# МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Факультет механический

Кафедра "Металлорежущие станки и системы"

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

По предмету: "Оборудование и транспорт механообрабатывающих цехов"

на тему: "Расчет коробки подач горизонтально-расточного станка"

ПК.04.29.72.00.000.ПЗ

Выполнил:

студент гр. МС 02-б Меляновский И.В.

Консультант

Доц. Цокур В.П

Нормоконтролер ЦокурВ.П

Донецк 2006

РЕФЕРАТ

Курсовой проект: 28 с., 4 табл., 5 рис., 8 источников, 3 приложения.

Объект исследования – коробка подач горизонтально-расточного станка.

В курсовом проекте выбран электродвигатель, определены передаточные отношения каждой ступени коробки, а также мощности, крутящие моменты, частоты вращения каждого вала. Рассчитаны модули для каждой передачи. Определены основные размеры зубчатых колес. Спроектированы передачи и проведен расчет выходного вала, так как он является наиболее нагруженным. Выбрана система смазки и смазочный материал деталей станка. Выбраны электромагнитные муфты и подшипники качения, а также выбраны и рассчитаны шпоночные соединения. Выполнены чертежи развертки коробки подач, общего вида горизонтально-расточного станка, кинематическая схема и график подач.

СТАНОК, ВАЛ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ПОДШИПНИК, ПОДАЧА, СУППОРТ, СИСТЕМА СМАЗКИ.

ЗАДАНИЕ

Спроектировать механическую коробку подач горизонтально-расточного станка.

Исходные данные:

Основной размер станка: d=160мм.

Знаменатель геометрической прогрессии: φ=1,41.

Вес подвижных частей 100 кг.

Шероховатость поверхности, обрабатываемой на данном станке: Ra=2.5мкм.

Предельные значения подачи: Smin =0,05мм/об, Smax =5мм/об.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Обоснование выбора предельных режимов резания

2. Определение диапазона регулирования подач

3. Выбор структурной формулы коробки подач

4. Выбор чисел зубьев зубчатых колес коробки подач

5. Расчет эффективной мощности коробки подач

6. Расчет модулей зубчатых колес

7. Определение параметров зубчатых колес

8. Определение параметров валов

8.1 Уточненный расчет вала

8.2 Расчет вала на усталость

9. Выбор элементов передающих крутящий момент

10. Выбор подшипников

11. Определение системы смазки обеспечивающих заданную точность обработки

Заключение

Список использованных источников

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время 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 разработка механической коробки подач горизонтально-расточного станка, переключение передач в которой осуществляется при помощи механики.

Привод подач предназначен для сообщения рабочего движения инструменту при обработке и изменения скорости его движения при неизменной частоте вращения шпинделя. Крутящий момент передается коробке подач от электродвигателя через коробку скоростей. После прохождения через коробку подач крутящий момент передается ходовому валу а от ходового вала – фартуку, в котором крутящий момент и частота вращения окончательно преобразуются до требуемых значений зубчатой шестерни реечной передачи обеспечивающей требуемую скорость движения суппорта.

Расчет коробки подач включает определение диапазона регулирования подач, построение структурной сетки и в соответствии с ней графика подач и кинематической схемы, определение чисел зубьев зубчатых колес коробки, определения передаточного отношения постоянной передачи фартука, определения требуемой эффективной мощности коробки подач, определения модулей и параметров зубчатых колес, определение параметров валов и уточненный расчет на усталость самого нагруженного вала, выбор шпоночных или шлицевых соединений передающих крутящий момент, выбор подшипников опор валов, выбор системы смазки, расчет динамических характеристик обеспечивающих заданную точность обработки.

1. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ПРЕДЕЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ.

Определяем предельные значения размеров обрабатываемой заготовки.

Наибольший рекомендуемый диаметр растачивания обрабатываемой детали:

Dmax=320 мм

Наименьший диаметр обрабатываемой детали:

Dmin=0.2D=0.2•320=64 мм.

Определим режимы обработки и соответствующие им способы обработки. В качестве исходного материала при выборе режимов обработки принимаем сталь 45 σв=600 мПа, и чугун СЧ (НВ160).

Принимаем 6 видов операций возможных на данном станке и для них, в соответствии с рекомендацией (1), выберем значения режимов обработки в соответствии с видом обработки и материалом режущего инструмента. Полученные данные заносим в таблицу 1.

Определим значение скорости по формуле:



где Т=30-60 мин – среднее значение стойкости инструмента;

x,y,m – показатели степени;

Kv = KmyKnvKuv

Где Kmy – коэффициент учитывающий влияние материала заготовки;

Knv – коэффициент учитывающий состояние поверхности;

Kuv – коэффициент учитывающий материал инструмента;

S – подача станка, мм/об

t – глубина резания, мм

Таблица 1 – Режимы резания при различных способах обработки.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вид  обработки | Материал  режущего  инструм. | Сталь 45 | | | | | | Чугун СЧ140 | | | | | |
| черновая | | | чистовая | | | черновая | | | чистовая | | |
| v | t | s | v | t | s | v | t | s | v | t | s |
| Развертывание | Т5К10 | 105 | 4 | 0,4 | 120 | 0,5 | 0,14 | 87 | 3 | 0,28 | 103 | 0,35 | 0,1 |
| Растачивание | Т5К10 | 63 | 2 | 0,2 | 85 | 0,3 | 0,1 | 49 | 2 | 0,2 | 60 | 0,2 | 0,1 |
| Отрезание | Т15К6 | 45 | 4 | 0,28 | - | - | - | 32 | 4 | 0,14 | - | - | - |
| Сверление | Р6М5 | 30 | 5 | 0,56 | - | - | - | 25 | 5 | 0,4 | - | - | - |
| Зенкерование | Р6М5 | 15 | 0,8 | 3,55 | - | - | - | 10 | 0,8 | 2,5 | - | - | - |
| Резьбонарез. | Р6М5 | 40 | 0,5 | 4,8 | 45 | 0,2 | 2,5 | 35 | 0,3 | 3,55 | 40 | 0,2 | 3,55 |
| Подрезка торца | Т5К10 | 70 | 2 | 0,8 | 174,6 | 0,3 | 0,56 | 55 | 2 | 0,4 | 98 | 0,7 | 0,2 |

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАПАЗОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧ

Определяем диапазон регулирования подач по формуле:



где минимальное значение подачи принимаем Smin=0.05мм/об принимаем с учетом заданной шероховатости обработанной поверхности.

Определяем число ступеней коробки подач:



Принимаем Z=15.

3. ВЫБОР СТРУКТУРНОЙ ФОРМУЛЫ КОРОБКИ ПОДАЧ

По числу ступеней коробки подач и знаменателю геометрической прогрессии φ=1,41 из таблицы 5.1 (2, с.24) выбираем вид структуры БIII-1. При этом структурная формула имеет вид: Z= 3•(0+2+3)

По рисунку 5.5 (2, с. 28) выбираем типовую кинематическую схему привода:

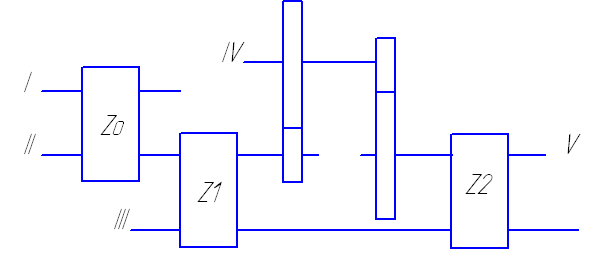


Рисунок 3.1 – Типовая кинематическая схема привода.

По таблице 5.1 выбираем следующие параметры коробки подач:

КШ=20 – число шестерен коробки;

КВ=5 – количество валов коробки подач;

Zкц=6 – количество ступеней подачи передаваемых по короткой кинематической цепи;

В соответствии со знаменателем прогрессии φ=1,41 выбираем стандартный ряд подач:0,05; 0,071; 0,1;0,14;0,2;0,28;0,4;0,56;0,8;1,12;1,6;2,24;3,15;4,5;5.

Строим структурную сетку и график подач по полученным данным.

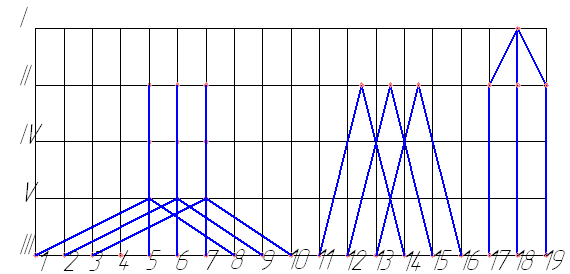


Рисунок 3.2 – Структурная сетка коробки подач.

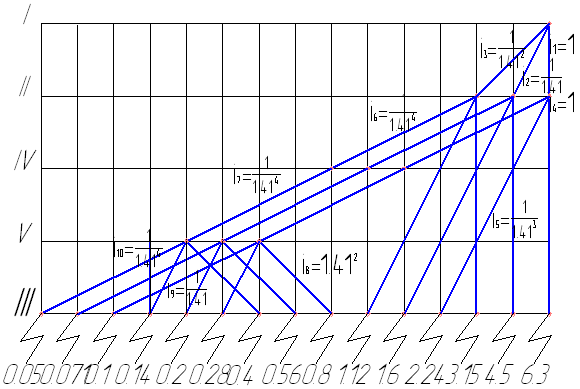


Рисунок 3.3 – График подач горизонтально-расточного станка.

Определяем передаточное отношение постоянной передачи фартука редуктора суппорта. Зная передаточные отношения, соответствующие наименьшему значению подачи из графика подачи Smin=0.05мм/об, и приняв число зубьев зубчатой шестерни реечной передачи Zш.р.=11, модуль m=5мм, получим выражение для определения передаточного числа постоянной передачи фартука суппорта:



откуда определим:



Передаточное число постоянной передачи:



Структурная сетка и график подач приведены на рисунках 3.2 и 3.3.

4. ВЫБОР ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС КОРОБКИ ПОДАЧ

Исходя из найденных по графику подач передаточных отношений а также из кинематической схемы коробки определяем числа зубьев зубчатых колес. Например между I и II валами передаточные отношения i1=1, i2=0.709, i3=0,503. По таблице 6 (3, с. 102-103) определяем числа зубьев Z1=24, Z2=24, Z3=20, Z4=28, Z5=16, Z6=32. Аналогично определяем числа зубьев всех остальных передач по их передаточным отношениям, полученные числа зубьев заносим в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Числа зубьев зубчатых колес.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Направление передачи (валы) | I – II | II - III | II – IV | IV - V | V - III |
| Передаточные  отношения |  |  |  |  |  |
| Числа зубьев | ;; | ; |  |  | ;; |
| ZΣ | 48 | 68 | 80 | | 84 |

5. РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОЙ МОЩНОСТИ КОРОБКИ ПОДАЧ

Эффективная мощность коробки подач определяется по формуле:



где Q - тяговое усилие на рейке, Н

Vs – скорость движения суппорта при заданных режимах резания, мм/мин

Vs=s∙n

Где n=



Значение Q для комбинированных направляющих определяем по формуле:

Q=μ(Pz+G)+kPx

Где μ - коэффициент трения в направляющих; μ = 0,15-0,18. Принимаем μ =0,165.

Pz – усилие резания. Определяем по формуле:

Pz=10Cpztxsyvnkp

Для определения усилия резания выбираем наиболее тяжелые условия резания – обработка углеродистой стали 45 диаметром 100 мм при t=5 мм и подаче s=1,12мм/об.

По таблице 22 (1, с. 273) определяем коэффициенты Cpz=300, х=1,0, у=0,75, n=-0.15.

Коэффициент kp определяем по формуле:

kp=kMPkφpkγpkλpkrp

где kMP – коэффициент влияния обрабатываемого материала kMP=1.

kφp,kγp,kλp,krp - коэффициенты влияния геометрических параметров инструмента

kφp =kγp =kλp =krp=1.

V – скорость резания, м/с. Определяем по формуле:



где по таблице 17 (1, с. 269) определяем Сv=340; х=0,15; у=0,45; m=0.2.

T – стойкость резца, мин. Т=45 мин.

kv=kmvknvkuv

kmv – коэффициент учитывающий влияние материала заготовки, kmv=1(1, табл.1, с.261),

knv – коэффициент учитывающий состояние поверхности заготовки, knv=0,9.

kuv – коэффициент учитывающий влияние материала инструмента, kuv=0,65 при обработке конструкционной стали резцом Т5К10.(1, табл. 6).

kv=1•0,9•0,65=0,585

мм/мин



n==220.8 об/мин



принимаем n=200 об/мин.

Vs=1,12∙200=224мм/мин

Pz=10•300•51•1,120,75•69,342-0,15•1=9511,5 Н

G – сила тяжести подвижных частей суппорта, Н

G=mg=100∙9.81=981H

k=1.15

Px=0.4Pz=0.4∙9511.5=3804.6H

Q=0.165∙(9511.5+981)+1.15∙3804.6=6106.6H

кВт



где η – КПД цепи подачи. Принимаем η=0,15.



Определяем мощности на валах коробки:

NI=NЗ=1.486 кВт

NII=NI∙ηп∙ηзп=1,486∙0,97∙0,99=1,43кВт

NIV= NII∙ηп∙ηзп=1,43∙0,97∙0,99=1,37кВт

NV= NIV∙ηп∙ηзп=1,37∙0,97∙0,99=1,31кВт

NIII= NV∙ηп∙ηзп=1,31∙0,97∙0,99=1,254кВт

6. РАСЧЕТ МОДУЛЕЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

При расчете зубчатых колес коробки подач модуль рассчитывается для каждой из передач в отдельности исходя из прочности зубьев на изгиб, а также исходя из усталости поверхностных слоев.

Для стальных прямозубых колес формула для определения модуля имеет вид:



где σF – допускаемые напряжения на изгиб Н/см2. σF=435 Н/см2,

YF – коэффициент формы зуба.

z – число зубьев шестерни (меньшего колеса)

ψ – коэффициент ширины зубчатого колеса.

ψ=



где b – ширина шестерни, мм

Принимаем ψ=8.

k – коэффициент нагрузки который учитывает изменение нагрузки по сравнению с номинальной от действия различных факторов; k=1,4(3, с. 151).

Для каждой из передач определяем модули.

Для передачи I – II модуль будет равен:

мм



Для передачи II – IV:

мм



для передачи IV – V :

мм



для передачи V-III:

мм



для передачи II-III:

мм



Для всех передач в коробке подач принимаем m=4мм.

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

К основным параметрам зубчатых колес относятся модуль, межосевое расстояние, ширина зубчатых колес, диаметр делительной окружности, диаметр вершин зубьев и диаметр впадин зубьев.

Межосевое расстояние для каждой из рассчитываемых передач определяется по формуле:

aW=



Для первой передачи с передаточным отношением *i1=*1 и числами зубьев Z1=24, Z2=24 межосевое расстояние будет равно:

aW= мм



Диаметр делительной окружности зубчатых колес определяется по формуле:

dwi=mZi

dw1= dw2=4∙24=96мм

Диметр вершин зубьев :

dai= dwi+2m

da1= da2=96+2∙4=104мм

Диаметр впадин зубьев:

dfi= dwi-2.5m

df1= df2=96-2.5∙4=86мм

Зная коэффициент ширины зубчатого колеса ψ=8, определим ширину зубчатого колеса:

bi= ψ∙mi

b1=8∙4=32мм.

Полученные значения параметров зубчатых колес для всех передач коробки подач заносим в таблицу 7.1

Таблица 7.1 – Значение параметров зубчатых колес.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | Передаточное отношение | Валы | Zi | ZΣ | mi,мм | aw,мм | dwi,мм | dfi,мм | dai,мм | bi,мм |
| 1 | i1=1 | I-II | 24 | 48 | 4 | 96 | 96 | 86 | 104 | 32 |
| 2 | 24 | 48 | 4 | 96 | 96 | 86 | 104 | 32 |
| 3 | i2=1/1,41 | 20 | 48 | 4 | 96 | 80 | 70 | 88 | 32 |
| 4 | 28 | 48 | 4 | 96 | 112 | 102 | 120 | 32 |
| 5 | I3=1/1,98 | 16 | 48 | 4 | 96 | 64 | 54 | 72 | 32 |
| 6 | 32 | 48 | 4 | 96 | 128 | 118 | 136 | 32 |
| 7 | I6=1/3,95 | II-IV | 16 | 80 | 4 | 160 | 64 | 54 | 72 | 32 |
| 8 | 64 | 80 | 4 | 160 | 256 | 246 | 264 | 32 |
| 9 | I7=1/3.95 | IV-V | 16 | 80 | 4 | 160 | 64 | 54 | 72 | 32 |
| 10 | 64 | 80 | 4 | 160 | 256 | 246 | 264 | 32 |
| 11 | I8=1,98 | V-III | 49 | 84 | 4 | 168 | 196 | 186 | 204 | 32 |
| 12 | 35 | 84 | 4 | 168 | 140 | 130 | 148 | 32 |
| 13 | I9=1/1.41 | 28 | 84 | 4 | 168 | 112 | 102 | 120 | 32 |
| 14 | 56 | 84 | 4 | 168 | 224 | 214 | 232 | 32 |
| 15 | I10=1/3.95  i8=1/2,8 | 17 | 84 | 4 | 168 | 68 | 58 | 76 | 32 |
| 16 | II-III | 67 | 84 | 4 | 168 | 268 | 258 | 276 | 32 |
| 17 | I4=1 | 34 | 68 | 4 | 136 | 136 | 126 | 144 | 32 |
| 18 | 34 | 68 | 4 | 136 | 136 | 126 | 144 | 32 |
| 19 | I5=1/2,8 | 18 | 68 | 4 | 136 | 72 | 62 | 80 | 32 |
| 20 | 50 | 68 | 4 | 136 | 200 | 190 | 208 | 32 |

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВАЛОВ

Находим момент крутящий на выходном валу:



Определяем номинальный момент на валах по формуле:



Определим минимальные диаметры валов, допускаемые по прочности по формуле:



Из конструктивных соображений принимаю диаметр первого вала: d=32мм.



Принимаю диаметр второго вала: d=34мм



Принимаю диаметр четвертого вала: d=30мм



Принимаю диаметр пятого вала: d=42мм



Принимаю диаметр третьего вала: d=50мм.

8.1 Уточненный расчет вала

Уточненный расчет выполняем для пятого вала.

Для проверочного расчета строим эпюру нагружения этого вала. Размеры вала определяем исходя из ширины зубчатых колес и ширины подшипников.

Определим силы действующие в зубчатом зацеплении. При расчетной схеме нагружения в зацеплении участвует передача с передаточным отношением i6=1/1,41, параметры зубчатых колес которой приведены в таблице 7.1.

Определяем окружную силу в зацеплении по формуле:

Ft=H



Определяем радиальную силу:

Fr=Fttgα,

Где α – угол профиля зубьев. α=200

Fr=2458,95∙tg200=894,98 Н.

Рассмотрим данную расчетную схему вала в двух плоскостях: горизонтальной и вертикальной, в которых действуют радиальная и окружная силы.

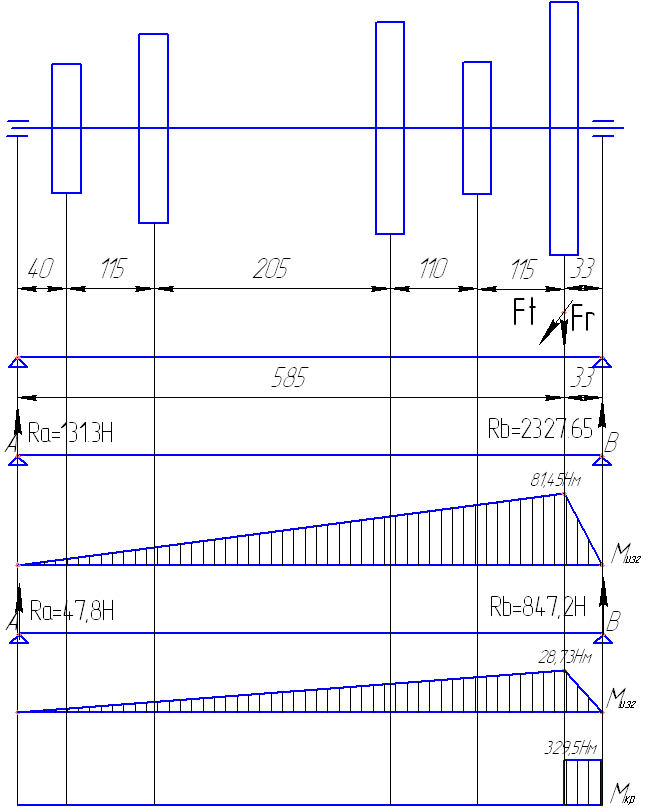


Рисунок 8.1 – Схема нагружения и эпюры крутящих и изгибающих моментов рассчитываемого вала.

Составим уравнение равновесия вала в вертикальной плоскости.

ΣМАВ=0;

Ft585-RBB618=0;



ΣМBВ=0;

-Ft 33+RAB618=0;



По найденным реакциям строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

Составим уравнение равновесия в горизонтальной плоскости.

ΣМАГ=0;

Fr 585 – RBГ 618=0;



ΣМВГ=0;

-Fr 33 + RАГ 618=0;

Н



Суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала:

Мизг=



Эквивалентный момент в опасном сечении вала:

Мэкв=



Проверяем диаметр вала в опасном сечении:

dв=10=



8.2 Расчет вала на усталость

Усталостный расчет вала выполняется как проверочный. Он заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности в предположительно опасных сечениях.

При расчете принимаем, что напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому циклу.

Амплитудные значения напряжений изгиба и кручения определяются по формулам:

σа **=**



τа **=**



где М – изгибающий момент в сечении; Wнетто – момент сопротивления сечения изгибу, Wкнетто – момент сопротивления сечения кручению;

Момент сопротивления сечения изгибу для сечения со шпоночным пазом определяется по формуле:

Wнетто**=**



Wнетто**==**10747,05 мм3



Момент сопротивления сечения кручению определяется по формуле:

Wнетто**=**



Wкнетто **=**



σа **= =** 8,036 МПа



τа **=** = 54,6 МПа



### Коэффициенты запаса усталостной прочности определяются по формуле:

* по нормальным напряжениям

nσ =



* по касательным напряжениям

nτ =



где σ-1, τ-1 – пределы выносливости для стали 40, определяется по таблице 7 [5, с. 11],

σ-1 = 340 МПа, τ-1 = 200 МПа;

εσ, ετ - коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров вала, определяются по таблице 15 [5, с. 11], εσ = ετ = 0.81;

(кσ)d, (кτ)d – коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и

кручении с учетом влияния шероховатости поверхности;

β - коэффициент упрочнения поверхности, β = 1 – при улучшении;

σа, τа – напряжения изгиба и кручения;

ψσ, ψτ - коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений, определяется по таблице 9 [5, с. 11],

ψσ = 0.05, ψτ = 0;

σm = 0;

τm = τа.

Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении с учетом влияния шероховатости поверхности определяются по формулам:

(кσ)d = кσ + -1



(кτ)d = кτ + - 1



где кσ, кτ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений, определяются по таблице 18 [5, с. 31], кσ= 1,6, кτ = 2,45;

, - коэффициенты влияния шероховатости поверхности,



определяются по таблице 20 [5, с. 32], = = 1.



Определяем (кσ)d:

(кσ)d = 1,6 + 1 – 1 = 1,6

Определяем (кτ)d:

(кτ)d = 2.45 + 1 –1 = 2,45

определяем nσ:

nσ = =20,5



Определяем nτ:

nτ = = 6,227



Общий запас прочности определяется по формуле:

n =



n = = 5,95



n≥[n]=1.5…2.5, т. е. условие выполняется.

9. ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЮЩИХ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

К элементам передающим крутящий момент относят детали в соединениях зубчатых колес с валами, передающие крутящий момент, и электромагнитные муфты.

В качестве сединительных элементов в соединении зубчатых колес с валами принимаем шпоночные и шлицевые соединения.

Для блока шестерен Z1 Z3 Z5 расположенного на первом валу выбираем размеры шлицев: D=6x26x32

Для блока шестерен Z17 Z19 расположенного на втором валу выбираем размеры шлицев: D=6x26x32

Для блока шестерен Z11 Z13 Z15 расположенного на пятом валу выбираем размеры шлицев: D=8x36x42

Для зубчатых шестерен Z2 Z4 Z6 на втором валу диаметром 25мм шпонки имеют следующие размеры:

bxhxl=8x7x28мм, t1=4мм, t2=3.3мм

для шестерни Z8 и Z9 на четвертом валу:

bxhxl=8x7x28мм, t1=4мм, t2=3.3мм

для шестерни Z10 на пятом валу:

bxhxl=12x8x28мм, t1=5мм, t2=3.3мм.

для крепления зубчатых колес Z12 Z14 Z16 Z18 Z20 на третьем валу:

bxhxl=14x9x36мм t1=5.5мм, t2=3.8мм

Проверяем выбранные шпонки на прочность.

### Шпонки подлежат проверке на смятие, которая проводится по формуле:

σсм**=** ≤ [σсм]



где Мкр–крутящий момент на валу, принимается согласно таблицы 1.2;

d – диаметр вала; h – высота шпонки; lр – рабочая длина шпонки; [σсм] – допускаемые напряжения смятия для материала шпонки, для стали [σсм] = 150 МПа.

Рабочая длина шпонки определяется по формуле:

lр = lшп – b

где lшп – длина шпонки; b – ширина шпонки.

- для шпонки 8x7x28 ( вал 2;4)

lр = 28 – 8 = 20 мм

σсм = =16,6 ≤ 150 Мпа



* для шпонки 12x8x36 ( вал 5)

lр = 36 – 12 = 24 мм

σсм = =116,5 ≤ 150 Мпа



* для шпонки 14x9x36 (вал 3)

lр = 36 – 14 = 22 мм

σсм = = 133,1 ≤ 150 Мпа



Все выбранные шпонки соответствуют условию прочности при проверке на смятие.

Выбранное шлицевое соединение проверяется на смятие рабочих поверхностей шлицев по формуле:



де - - коэффициент, который учитывает неравномерное распределение нагрузки между шлицами (обычно принимают 0,75);



*D, d, z* – размеры сечения соединения (внешний, внутренний диаметры и количество шлицев); *f* – размер фаски по длине шлица, *мм*; *lp* – рабочая длина шлицев, *мм;* [*зм*] – напряжение смятия, которое допускается, 15МПа (табл. 7.2).



Рабочая длина шлицев определяется конструкцией соединений и чаще всего равняется длине ступицы детали, которая монтируется.

Для первого вала D=6x26x32:



Для второго вала D=6x26x32:



Для пятого вала D=8x36x42



Все выбранные шлицы соответствуют условию прочности при проверке на смятие.

10. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Для выбора подшипников опор валов определяем диаметры шипов валов, которые определяются по формуле:

dш=(0,8…0,9) dв

dшI=(0,8…0,9) 20=16…18мм

dшII=(0,8…0,9)25=20…22,5мм

dшIII=(0,8…0,9)50 =40…45мм

dшIV=(0,8…0,9)30=24…27мм

dшV=(0,8…0,9)40=32…36мм

Учитывая элементы расположенные на валах а также по полученным диаметрам шипов, выбираем подшипники, параметры которых сносим в таблицу 12.1.

Таблица 10.1 – Параметры подшипников на валах коробки подач.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № вала | Подшипник | Внутренний  диаметр  d, мм | Наружый  диаметр  D, мм | ширина  кольца  B, мм | статическая  грузоподъе  мность C0,кН | Динамическая  Грузоподъе  мность C |
| 1 | 46205 | 25 | 52 | 15 | 8,34 | 15,700 |
| 2 | 46205 | 25 | 52 | 15 | 8,34 | 15,700 |
| 3 | 46209 | 45 | 85 | 19 | 23,1 | 38,700 |
| 4 | 46205 | 25 | 52 | 15 | 8,34 | 15,700 |
| 5 | 46207 | 35 | 72 | 17 | 16,4 | 29,000 |

11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Смазочная система станка служит для подачи смазочного материала ко всем трущимся поверхностям.

Существует несколько схем подвода смазочного материала к трущимся поверхностям. 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 смазки данного станка принимаем импульсную смазочную систему, в которой смазочный материал ко всем поверхностям трения подается одновременно. Схема импульсной системы приведена на рисунке 13.1, где 1 – указатель уровня смазочного материала; 2 – приемный фильтр; 3 – насос; 4 – фильтр напорной магистрали; 5 – манометр; 6 – смазочный дроссельный блок с ротаметрическими указателями; 7 – реле расхода смазочного материала; 8 – точки смазывания; 9 – указатель потока; 10 – точки смазывания с форсункой; 11 – точки смазывания; 12 – смазочный дроссельный блок; 13 – сливной магнитосетчатый фильтр; 14 – предохранительный клапан;15 – реле уровня; 16 – фильтр; 17 – резервуар.



Рисунок 11.1 – Схема импульсной централизованной смазочной системы

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проделанной работы был произведен расчет коробки подач, выбор и расчет параметров отдельных ее элементов: подшипников качения, служащих опорами валов; системы смазки и смазочного материала, обеспечивающих непрерывный подвод смазочного материала ко всем механизмам станка. Был произведен расчет критической скорости скольжения по характеристикам трения и по жесткости привода, значения которой меньше скорости движения суппорта, что обеспечивает равномерность его движения. Были разработаны компоновочная схема и чертеж коробки подач с указанием ее основных элементов.

В приложении А пояснительной записки выполнен чертеж общего вида горизонтально-расточного станка где указаны его основные элементы и габаритные размеры, а также схематически показаны структурная сетка и график подач данного станка.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочник технолога-машиностроителя. 2 том. Под редакцией А. Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. 4-е издание, переработанное и дополненное. – М.: Машиностроение 1985. – 496 с.

2. Методические указания к курсовому проекту по курсу "Металлорежущие станки и промышленные роботы" Составили: Ю.А. Сапронов, В.Г. Кочергин, Н.В. Вяльцев,

А. Е. Гаркуша. – Донецк. ДПИ, 1987г. – 48 с.

3. А. С. Пронников. Расчет и конструирование металлорежущих станков. Изд. 2-е.М.: "Высшая школа", 1968. 431 с.

4. Методические указания по курсовому проектированию деталей машин. Раздел 3: расчет и конструирование валов. Сост. Симонов А.Л., Ващенко В.Ф., Матеко П.М. – Донецк ДПИ, 1981. – 51с.

5. Решетов Д. Н. Атлас деталей и узлов машин. М: "Машиностроение"

6.Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с., ил.

7 В.И. Анурьев. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. Т.1, Т.2, Т.3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: машиностроение, 1978.

8.Методические указания к самостоятельной работе над курсовым проектом по деталям машин. Раздел 3. Этапы "Эскизный проект" и "Технический проект". Проектирование зубчатых и червячных передач (для студентов всех специальностей) / Сост.: В.С. Горелик, В.С. Исадченко, В.И. Проскурин и др. – Донецк: ДПИ, 1992. – 84 с.