученное значение тягового усилия позволило выполнить кинематический расчет привода стойки. При расчете приводной реечной шестерни и рейки использовался программный модуль [2], в который были внесены некоторые дополнения и изменения, а также разработки некоторых выпускников нашей кафедры. Для тягового усилия 20,4кН необходимо применить шестерню с параметрами приведенными в таблице 3. В результате расчета шестерни стало возможным проектировать выходной вал, являющийся главным элементом привода подачи, от конструкции которого и его опор зависит жесткость системы [4].

Таблица 3

Параметр шестерни	Значение
Схема положения шестерни относительно опор	Консольная на роликовых опорах
Число зубьев ведущего звена	22
Угол наклона зуба	12 град
Делительный диаметр шестерни	157,44 мм
Диаметр вершин зубьев	177,11 мм
Диаметр впадин зубьев	147,028 мм

Задачами проектирования также являются:

- Синтез зубчатых передач и устройства выбора зазоров в приводе
- Подбор мотор-редуктора для быстроходной ступени
- Твердотельное моделирование приводного модуля
- Расчет напряженно-деформированного состояния элементов и жесткости привода в целом.
- Техничко-экономическое обоснование модуля

Разрабатываемую методику проектирования приводного модуля с использованием информационных технологий предполагается предложить станкостроительным предприятиям для оценки и возможного использования.