|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Оглавление   1. 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 задания  Таблица 1  Исходные 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 схемы  Основой 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 коробки Кинематические 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!)2 К кс = , q!  Для шестиступенчатой коробки передач *m =2, q= 1, следовательно*  (3!)2 К кс = = 6 , 3!  Возможно получить шесть вариантов компоновки коробки скоростей для  4. Выбор варианта структуры коробки и обоснование его оптимальности Z = Z х1 × Zх2 × Zх3 × …×.Zх*т*   Требования, предъявляемые к выбору оптимального варианта коробки представлены в табл. 2.  Таблица 2  Требования 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] = 8  В 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 | | | 0  2 | 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 формуле  ni = n min × ϕn-1  Для 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 ≤ 2  Для 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 двигателя  n = 750 об/мин |   об\мин  0   |  |  |  |  | | --- | --- | --- | --- | |  |  |  | 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 IV  Рис. 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 Sz  Для 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 корригировать  Произведем 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\мин  Определим, 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. 4А160S8  Мощность 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:  3  d1= k × T0  где T0 - крутящий момент на валу электродвигателя, Н × м;  к = 40 для клиноременной передачи  T0 = 9550 Рэд  /  na  Для нашего примера T0 = 9550 × 7,5/ 730 = 98,12 Н × м  Диаметр ведущего шкива равен  3  d1= 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 = 0,015  В 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, кВт  где 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 кВт  Р2 = Р1 × ηзп × ηпк = Р1 х 0.96 х 0,99 = 4,38 кВт  Р3 = Р2 × ηзп × ηпк = Р2 х 0.96 х 0,99 = 4,2 кВт  Р4 = Р3 × ηзп × ηпк = Р3 х 0.96 х 0,99 = 4 кВт  3.8.9 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×мм  Т2 = 975 × 104 × 4,38 / 200 = 213,5 Н×мм  Т3 = 975 × 104 × 4,2 / 200 = 204,75 Н×мм  Т4 = 975 × 104 × 4 / 200 = 195 Н×мм  3,8,9 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 мм  3  3  d2 = 5×213500 / 20 = 37,6 мм, принимаем d2 = 38 мм  3  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 |