# Министерство образования и науки Украины

Донецкий Национальний Технический Университет

Механический факультет

Кафедра "Металлорежущие станки и системы"

Курсовой проект

По курсу "Металлообрабатывающее оборудование"

на тему: "Модернизация привода главного движения станка модели 1341 с бесступенчатым изменением частоты вращения шпинделя"

Выполнила ст. гр. МС-04н

Лукичева Е.А.

Консультант Молчанов А.Д.

Нормоконтролер Молчанов А.Д.

Донецк – 2008

Реферат

Курсовой проект: 24 с., 5 табл., 5 рис., 2 приложения.

Объект исследования – коробка скоростей токарно-револьверного станка.

В курсовом проекте выбран новый электродвигатель, что позволило отказаться от коробки скоростей. Спроектированы передачи и проведен расчет наиболее нагруженного вала. Выбраны подшипники качения, а также выбраны и рассчитаны шпоночные соединения. Выполнены чертеж модернизированного привода главного движения, общего вида токарно-револьверного станка (прототипа), кинематическая схема.

СТАНОК, ВАЛ, ПОДШИПНИК, ШПИНДЕЛЬ, ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ

Содержание

Введение

1. Общая характеристика модернизируемого станка

2. Обоснование замены и выбор нового привода

3. Проектирование зубчатой передачи

3.1 Проверочный расчет фактических изгибных напряжений

3.2 Проверочный расчет фактических контактных напряжений

3.3 Выбор и расчёт шпонок

4. Определение нагрузок, действующих на шпиндель

4.1 Приближенный расчёт шпинделя

4.2 Проверочный расчет шпинделя на усталостное сопротивление

5. Проектирование узлов подшипников качения

5.1 Выбор подшипников качения

5.2 Расчёт подшипников качения

6. Расчет прогиба на конце шпинделя

7. Расчет динамических характеристик привода

# 8. Определение системы смазки

Заключение

Список использованной литературы

Введение

В современном станкостроении наблюдается тенденция на повышение уровня автоматизации производственных процессов. В производство все более внедряется автоматизированное оборудование, работающее без непосредственного участия человека или значительно облегчающее труд рабочего. Это позволяет значительно сократить трудоемкость производственного процесса, снизить себестоимость выпускаемой продукции, увеличить производительность труда. Поэтому главная задача инженеров - разработка автоматизированного оборудования, расчет его основных узлов и агрегатов, выявление наиболее оптимальных технических решений и внедрение их в производство.

Целью данного курсового проекта является модернизация коробки скоростей токарно-револьверного станка модели 1341,т.е. усовершенствование характеристик уже существующего оборудования путем применения в качестве источника механической энергии двигателя имеющего широкий диапазон варьирования частоты вращения.

1. Общая характеристика модернизируемого станка

Токарно-револьверный станок модели 1341 предназначен для обработки деталей сложной конфигурации, требующих последовательного применения разнообразного инструмента. На станке можно производить черновое и чистовое обтачивание наружных поверхностей, сверление, зенкерование, развертывание отверстий, нарезание резьбы метчиками, плашками, резьбовыми головками, резцом по копиру. Наличие револьверной головки с горизонтальной осью поворота и смещения осей головки относительно шпинделя позволяет использовать станок для расточки внутренних отверстий, наружной проточки кольцевых пазов, подрезки торцев, отрезки деталей. В качестве заготовок на станке 1341 применяются прутки и штучные заготовки. Обрабатываемый пруток пропускается через отверстие шпинделя и закрепляется цанговым патроном. Штучные заготовки закрепляются в кулачковом патроне, навернутом на передний конец шпинделя. Режущие инструменты закрепляются в державках, устанавливаемых в 16-позиционной револьверной головке. В станке отсутствует боковой поперечный суппорт, а револьверная головка имеет продольную и круговую(поперечную) подачи, поэтому ось вращения головки расположена ниже оси шпинделя и параллельна ей. В отличие от большинства токарно-револьверных станков, станок модели 1341 имеет следующие устройства, позволяющие использовать его более эффективно:

- командоаппарат, автоматически включающий при повороте револьверной головки в каждую следующую позицию установленную частоту вращения шпинделя и величину подачи суппорта;

- гидравлический механизм подачи и зажима прутка;

- копирную линейку для обработки конических и фасонных поверхностей;

- резьбонарезное устройство.

2. Обоснование замены и выбор нового привода

В базовой модели станка 1341 в качестве привода главного движения используется электродвигатель типа АО-51-4, мощностью 5,5 кВт и коробка скоростей, содержащая зубчатые передачи, электромагнитные муфты и передвижной двухвенцовый зубчатый блок, при помощи которого производится включение одного из двух диапазонов чисел оборотов шпинделя. Таким образом, управление станком невозможно без постоянного непосредственного участия рабочего, что противоречит современным понятиям о технологичности производства.

Повысить эффективность обработки на станке 1341 можно путем замены существующего привода на электродвигатель постоянного тока для главного движения, сконструированный в соответствии с новейшими тенденциями в области. Новый электродвигатель должен обладать необходимой для осуществления всех возможных видов обработки мощностью и иметь диапазон регулирования частоты вращения не уже, чем указанный в технических характеристиках станка.

Наибольшая мощность при токарной обработке необходима при работе на максимальной скорости резания. Согласно данных "Справочника технолога-машиностроителя" скорость резания  возникает при наименьших глубине резания ()и подаче() . В этом случае в качестве материала заготовки принимаем конструкционную углеродистую сталь, а материал режущей части резца твердый сплав Т15К6 со стойкостью Т=25-30 минут.

Скорость резания определяется по формуле:



(коэффициенты  и показатели степени  определяются в зависимости от вида обработки, материала заготовки и режущей части).

Сила резания определяется по формуле:



Потребляемая при этом мощность определяется по формуле:



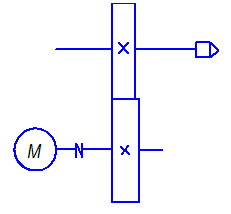
Имея исходные данные для выбора нового двигателя, принимаем электродвигатель модели MP112SM.

Таблица 1- Параметры электродвигателя модели MP112SM.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя | Номинальная мощность | Ном. частота вращения | Макс. частота вращения | Напряжение якоря | Ток якоря, | Напряжение возбуждения | Ток возбуждения | Момент инерции | Масса |
|  | kW | мин-1 | мин-1 | V | A | V | A | kg.m2 | kg |
| MP112SM | 5.5 | 3000 | 3000 | 400 | 17.5 | 180 | 0.66 | 0.050 | 86 |

Для передачи крутящего момента с ротора электродвигателя на шпиндель используем цилиндрическую прямозубую зубчатую передачу.

Тогда упрощенная кинематическая схема проектируемого привода главного движения будет иметь вид:



3. Проектирование зубчатой передачи

Передачу, использующуюся для передачи момента на шпиндель, принимаю с передаточным числом U=1, т.к. диапазон частот вращения не нуждается в регулировании.

Принимаю:



Определим основные размеры колёс передачи:

- диаметр делительной окружности

;

- диаметр окружности впадин

;

- диаметр окружности выступов

;

- межцентровое расстояние

;

- ширина зубчатого венца



Принимаем

.

Принимаю степень точности передачи – 7.

Принимаю материал зубчатой передачи ст.45 с ХТО – закалка ТВЧ, ее свойства:



Передачу необходимо проверить на соответствие по изгибным и контактным напряжениям.

3.1 Проверочный расчет фактических изгибных напряжений

Проверка прочности заключается в определении фактических контактных и изгибных напряжений и в сравнении их с допускаемыми.

Фактические напряжения изгиба в опасных сечениях основания зубьев шестерен определяют по формуле:



Фактические напряжения изгиба в опасном сечении зуба колеса определяют по формуле:



Величина окружного усилия рассчитывается так:



Принимаю для расчета минимальную частоту вращения (), т.к. при этом окружная скорость будет максимальной.

.

.

3.2 Проверочный расчет фактических контактных напряжений

Фактические контактные напряжения на рабочих поверхностях зубьев, определяют по формуле:

,

где  – коэффициент, зависящий от числа зубьев шестерни и передаточного числа, для прямозубых ;

 – коэффициент нагрузки, ;

 – для прямозубых передач.



Сравнивая допускаемые величины напряжений с рассчитанными, получаем:

 < ;

 <  ;

 < .

Следовательно, прочность зубчатой передачи обеспечивается.

3.3 Выбор и расчёт шпонок

Из известных способов соединения деталей с валом наиболее распространённый способ соединения – это соединение с помощью врезных призматических шпонок. Размеры поперечного сечения шпонки выбирают в зависимости от диаметра вала.

*B*

*B*

*B – B*

*t*2

*t*1

*h*

*d - t*1

*d + t*2

*b*

*d*

*R*

*lш*

*lвш*

*lш*

*b / 6*



Рисунок 1 – Шпоночное соединение

Длина шпонки l на (5…10) мм меньше длины ступицы lст, рабочая длина шпонки



Ширина шпонки b определена и равна 10 мм, а  т.к на роторе электродвигателя шпоночный паз изготовлен на заводе-изготовителе.

Выберем стандартные шпонки и их размеры приведем в таблице.

Таблица 2 – Размеры призматической шпонки

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  | lст ,мм | lр, мм | σсм, МПа |
| 56 | 10 | 8,3 | 5 | 3,3 | 130 | - | 120 | 100 |

Выбранная шпонка проверяется на смятие:

,

где

 – момент передаваемый шпонкой;

 – диаметр вала;

 – высота шпонки;

 – рабочая длина шпонки;

 – допускаемое напряжение смятия.

.

Применяем шпонки призматические по ГОСТ 23360-78.

4. Определение нагрузок, действующих на шпиндель

Основными нагрузками, действующими на шпиндель, являются усилия в зубчатых зацеплениях, а также крутящие моменты. Определим силы, действующие в передаче.

Прямозубая цилиндрическая передача:

- окружная сила:

;



Рисунок 2 – Схема приложения сил к промежуточному валу со стороны зубчатых передач



- радиальная сила:

;



Рисунок 3 - Расчетная схема и эпюры изгибающих моментов

Найдём реакции опор в вертикальной плоскости:





Найдём реакции опор в горизонтальной плоскости





Суммарные моменты:



Суммарные реакции:



4.1 Приближенный расчёт шпинделя

Первое опасное сечение принято под шестерней, так как там концентратор напряжения – шпоночный паз.

Второе опасное сечение принято на галтельном переходе к буртику от посадочного участка под колесом, концентратор напряжения – галтель.



Эквивалентные напряжения:

.



Напряжения для материала вала – стали 40Х:



Так как условия выполняются, то можно считать, что прочность вала достаточная.

4.2 Проверочный расчет шпинделя на усталостное сопротивление

Материал вала – сталь 40Х.













Полные коэффициенты запаса сопротивления усталости:



5. Проектирование узлов подшипников качения

5.1 Выбор подшипников качения

При выборе подшипников качения исходят из конкретных условий эксплуатации редуктора.

Для вала 1 принимаем: шарикоподшипник радиально-упорный – 310, подшипник роликовый радиально-упорный – 7310.

Для вала 2 принимаем подшипники роликовые радиально-упорные – 7317.

Для вала 3 принимаем подшипники роликовые радиально-упорные – 7230.

Для вала 4 принимаем подшипники шариковые радиальные – 228.

Таблица 3 – Характеристики подшипников

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Обознач.  подшип. |  |  |  |  |
| 3182120А | 100 | 150 | 37 | 132000 |
| 46117В | 85 | 130 | 22 | 44300 |
| 8117В | 85 | 110 | 19 |  |

5.2 Расчёт подшипников качения

Для выбранных подшипников качения определим по каталогу величину динамической С грузоподъёмности, а также пользуясь эскизом нагружения опор вала определим долговечность наиболее нагруженного подшипника.



Определим приведённую нагрузку на подшипник:

,

где

 – радиальная нагрузка на подшипник;

 – коэффициенты приведения, ;

 – коэффициент кольца, ;

 – коэффициент безопасности, ;

 – температурный коэффициент, .



Рисунок 4 – Схема нагружения опор вала силами



Определим приведенную нагрузку, действующую на каждый из подшипников:





Рассчитываем долговечность более нагруженного подшипника:



где

 – динамическая эквивалентная нагрузка;

 – частота вращения кольца;

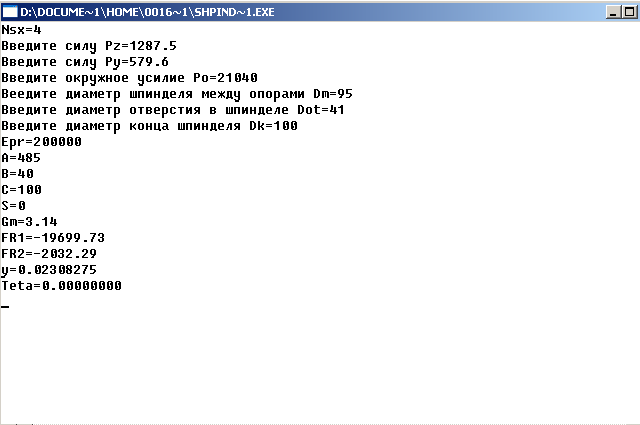
 – долговечность;

 – величина, зависящая от формы кривой усталости, .

Так как фактическая долговечность подшипника превышает ранее рассчитанное значение 43200 часов, то данный подшипник подходит для работы на выходном валу.

Смазку подшипников выбираем [4, с.16] – смазочный материал: масло индустриальное 40А ГОСТ 21150-75 (разбрызгиванием из ванны редуктора).

6. Расчет прогиба на конце шпинделя



Используя программу для расчета "SHPIND-1" получено значение прогиба, которое составляет y=0.023мм.

Допускаемое значение прогиба определяется как

.

Так как условие  выполняется, то можно считать что жесткость шпинделя обеспечена.

7. Расчет динамических характеристик привода

Задачи расчета. Привод подачи станка при обработке детали нагружен крутящим моментом, который вследствие особенностей кинематики процесса резания, переменности припуска на детали и физико-механических свойств ее материала изменяется во времени. В результате в нем возникают крутильные колебания, обусловливающие динамические нагрузки, появление изгибных колебаний, снижение производительности обработки, уменьшение долговечности станка, а в некоторых случаях и потерю устойчивости его динамической системы. С целью обеспечения требуемого качества станка динамические характеристики привода рассчитывают при его проектировании и производят корректировку конструкции.

Составление расчетной схемы привода. Представим, что конструкция привода разработана в соответствии с кинематической схемой. Необходимо произвести его динамический расчет и анализ.



Рис. 5 Кинематическая схема привода главного движения для динамического расчета.

Определяем моменты инерции всех вращающихся элементов привода. Момент инерции (кг⋅м2) детали, являющейся сплошным телом вращения, определяется по зависимости



где ρ — плотность материала детали, кг/м3; d и l - диаметр и длина детали, м.

Детали длиной до 1,5—2 их диаметра принимают в качестве сосредоточенных масс. В рассматриваемой конструкции это ротор электродвигателя, блоки зубчатых колес, муфты. Валы являются распределенными массами. При длине вала до 300 мм к моментам инерции находящихся на нем сосредоточенных масс присоединяют треть момента инерции вала. Моменты инерции муфт рассчитаем как зубчатых колес:



где d, D – радиус вершин и радиус впадин зубчатого колеса;

h – ширина ступицы или зубчатого венца.

Все вычисленные моменты инерции заносим в таблицу 10.

Таблица 4 - Моменты инерции элементов привода главного движения.

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование элемента | Момент инерции элемента I, кг⋅м2 |
| Патрон | 0,572 |
| Зубчатое колесо (шпиндель, z=50)) | 0,245 |
| Зубчатое колесо (шпиндель, z=40) | 0,0145 |
| Вал 4-1(шпиндель) | 0,019 |
| Вал 4-2(шпиндель) | 0,024 |
| Зубчатое колесо (промеж. вал, z=50)) | 0,230 |
| Муфта KSS22 | 0.0014 |
| Вал промежуточный 7-1 | 0,0007 |
| Вал промежуточный 7-2 | 0,006 |
| Ротор | 0,0125 |
| Двигатель МР112 | 0,05 |

Находим крутильную податливость элементов приводов. Зубчатые муфты и муфты фрикционного действия не учитываются. Крутильную податливость для сплошных валов:



где G – модуль упругости второго рода (8⋅1010 МПа), D – диаметр вала.

Крутильную податливость для шлицевых валов:



где d – внутренний диаметр шлицев; l – расчетная длина, путем использования которой учитывается неравномерность распределения крутящего момента вдоль ступицы зубчатого колеса, насаженного на шлицевый вал с зазором:



с натягом:



Крутильная податливость зубчатой передачи обусловливается не только изгибом и контактной деформацией ее зубьев, но и дополнительным поворотом колес, который является следствием деформации опор и изгиба валов. Составляющая крутильной податливости пары зубчатых колес, обусловленная изгибной и контактной деформацией их зубьев,



где k - коэффициент, для прямозубых колес равный 6, для косозубых — 3,6; α - угол зацепления передачи, b – ширина зубчатого венца, d – делительный диаметр.

Деформация опоры вала слагается из упругой деформации подшипника качения к деформации стыков между поверхностями внутреннего кольца подшипника и вала, а также наружного кольца и отверстия в корпусе.

Деформация роликового подшипника (м):



где. d. - внутренний диаметр подшипника, м; Р — нагрузка на опору, Н; к - коэффициент: для роликового подшипника нормальной серии к = 0,52, для подшипника широкой серии к = 0,33, для подшипника с короткими роликами к = 0,65, для двухрядного роликоподшипника к=0,4; для подшипников с предварительным натягом значение к следует уменьшить в 2 раза.

Суммарная деформация стыков между поверхностями колец подшипника, вала и корпуса:



где b, D — ширина и наружный диаметр подшипника, м.

Вектор перемещения k-го зубчатого колеса, обусловленного деформацией опор вала,



Перемещения δk и δk+1 обусловлены суммарными прогибами yk и yk+1 валов в сечениях, где расположены зубчатые колеса:

, 

где Δk и Δk+1 перемещения зубчатых колес передачи, вызванные деформациями опор валов.

Вектор относительного перемещения зубчатых колес передачи:



Крутильная податливость зубчатой передачи (рад/Н⋅м), вызванная изгибом валов и деформацией опор и приведенная к k- тому колесу:



где Ψк – угол поворота зубчатых колес передачи, M – крутящий момент Нм, δt и δr – тангенциальная и радиальная составляющие относительного перемещения пары зубчатых колес.

Все рассчитанные крутильные податливости заносим в таблицу 11.

Таблица 5. Крутильная податливость элементов привода.

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование элемента | Крутильная податливость e, рад/Нм |
| Шпиндель | 0,0078 |
| Вал промежуточный | 0,0474 |
| Ротор | 0,0486 |
| Щлицевое соединение(шпиндель) | 0,3\*10-6 |
| Щлицевое соединение(промеж. вал, под колесом) | 0,31\*10-6 |
| Щлицевое соединение(промеж. вал, под муфтой) | 0,98\*10-5 |
| Зубчатая передача 50/50(Lэк) | 0,16\*10-9 |
| Подшипник 310(правый) | 39,3\*10-6+76304\*10-6 |
| Подшипник 310(левый) | 87,3\*10-6+253018\*10-6 |
| Подшипник 36110 | 91\*10-6+251691\*10-6 |
| Подшипник 3182112 | 31\*10-6+230619\*10-6 |

Многоступенчатую расчетную схему заменяют линейной. При этом моменты инерции вращающихся масс, податливости приводят к одному валу, обычно к валу электродвигателя:

, 

где ( к — передаточное отношение передач от вала I к валу с номером k+1)

Число степеней свободы и частот собственных колебаний системы равно числу имеющихся в ней инерционных элементов.

, 

Если частота возмущающих воздействий не больше максимальной частоты вращения элементов привода, высшими собственными частотами колебаний системы можно пренебречь и упростить ее, сведя к двухмассовой, имеющей две или три собственные частоты. Методика этого преобразования следующая. Систему с n степенями свободы разбивают на  парциальных систем, среди которых выделяют системы первого типа с номерами l, равными 1,3,5,...,m - 1, и второго типа с номерами 2,4,6,..., m.

Квадраты собственных частот парциальных систем первого типа:

,

второго типа:

, 1/рад.

# 8. Определение системы смазки

Индивидуальная схема служит для подвода смазочного материала к одной смазочной точке, централизованная к нескольким точкам.

В нераздельной схеме нагнетательное устройство присоединено к смазочной точке постоянно, в раздельной оно подключается только на время подачи смазочного материала.

В проточной системе жидкий или пластичный материал используется один раз.

В циркуляционной системе жидкий материал подается повторно.

В системах дроссельного дозирования объем смазочного материала, подаваемого к смазочной точке регулируется дросселем.

В системах объемного дозирования могут регулироваться не только доза, но и частота подачи.

В комбинированных системах могут быть предусмотрены объемное и дроссельное регулирование одно- и двухматериальные питатели.

Системы с жидким смазочным материалом в зависимости от способа его подачи к поверхностям трения могут быть разбрызгивающими, струйными, капельными, аэрозольными.

Для модернизированного узла выбираю местную импульсно-циркуляционную смазку контактирующих поверхностей, а для подшипников - местную смазку пластичным материалом типа "солидол" раз в течение 4 месяцев эксплуатации.

Заключение

В результате проделанной работы был произведена модернизация привода главного движения токарно-револьверного станка модели 1341, выбор и расчет параметров отдельных его элементов: подшипников качения, служащих опорами валов и зубчатых колес. Были разработаны компоновочная схема и чертеж привода с указанием его основных элементов.

В приложении А пояснительной записки выполнен чертеж общего вида токарно-револьверного станка модели 1341, где указаны его основные элементы и габаритные размеры, а также показана кинематическая схема привода.

В приложении Б пояснительной записки выполнен сборочный чертеж привода главного движения, где указаны его основные элементы и габаритные размеры.

# Список использованной литературы

1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2/Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

2. Кочергин И. А. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.

3. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. "Вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для розрахунку приводу". Автори: Оніщенко В. П., Ісадченко В. С., Недосекін В. Б., - Донецьк: ДонНТУ,2005. – 36 стор.

4. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 3. Проектування валів та їх опор на підшипниках кочення/ Автори: О. В. Деркач, О. В. Лукінов, В. Б. Недосєкін, Проскуряков С. В. – Донецьк: ДонНТУ,2005. – 106 с.

5. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д. Н. Решетова. Т. 2 М., "Машиностроение", 1972, стр. 520.

6. Методичні вказівки докурсового проекту з деталей машин Розділ 2,3. (для студентів напрямку "Інженерна механіка"). Автори: В.С. Ісадченко,П.М. Матеко, В.О. Голдобін, – Донецк: ДонНТУ, 2005 г. – 36 с.

7. М.Н. Иванов "Детали машин". – М.:Высш.шк.,1991. – 383с.:ил.

8. Металлорежущие станки .Под ред. В.Э.Пуша. – М.:Машиностроение, 1985.