|  |
| --- |
|  Оглавление1. Выбор задания
2. Выбор и обоснование кинематической схемы станка
3. Определение частот вращения выходного вала (шпинделя)
4. Построение кинематической схемы сложной коробки скоростей…7
5. Построение структурной сетки……………………………………....12
6. Анализ структурной сетки……………………………………………13
7. Построение структурного графика ( графика частот вращения)…..16
8. Анализ структурного графика (графика частот вращения)………...18
9. Определение передаточных отношений…………………………….24
10. Расчет чисел зубьев…………………………………………………...25
11. Расчет энергосиловых параметров коробки скоростей и выбор электродвигателя………………………………………………………29

  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1. Выбор заданияТаблица 1Исходные данные для проектирования

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Тип станка** | **Основные размеры****мм** | **ϕ** | **Число ступеней**Z | **n min****об\мин** | **Мощность, P****кВт** |
|  Токарный | Н=160; L=600  | 1.26  | 7  | 125  | 4.8  |

  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| 2. Разработка кинематической схемыОсновой для проектирования коробки скоростей является раз­работка полной кинематической схемы и графика частот вращения, обеспечивающей наиболее простую структуру коробки. Общие требования к коробкам скоростей: минимальная масса, минимальное число валов и число передач, высокий КПД, низкий уровень шума, техноло­гичность, надежность в эксплуатации.**2.1. Структурная формула**Z = Zх1 × Zх2 × Zх3,где Zх1 – числа передач в первой, второй, третьей и т.д ступенях;Х1, Х2, Х3 – характеристики группы, обусловленные вариантом включения передач при переходе с одной частоты вращения шпинделя на другую. На графиках частот вращения и структурной сетке характеристика показывает на сколько интервалов (полей) должны расходиться соседние лучи скоростей в одной коробке. В нашем примере*:* Z = 7 = 21 × 22 × 23*(Основная группа имеет 2 передачи, с характе­ристикой х0=1.Первая переборная группа – имеет 2 передачи и характеристи­ку х1=2, вторая переборная х2=3)*  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| Количество возможных конструктивных вариантов (K kc) одной и той же струк­туры равно числу перестановок m групп и определяется по формуле:m!К кс = ,q!  *где q - количество групп с одинаковым числом передач, m – количество элементарных коробок.*(Z = 7) m = 3, q = 3, число конструк­тивных вариантов K kc = 1,3!К кс = =1 ,3! *Следовательно, Z = 2 × 2× 2*3. Количество кинематических вариантов коробкиКинематические варианты компоновки коробки скоростей указывают на порядок расположения характеристик групп передач.Число кинематических вариантов (К кн) определяется по формуле:К кн = m! (Z = 7*): К кн = 3! = 6,*Возможны варианты: х0 = 1, х1 = 3 или х0 = 2, х1 = 1.  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
|  Общее число всевозможных вариантов (конструктивных и кинема­тических) (К) для обычных множительных структур определяется по формуле:(m!)2К кс = ,q! Для шестиступенчатой коробки передач *m =2, q= 1, следовательно*(3!)2К кс = = 6 ,3! Возможно получить шесть вариантов компоновки коробки скоростей для4. Выбор варианта структуры коробки и обоснование его оптимальностиZ = Z х1 × Zх2 × Zх3 × …×.Zх*т* Требования, предъявляемые к выбору оптимального варианта коробки представлены в табл. 2.Таблица 2Требования к выбору оптимального варианта компоновки коробки.

|  |  |
| --- | --- |
| Требование | Математическое выражение |
| Стремиться принимать число передач в группах равно 2 или 3. | *Zгр = 2 или 3* |
| Число передач уменьшается при приближении к шпинделю | Z х0 > Zх1 > Zх2 ..> Zх*т*  |
| Предпочтительно за основную принимать первую группу, а харак- теристики переборных групп должны возрастать по мере приближения к шпинделю. | Х0 < Х1 < ….. < Х*т*  |

 |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
|  На шпинделе рекомендуется устанавливать минимальное число колес и располагать их по возможности ближе к передней опоре. Одиночные понижающие передачи предпочтительно конструировать ближе к шпинделю. Более высокие частоты вращения уменьшают крутящие моменты, поэтому они должны быть смещены к промежуточным валам.**5.Разработка кинематической схемы коробки скоростей.** Для нашего примера, в соответствии с приведенными выше требованиями к компоновке коробки скоростей выбираем следующий  вариант структурной формулы: Z = 7 = 21 × 22 × 23  При выборе данного варианта соблюдаются условия*:**- Число передач в группе 2.**- Основная и переборная группа имеют одинаковое число ступеней равное 2.**- Характеристики групп возрастают по мере приближения к шпинделю**(Х0 = 1 – основная группа, Х2 = 2 –первая переборная группа, Х3 = 3 – вторая переборная группа)* Кинематическая схема для выбранного варианта структурной формулы приведена на рис. 1.  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| рис. 1*6. Построение структурной сетки*Структурная сетка дает представление о количестве передач между валами, знаменателе и диапазоне регулирования элементарных коробок, последовательности включения передач для обеспечения ряда частот вращения шпинделя. Структурная сетка характеризует закономерности изменения передаточных отношений в групповых передачах при изменении частот вращения шпинделя по геометрическому ряду. Число валов в коробке равно (m+1), соответственно  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| Структурная сетка строится в следующем порядке (см. рис. 3):1). На чертеже в произвольном масштабе построим структурную сетку. Количество вертикальных прямых, равное (m +1), соответствует числу валов коробки, в нашем случае, при m = 3, число валов – четыре.2). На равном расстоянии друг от друга наносим столь­ко горизонтальных прямых, сколько ступеней частот враще­ния имеет проектируемая коробка. В нашем случае*,* число ступеней равно 7 (рис. 2.).3). Наносим на линии четвертого вала (без указания величин) точки n1 – n7,- изображающие частоты вращения шпинделя. Первый вал имеет одну частоту вращения, следовательно на вертикальной линии первого вала наносим исходную точку 0 симметрично относительно nmin = n1 и nmax = n7, на уровне n4.4). Первая группа состоит из двух передач, поэтому из точки О проводим два луча, при этом первому множителю 21 соответствует характеристика х = 1, т.е. на вертикальной линии вала на структурной сетке рас­стояние между точками 1 – 2 равно одному интервалу Для следующего множителя 22 характеристика х = 2, а расстояние между точками 3 – 5 и 4 – 6 равно двум интервалам, для множителя 23 характеристика равна х = 3 и расстояние между n1 – n4, n2 – n5, n3 – n6, n4 – n7 равно трем интервалам.5). Полученные точки соединяем лучами. *7. Анализ структурной сетки*7.1. Симметричность и веерообразность расположения лучей. *Структурная сетка симметрична в пределах каждой группы.*7.2. Проверка оптимальности выбранного варианта сетки по диапазону регулирования.R = ϕХпп (Zпп -1), где Zпп– число передач (ступеней) последней переборной коробки. В примере Zпп (Z2) равно 2. Хпп – характеристика последней переборной коробки (хпп=3).Условие оптимальности R ≤ [R], где [R] = 8В примере *R = 1,26 3(2-1) = 2 < 8* Все условия соблюдены, следовательно выбранный вариант структуры можно считать оптимальным. |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
|  I II III IV

|  |
| --- |
| n7 |

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |

|  |
| --- |
| n6 |

 |
|  | 6 |

|  |
| --- |
| n5 |

 |
| 02 | 5 |

|  |
| --- |
| n4 |

 |
| 1 | 4 |

|  |
| --- |
| n3 |

 |
|  | 3 |

|  |
| --- |
| n2 |

 |
|  |  |  |

 Х = 1 Х = 2 Х = 3

|  |
| --- |
| n1 |

 |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| **8. Построение структурного графика (графика частот вращения)**График частот вращения (структурный график) (рис. 4) является видоизмененной струк­турной сеткой. Он показывает действительные значения част­ных передаточных отношений передач и частот вращения валов. Для построения графика частот вращения необходимо рассчитать числа оборотов шпинделя по формулеni = n min × ϕn-1Для нашего примера при ϕ = 1,26*n1 = nmin = 125 об\мин* *n2 = nmin × ϕ1 = 157,5 об\мин n5 = nmin × ϕ4 = 315,06 об\мин**n3 = nmin × ϕ2 = 198,45 об\мин n6 = nmin × ϕ5 = 396,97 об\мин**n4 = nmin × ϕ3  = 250,05 об\мин n7 = nmin × ϕ6  = 500,19 об\мин* Принимаем в соответствии с нормальными рядами чисел в станкостроении следующие значения чисел оборотов шпинделя: *n1 = nmin = 125 об\мин* *n2 = nmin × ϕ1 = 160 об\мин n5 = nmin × ϕ4 = 315 об\мин**n3 = nmin × ϕ2 = 200 об\мин n6 = nmin × ϕ5 = 400 об\мин**n4 = nmin × ϕ3  = 250 об\мин n7 = nmin × ϕ6  = 500 об\мин*Выполним анализ по отклонению Δ n % ≤ ± 10 (ϕ-1)  *В нашем примере* Δ n % ≤ ± 10 (1,26-1) = 2,6 % Сравнивая расчетные и стандартные значения частот вращения шпинделя, можно увидеть, что наибольшая разность соответствующих частот вращения имеет место для **n6** и составляет 0.76 % что меньше допускаемого отклонения. |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| **8. Анализ структурного графика (графика частот вращения).**  Анализ графика частот вращения производится по показателям:Частоту вращения первичного вала выбираем наибольшей.*n = n мах = 500 об\мин*Так как электродвигатель имеют большую частоту вращения nэд=750 об\мин, то предполагается использовать зубчатую или ременную передачу между валами 0 и 1.Передаточные отношения должны удовлетворять двум условиям:1) Передаточное отношение в группах должно посте­пенно уменьшаться по мере приближения к шпинделю. 2) Для ограничения размеров зубчатых колес и радиаль­ных габаритов коробок скоростей нормалями станкостроения установлены пределы передаточных отношений:I min ≥ 1/4, I max ≤ 2Для Z=7 = 21 × 22× 23 и ϕ = 1,26*iнаиб = ϕ0 = 1,260 = 1 iнаим = ϕ-3 = 1,26-3 = 1\2,* В рассматриваемом случае соблюдаются оба условия, следовательно, данная структура может быть применена. |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
|

|  |
| --- |
| I1 = ϕ0 =Z1 : Z2 |

|  |
| --- |
| I3 = ϕ0 =Z5:Z6 |

|  |
| --- |
| I5 = ϕ0 =Z9:Z10 |

|  |
| --- |
| Вал двигателяn = 750 об/мин  |

об\мин0

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | 500 |
| 1 | 2 | 4 | 400 |
|

|  |
| --- |
| i2 = 1\ϕ1 =Z3 : Z4 |

 | 3 | 5 | 315 |
|  | i4= 1\ϕ 2 =Z7 : Z8 | 6 | 250 |
|  |  | 7 | 200 |
|  |  |  | 160 |
|  |  | I6 = 1\ϕ3 =Z11:Z12 | 125 |

 II I II III IVРис. 4. Структурный график или график частот вращения для коробки Z=7 = 21 × 22× 23 |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| *9. Определение передаточных отношений*  Частные передаточные отношения определяют по графику частот вращения. Их выражают через знаменатель гео­метрического ряда ϕ:i = ϕ ±k где к - число интервалов между смежными валами, которые пересекает данный луч на графике частот вращения. Знак «плюс» принимается для ускоряющей передачи, «ми­нус» - для замедляющей передачи, для горизонталь­ных лучей к = 0, i = 1 Используя график частот вращения (рис. 3) определяем передаточные отношения:*i1=ϕ0 = 1,26 0 = 1 i4=ϕ-2 = 1,26 -2 = 7 : 11**i2=ϕ-1 = 1,26 -1 = 4 : 5 i5=ϕ0 = 1,26 0 = 1**i3=ϕ0 = 1,26 0 = 1 i6=ϕ3 = 1,26 -3 = 1 : 2* |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| **10. Расчет чисел зубьев**Числа зубьев рассчитываем отдельно для каждой группы передач, используя частные передаточные отношения, найденные по графику частот вращения.При расчете необходимо соблюдать следующие условия: - минимальные числа зубьев ведущего колеса 18-20, максимальные для ведомого колеса - 100. - для обеспечения постоянства межосевого расстояния суммы чисел зубьев сопряженных колес должны быть равными, т.е.Z1 + Z2 = Z3 + Z4 = Z5 + Z6 = … = const где Z1, Z3, Z5, …- числа зубьев ведущих зубчатых колес элементарной двухваловой передачи; Z2, Z4, Z6, …- соответствующие им числа зубьев ведомых зубчатых колес.  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| Определим фиктивные числа зубьев для колес коробки методом наименьшего общего кратного (НОК)..Для основной группы они определяются исходя из равенства:*A : B = Z1 : Z2 =ϕ 0 = i1 ; C : D = Z3 : Z4 =ϕ -1 = i2 ;*Для первой переборной группы исходя из равенства:*E : F = Z5 :Z6 =ϕ 0 = i3;* *G : H = Z7 : Z8 =ϕ -2 = i4 ;* Для второй переборной группы исходя из равенства:*K : L = Z9 : Z10 =ϕ 0 = i5; M : N = Z11 : Z12 =ϕ -3 = i6,,* где А, В, C, D, E, F, G, H, K, L, M, N – простые целые числа, которые являются фиктивными числами зубьев. Для основной группы передач получаем:  *А = 1, В = 1, C = 4, D = 5,* Для первой переборной группы передач: *E = 1, F = 1,G = 7, H =11,* Для второй переборной группы передач:*K = 1, L = 1, M = 1, N = 2* |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| Определим наименьшее общее кратное SzДля определения Sz используем правило: «Sz равно наименьшему общему кратному сумм простых целых чисел для данной группы передач»Для основной группы передач*A + B = 1+1 = 2**C + D = 4+5 =9 ,* следовательно Sz = 18 Для первой переборной группы передач*E + F = 1+1 = 2**G + H = 7+11 = 18, следовательно Sz = 18*Для второй переборной группы передач*K + L = 1 + 1 = 2**M + N = 1+2 = 3, следовательно Sz = 6*Вычислим расчетные числа зубьев:Для основной группы передач:  *Z1 = Sz × A / (A + B) = 18× 1 / (1 + 1) =9* *Z2 = Sz× B / (A + B) = 18 × 1/ (1 +1) = 9* *Z3 = Sz × C / (C + D) = 18× 4 / (4 + 5) = 8* *Z4 = Sz × D / (C + D) = 18 × 5/ (4 + 5) = 10*  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| Для второй переборной группы передач:*Z5 = Sz × E / (E + F) = 18× 1 / (1+ 1) = 9**Z6 = Sz × F / (E + F) = 18× 1 / (1 + 1)= 9**Z7 = Sz× G / (G + H) = 18× 7 / (7 + 11) = 7**Z8 = Sz× H / (G + H) = 18 × 11/ (7 + 11) = 11*Для третьей переборной группы передач:*Z9 = Sz× K / (K + L) = 6× 1 / (1 + 1) = 3**Z10 = Sz× L / (K + L) = 6 × 1/ (1 + 1) = 3* *Z11 = Sz × M / (M + N) = 6 × 1 / (1+ 2) = 2**Z12 = Sz × N / (M + N) = 6 × 2 / (1 + 2)= 4*Определим действительные числа зубьев колес коробки скоростей Так как минимальное число зубьев колес должно быть не меньше 18, то увеличим количество рассчитанных чисел зубьев в 2,5 раза для основной и первой переборной группы, и в 10 раз для второй переборной группы. Таким образом, после умножения получаем: *Z1 = 22,5 Z3 = 20 Z5 = 22,5 Z7 = 17,5 Z9 = 27 Z11 = 18* *Z2 = 22,5 Z4 = 25 Z6 = 22,5 Z8 = 27,5 Z10 =27 Z12 = 36*Подачи (Z1 : Z2 ) ; (Z5 : Z6 ) ; (Z7 : Z8 ) необходимо корригироватьПроизведем проверку на равенство сумм чисел зубьев, с целью обеспечения одинакового межосевого расстояния для всех передач в одной группе.  Для основной группы:*Z1 + Z2 = Z3 + Z4 = 22 + 23 = 20 + 25 = 45*Для первой переборной группы:*Z5 + Z6 = Z7 + Z8 = 27+ 27 = 21+ 33= 54*Для второй переборной группы:*Z9 + Z10 = Z11 + Z12 = 27+ 27 = 18 + 36 = 54*Условие постоянства суммы SZ соблюдается.  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
|  **11. Расчет энергосиловых параметров коробки скоростей и выбор электродвигателя** Выбор электродвигателя. Принимаем электродвигатель по ближайшей частоте вращения.n = 750 об\минОпределим, что подача от электродвигателя на первый вал коробки скоростей ременная. При выборе ременной передачи общий КПД коробки скоростей определяется по формуле:ηо = ηрп × ηпк, × ηзк где к – количество пар подшипников качения в коробке скоростей. *ηо = ηрп × ηпк × ηзк = 0,96×0,994×0,973 = 0,84*Рассчитаем потребляемую мощность на электродвигателе станка: Рэд = Рст / ηо = 4,8 / 0,84 = 5,71 кВт,  где Рст - мощность станка, кВт; ηо - общий КПД коробки скоростей. Принимаем электродвигатель. 4А160S8Мощность Рэд = 7,5 кВт, асинхронная частота вращения ротора nа = 730 об\мин |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| Рассчитаем передаточное число ременной передачи с учетом коэффициента скольжения по формуле:i рем = n1  / (na × 0,985) = 500 / (730 х 0,985) = 0,695 Рассчитаем диаметр ведущего шкива по формуле: 3d1= k × T0 где T0 - крутящий момент на валу электродвигателя, Н × м;к = 40 для клиноременной передачиT0 = 9550 Рэд  /  naДля нашего примера T0 = 9550 × 7,5/ 730 = 98,12 Н × мДиаметр ведущего шкива равен3d1= k × T0 = 40 × 98,12 = 184,5 мм Расчетный диаметр шкива округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 17383 - 73.d1= 180 мм. 3.8.6 Рассчитаем диаметр ведомого шкива:d2 = d1 / iрем = 180 / 0,695 = 258,99 мм Округлим d2 до стандартного значенияиз ряда по ГОСТ 17383 - 73 d2 = 250 мм.  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| 3.8.7 Рассчитаем фактическое передаточное отношение ременной передачи:  *iф рем = d1 × (1 - ε) / d2 = 180 × (1 – 0,015) / 250 = 0,71.* где ε - коэффициент скольжения, для ременных передач ε = 0,015В нашем случае погрешность составляет менее 1%, поэтому значения диаметров шкивов принимаем d1. = 160 мм, d2.= 230 мм.3,8,8 Рассчитаем передаваемую мощность для каждого вала коробки скоростей по формуле:Рi = Рэд п × η, кВтгде Рэд п - мощность электродвигателя, кВт;η - общий КПД, учитывающий потери мощности от двигателя до рассчитываемого вала. Расчетные значения передаваемой мощности для нашего примера приведены в табл.7.Р1 = Рэд п × ηрп × ηпк = 4,8 х 0.96 х 0,99 = 4,56 кВтР2 = Р1 × ηзп × ηпк = Р1 х 0.96 х 0,99 = 4,38 кВтР3 = Р2 × ηзп × ηпк = Р2 х 0.96 х 0,99 = 4,2 кВтР4 = Р3 × ηзп × ηпк = Р3 х 0.96 х 0,99 = 4 кВт3.8.9 Рассчитаем крутящие моменты на валах коробки скоростей по формуле:Тi  = 9550 × Р i  / n i min , Н×мм  где n i min - - минимальная частота вращения вала, об\мин.  В качестве расчетной частоты вращения шпинделя принимаем частоту вращения верхней ступени второй трети диапазона, т.е. n i min равную n3 = 200 об/мин.  |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| Т1 = 975 × 104 × 4,56 / 200 = 222,3 Н×ммТ2 = 975 × 104 × 4,38 / 200 = 213,5 Н×ммТ3 = 975 × 104 × 4,2 / 200 = 204,75 Н×ммТ4 = 975 × 104 × 4 / 200 = 195 Н×мм3,8,9 Произведем предварительный (ориентировочный) расчет валов коробки скоростей. Предварительный расчет диаметров валов выполняют из расчета на кручение, так как нет данных о расстоянии между опорами, необходимых для учета изгибных напряжений. Предварительных расчет диаметров валов производится по формуле: 3 di = 5×Тi  / [τ] где Тi – максимальный крутящий момент для рассчитываемого вала, Н\*мм; d - диаметр рассчитываемого вала, мм;[τ] - допускаемое значение напряжений кручения, МПа. Для валов из конструкционных среднеуглеродистых марок сталей 45, 50 принимают [τ] = 20 МПа  Диаметр промежуточных валов округлим до ближайших больших стандартных значений по ряду Ra 40.  Диаметр шпинделя в переднем подшипнике принимаем в зависимости от мощности электродвигателя (табл. 6). |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
| 3 d1 = 5×222300 / 20 = 38 мм, принимаем d1 = 38 мм33 d2 = 5×213500 / 20 = 37,6 мм, принимаем d2 = 38 мм3 d3 = 5×204750 / 20 = 37 мм, принимаем d3 = 38 мм d4 = 5×195000 / 20 = 36,5 мм, принимаем d4 = 38 мм |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |
|  Литература 1. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3т.  М.: Машиностроение, 1985. Т.2, 559 с.2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем:  проектирование металлорежущих станков; Справочник –  учебник/под ред. А. С. Проникова.\_ М, Машиностроение,1995.-448 с.4. Проников А. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков.  Учеб. для ВУЗов.- М.: Высш. Школа,- 2000.-5. Тарзиманов Г. А. Проектирование металлорежущих станков. М.:  Машиностроение,- 1980, - 280 с.6. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учебник  для техн..- М Высшая школа. – ФГИПП.- 1999.- 432 с.. 1. 7.     Дунаев Леликов Курсовое проектирование деталей машин: учебник для ВУЗов.- М Высшая школа. 1999.- 420 с.

8. Кочергин А. А, Конструирование и расчет металлорежущих станков  и станочних комплексов: Учеб. пособие для ВТУЗов.- Минск. –  Вышейш. школа. – 1991, 382 с.9. Левятов Д.С. Расчеты и конструирование деталей машин: Учеб. для  Вузов.- М.: Высш. шк. 1985. 380 с. |
|  |  |  |  |  | 030501.080602.041.000 ПЗ | Лист |
|  |  |  |  |  |  |
| Изм | Лист | № документа | Подпись | Дата |