

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 13.03.2023 10:45:42  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

## МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)

Кафедра технологии материалов и транспорта

УТВЕРЖДАЮ  
Проректор по учебной работе  
О.Г. Локтионова  
« 09 » 03 2021 г.

## ОСНОВЫ ТРЕБОТЕХНИКИ, ТРЕНИЕ И ИЗНОС В УЗЛАХ И АГРЕГАТАХ АВТОМОБИЛЕЙ

методические указания к практическим работам для студентов  
специальности 23.05.01

Курск 2021

УДК 621.4

Составитель А.А.Толкушев

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *Б.А.Семенихин*

**ОСНОВЫ ТРЕБОТЕХНИКИ, ТРЕНИЕ И ИЗНОС В УЗЛАХ И АГРЕГАТАХ АВТОМОБИЛЕЙ:** методические указания к практическим работам для студентов специальности 23.05.01 / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. А.А. Толкушев. Курск, 2021. 22 с. Библиогр.: с.22.

Содержат методические указания к практическим работам по дисциплинам «Основы триботехники», "Трение и износ в узлах и агрегатах автомобилей". представлен необходимый теоретический материал, задания и порядок расчета задач. Предназначены для студентов специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства, специализация "Автомобильная техника в транспортных технологиях"

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать                      Формат 60x84 1/16  
Усл. печ. л.      Уч. – изд.л      . Тираж 100 экз. Заказ. Бесплатно.  
Юго-Западный государственный университет.  
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94

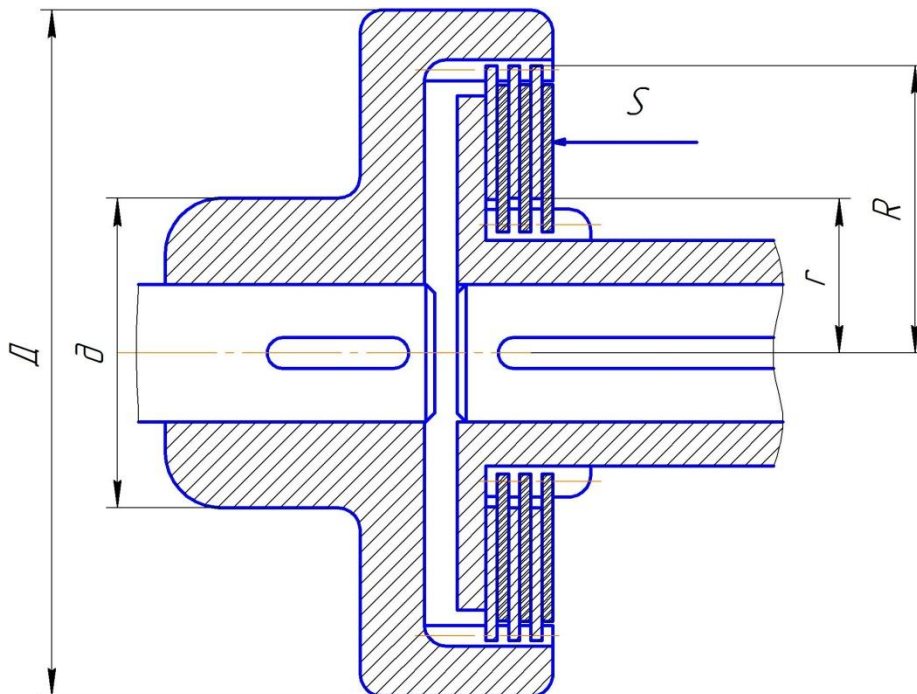
## СОДЕРЖАНИЕ

1. Расчет муфты трения.....	4
2. Расчет передачи нагрузок с колеса на вал за счет сил трения соединением с натягом.....	8
3. Определение усилий при запрессовке и распрессовке соединений с натягом.....	15
4. Подбор посадок зубчатых венцов и червячных колес при передаче нагрузки за счет сил трения.....	17
5. Расчет усилия зажима заготовки при обработке детали в приспособлении.....	22
Библиографический список	26

## 1. Расчет муфты трения.

Муфты трения применяются в различных механизмах технологического оборудования предприятий для пуска, останова, реверсирования, переключения скоростей, изменения направления движения.

Фрикционные муфты могут работать со смазкой и всухую. В качестве рабочих дисков используют закаленную сталь с твердостью выше HRC 60, чугун, текстолит, металлокерамику, прессованный асбест.



Исходными данными для проверочного расчета или определения наибольшего крутящего момента, который может передавать фрикционная муфта, являются:

- $n$  - частота вращения ведущего вала муфты, об/мин;
- $k$  - число включений муфты в 1 час;
- $i$  - число поверхностей трения, (обычно равно удвоенному числу наружных дисков муфты  $Z$ );
- $\beta$  - коэффициент запаса сцепления (1,3 – 1,5);
- $R$  - наружный радиус поверхностей трения, см.;
- $r$  - внутренний радиус поверхностей трения, см.;

$f$  – коэффициент трения;

$M_{кр.}$  – передаваемый крутящий момент, кгс\*см.

Средний радиус поверхностей трения для дисковых муфт, см.,

$$R_{cp.} = (R+r)/2$$

Средняя окружная скорость в м/с.,

$$V_{cp.} = \pi R_{cp.} n / 60 \cdot 100$$

Допускаемый крутящий момент в кгс\*см, для дисковой муфты

$$[M_{кр.}] = \frac{1}{\beta} \pi (R^2 - r^2) R_{cp.} i p f K_v K_m (1 - K_n)$$

Необходимое усилие прижатия дисков в кгс.,

$$S = \frac{[M_{кр.}] \beta}{R_{cp.} i f}$$

Давление на трущихся поверхностях в кгс/см<sup>2</sup>,

$$p = \frac{S}{\pi (R^2 - r^2)}; \quad p < [p]$$

Давление трущихся поверхностей не должны превышать допустимых значений.

Значение коэффициента трения  $f$  и наибольшие допускаемые давления на поверхности трения  $p$  приведены в таблице 1

Таблица 1.

Коэффициент трения  $f$  и наибольшие допускаемые давления  $[p]$  кгс/см<sup>2</sup> на поверхность трения

Материал поверхностей трения	$f$	$[p]$ кгс/см <sup>2</sup>
Для сухих муфт		
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,15	3-4
Прессованный асбест или феродо	0,3	2-2,5
Металлокерамика по закаленной стали	0,4	3-4

Для масляных муфт		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,08	6-8
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,08	6-8
Текстолит по стали	0,15	4-6

Меньшие значения давлений рекомендуются при малом числе дисков большие при большом числе фрикционных дисков.

Коэффициент  $K_m$  учитывающий число дисков, принимают по таблице 2

Таблица 2

Число наружных дисков Z	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$K_m$	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	0,79	0,76

Коэффициент  $K_v$  учитывающий влияние окружной скорости при скоростях более 2.5 м/сек принимают равным по таблице 3.

Таблица 3

V, м/сек	2.5	3	4	5	6	8	10	13	15
$K_v$	1	0,94	0,86	0,80	0,75	0,68	0,63	0,59	0,55

Коэффициент  $K_n$  – учитывающий число включений вводят при числе включений более 50 или 100 в час и принимают равным 0,01 за каждые пять включений свыше этих цифр. Нижнее значение числа включений - для быстроходных муфт при больших момента инерции разгоняемых при включении масс, верхнее – для тихоходных муфт при малых моментах инерции разгоняемых масс. Например, для быстроходной муфты при числе включений 200 в час будем иметь:

$$K_n = 0,01 * \frac{200-50}{5} = 0,3$$

Предельное значение коэффициента  $K_n = 0,5$  при  $K_n$  больше 0,5 производится специальный тепловой расчет муфты.

По заданию преподавателя произвести проверочный расчет муфты трения. Найти крутящий момент  $M_{кр.}$  и необходимое усилие прижатия дисков S, и среднюю окружную скорость  $V_{ср.}$  Также по заданию преподавателя рассчитать и построить график

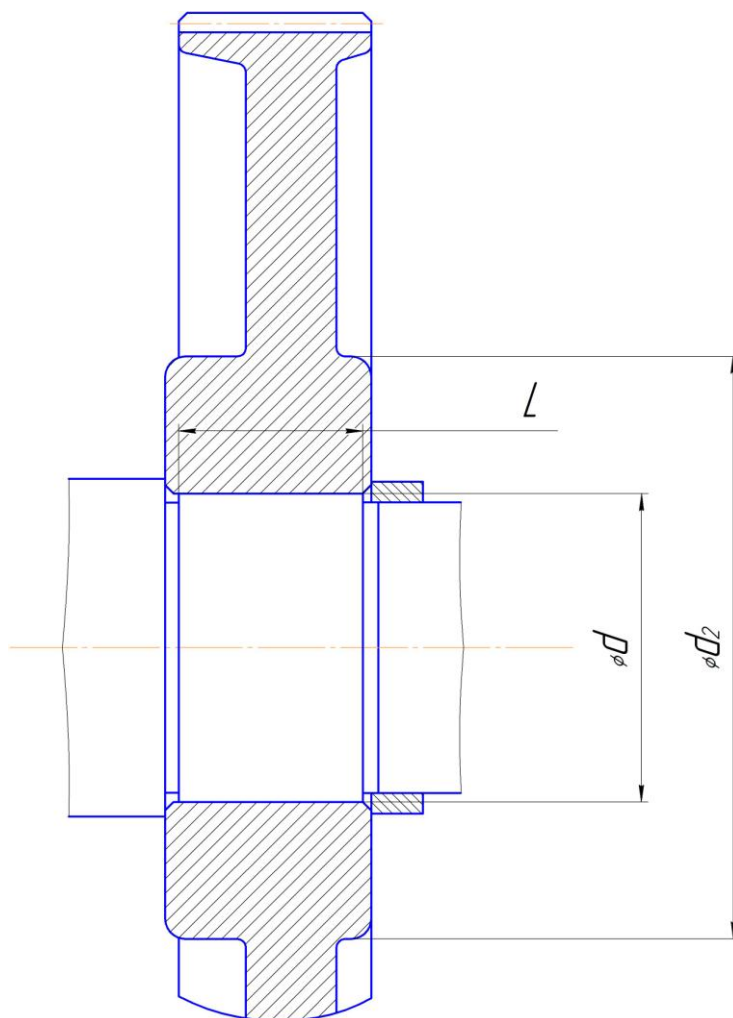
зависимости  $M_{кр.}$  от количества наружных дисков и от изменения коэффициента трения при замене фрикционного материала дисков муфты трения. Варианты задания выбрать по последней цифре в зачетной книжке студента или по указанию преподавателя, по последней цифре в списке группы.

Таблица 4

Вариант	R см.	r см.	Z	$F_{тр.}$	N об/мин	$p$ Кгс/см <sup>2</sup>
1	10	5	3	0,2	800	1,2
2	8	4	3	0,2	600	1,3
3	15	8	3	0,2	500	1,1
4	12	6	3	0,2	1200	1,6
5	9	5	3	0,2	900	1,0
6	7	3	3	0,2	400	1,8
7	11	6	3	0,2	650	1,4
8	6	3	3	0,2	750	1,5
9	14	6	3	0,2	450	1,7
10	16	6	3	0,2	1000	0,9
11	12	4	3	0,2	1100	1,8
12	9	4	3	0,2	900	1,6
13	18	9	3	0,2	1300	1,75
14	14	7	3	0,2	1200	2,0
15	10	4	3	0,2	800	0,95
16	8	4	3	0,2	950	1,3
17	10	6	3	0,2	1400	1,6
18	7	4	3	0,2	800	1,9
19	15	7	3	0,2	700	1,8
20	16	8	3	0,2	900	1,4

## 2. Расчет передачи нагрузок с колеса на вал за счет сил трения соединением с натягом

Исходными данными для подбора посадки с натягом служат момент на валу колеса  $M$ , н\*м, изгибающий момент вала у торца ступицы колеса с той стороны, где вал работает на кручение  $M_i$ , н\*м, размеры соединения (м): диаметр  $d$  посадочной поверхности вала, диаметр  $d_1$  условный наружный диаметр  $d_2$  ступицы колеса, длина  $L$  соединения с натягом, материалы соединяемых деталей, параметрами шероховатостей поверхностей в местах сопряжения деталей.



Подбор посадки производят в следующем порядке:

1. Определяются с коэффициентом запаса сцепления. Обычно коэффициент запаса сцепления  $k$  принимают: для промежуточных валов редукторов 3,0...5,0; для выходных



валов редукторов, если на консоль вала надета звездочка или шкив 4...4,5; для выходных валов редукторов, если на консоль вала надета муфта, 3...3,5.

2. Определяют контактное давление  $p$ , (Па) потребное для передачи заданной нагрузки

$$p = 2kM / (\pi d^2 Lf)$$

Коэффициент трения принимают из таблицы 1. В зависимости от способа посадки.

Таблица 1

Материал деталей	прессование	нагрев	охлаждение	гидропрессование
Сталь - сталь	0,07	0,14	0,07	0,1
Сталь - чугун	0,07	0,07	0,07	-
Сталь или чугун, бронза или латунь	0,05	0,05	0,05	-

При тщательных расчетах, при определении контактного давления осевую силу необходимо учитывать, однако, ее можно учесть, несколько увеличив коэффициент запаса сцепления.

3. Требуемая деформация деталей  $\delta$ , мкм (формула Ламе),

$$\delta = pd (C_1/E_1 + C_2/E_2) 10^6$$

где

$$C_1 = 1 + (d_1/d)^2 / 1 - (d_1/d)^2 - \mu_1$$

$$C_2 = 1 + (d/d_2)^2 / 1 - (d/d_2)^2 + \mu_2$$

Величины с индексом 1 относятся к охватываемой детали, с индексом 2 – к охватывающей детали.

Модули упругости первого рода материалов и коэффициенты Пуассона принимают по таблице 2

Таблица 2

материал	Е, Па	μ	материал	Е, Па	μ
Сталь	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,3	Оловянистая бронза	$1 \cdot 10^{11}$	0,33
чугун	$1 \cdot 10^{11}$	0,25	Безоловянистая бронза	$1,1 \cdot 10^{11}$	0,35

## 3. Поправка на обмятие микронеровностей

$$U = k_1 R_1 + k_2 R_2$$

где  $R_1$  и  $R_2$  - шероховатость поверхностей охватываемой и охватывающей деталей  $k_1$  и  $k_2$  - коэффициенты,  
 При  $R_a > 1,25$   $k = 5$ , при  $R_a \leq 1,25$   $k = 6$ .  
 Значения  $R_a$ , мкм берут из чертежей детали или принимают равным по таблице 3

Таблица 3

Рекомендуемая шероховатость поверхностей сопрягаемых деталей

Точность изготовления (квалитет)	поверхность	Ra, мкм ( не более) при номинальных размерах , мм		
		до 50 мм	от 50 до 120мм	От120 до 500мм
5	вал	0,1...0,2	0,4	0,4
	отверстие	0,2...0,4	0,8	0,8
6.....7	Вал	0,4	0,8	1,6
	Отверстие	0,8	1,6	1,6
8	Вал	0,8	0,8	1,6...3,2
	отверстие	1,6	1,6	1,6...3,2

5. Поправка на температурную деформацию  $\delta_t$ , мкм.

При подборе посадок, детали которых испытывают нагрев в процессе выхода на рабочую температуру, учитывают температурную деформацию, уменьшающую созданный натяг:

$$\delta_t = d10^6[(t_2 - 20^\circ\text{C}) \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ\text{C}) \alpha_1]$$

где  $t_1$  и  $t_2$  - рабочие температуры деталей соединения  
 $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  - температурные коэффициенты линейного расширения из таблицы 4

Таблица 4

Материал	Коэффициент линейного расширения $\alpha$ , $С^{-1}$
Сталь	$12 \cdot 10^{-6}$
Чугун	$10 \cdot 10^{-6}$
Бронза, латунь	$19 \cdot 10^{-6}$

6. Минимальный натяг  $N_{\min}$  мкм, требуемый для передачи заданной нагрузки:

$$N_{\min} = \delta + U + \delta_t,$$

7. Максимальный натяг  $N_{\max}$  мкм, допускаемый прочностью охватывающей детали:

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + U,$$

где  $[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \delta / p$  максимальная деформация, допустимая прочностью охватывающей детали.

Максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали:

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_T [(1 - d/d_2)^2],$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала охватывающей детали, в Па

Таблица 5

Твердость и предел текучести материала охватывающей детали

Марка стали	45	40	40Х	40ХН	35ХМ	20ХН М	18ХГТ	12ХН 3А
Твердость НВ	235.. .262	220.. .240	235... .262	269.. .302	235.. .262	269.. .302	250.. .300	250... 310
$\sigma_{T2}$ , Па	$6,5 \cdot 10^8$	$5,4 \cdot 10^8$	$6,4 \cdot 10^8$	$7,5 \cdot 10^8$	$6,7 \cdot 10^8$	$7,8 \cdot 10^8$	$7,9 \cdot 10^8$	$8,0 \cdot 10^8$

8. Выбор посадки.

Пригодна посадка, удовлетворяющая условиям:

$$N_{p \min} \geq N_{\min}, \quad N_{p \max} \leq N_{\max}$$

Где  $N_{p \min}$  и  $N_{p \max}$  - минимальный и максимальный вероятностные натяги посадки.

При подборе посадки используют таблицу 6, в которой приведены значения  $N_{p \min}$  и  $N_{p \max}$  для посадок в системе отверстия рекомендуемые стандартом.

Таблица 6

Посадки	Значения вероятностный натягов $N_{p \min} / N_{p \max}$ мкм, для диаметров d, мм														
	Св. 24 До 30	30 40	40 50	50 65	65 80	80 100	100 120	120 140	140 160	160 180	180 200	200 225	225 250	250 280	280 315
H7/P6	2 27	3 32	4 39		4 45		6 53			7 62			7 70		
H7/r6	8 33	11 40	13 48	15 50	18 59	21 62	26 73	28 75	31 78	34 88	37 91	40 94	45 107	49 111	
H7/s6	15 40	20 49		25 60	31 66	38 79	46 87	55 102	63 110	71 118	79 133	87 141	97 151	109 171	121 183
H7/t1	21 46	25 54	31 60	38 73	47 82	58 99	71 112	85 132	97 144	109 156	123 177	137 191	153 207	169 231	191 253
H7/x6	44 69	57 86	74 103	94 129	118 153	145 186	177 218	211 258	243 290	273 320	307 361	342 396	382 436	426 488	476 538
H7/s7	16 46	20 56		26 68	32 74	39 89	47 97	56 112	64 120	72 128	80 146	88 154	98 164	111 185	123 197
H7/t7	22 52	25 61	31 67	39 81	48 90	59 109	72 122	86 142	98 154	110 166	124 190	138 204	154 220	171 245	183 257
H7/u7	29 59	37 73	47 83	60 102	75 117	92 142	112 162	134 185	163 219	174 230	194 260	216 282	242 308	268 342	303 377
H7/v7	36 66	45 81	58 94	75 117	83 125	114 164	140 190	166 217	192 248	216 272	242 308	268 334	298 364	338 412	378 452
H7/x7	45 75	57 93	74 110	95 137	119 161	146 196	178 228	202 263	234 295	264 325	308 374	334 409	383 449	428 502	478 552
H7/y7	56 86	71 107	91 127	117 159	147 189	182 232	222 272	254 315	294 355	334 395	383 449	428 494	478 544	533 607	603 677
H8/s7	4 43	7 53		11 65	16 71	20 84	28 92	33 107	41 115	49 123	54 140	62 148	72 158	82 178	94 190
H8/u8	18 65	24 80	34 90	46 110	60 125	77 153	97 173	114 202	143 231	154 242	171 273	193 295	219 321	242 366	277 391
H8/x8	34 81	44 99	61 117	81 145	104 169	131 207	163 239	192 280	224 312	254 342	285 384	320 422	360 462	402 516	451 566
H8/z8	58 105	76 132	101 156	131 195	158 233	211 287	263 339	308 398	358 448	408 498	455 557	510 612	575 677	637 751	717 831

### 9. Температура нагрева, охлаждения.

Температура нагрева,  $C^{\circ}$  охватывающей детали

$$t_2 = 20^{\circ} + (N_{p \max} + Z_{сб}) / \alpha_2 10^6$$

температура охлаждения,  $C^{\circ}$  охватываемой детали

$$t_1 = 20^{\circ} - (N_{p \max.} + Z_{сб}) / d \alpha_1 10^6$$

где  $Z_{сб}$  – зазор, мкм, необходимый для обеспечения легкости сборки который принимают равным верхнему отклонению вала,  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  температурные коэффициенты линейного теплового расширения охватываемой и охватывающей детали.

По указанию преподавателя выбрать вариант по последней цифре зачетной книжки и рассчитать:

- контактное давление;
- требуемую деформацию деталей;
- поправку на обмятие микронеровностей;
- поправку на температурную деформацию;
- найти максимальный натяг, минимальный натяг, требуемый для передачи крутящего момента;
- максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали;
- выбрать по таблице посадку, удовлетворяющую заданным условиям передачи крутящего момента.

После расчета посадки рассчитать температуру нагрева охватывающей детали или температуру охлаждения охватываемой детали. Варианты заданий взять из таблицы 7

Таблица 7

вариант	Момент М, Н*м,	Коэффициент запаса сцепления, k	Длина сопряжения L, мм	Диаметр вала d, мм.	Диаметр ступицы d <sub>2</sub> , мм	Рабочая температура колеса t, °С.	Рабочая температура вала t, °С.	Материал вала	Материал колеса
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	547	3,14	56	48	85	25	25	Сталь 45	35ХМ
2	500	3	45	58	90	25	25	40Х	20ХНМА
3	450	2,7	62	45	92	35	25	Сталь 40	18ХГТ
4	550	3,5	38	52	88	30	25	40ХН	12ХНЗА

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5	489	3,4	44	44	78	40	25	45	18ХГ Т
6	328	2,8	58	40	75	25	25	40	20Х HMA
7	513	3,1	62	52	80	35	25	45	35Х М
8	432	2,75	49	38	70	38	25	40Х	18ХГ Т
9	600	3,2	38	56	74	40	25	40Х	20Х HMA
10	598	3,05	35	50	86	25	25	45	35Х М

### 3. Определение усилий при запрессовке и распрессовке соединений с натягом.

Как для сборки так и для разборки соединений с натягом необходимо знать усилие запрессовки или распрессовки соединения с натягом.

Необходимая сила пресса в ньютонах, как для сборки, так и для разборки соединений с натягом определяется по формуле:

$$F_{\text{п}} = \pi d L p_{\text{max}} f_{\text{п}}$$

где  $d$  - диаметр посадки (м);

$L$  - длина посадки (м);

$p_{\text{max}}$  - контактное давление соответствующее максимальному натягу посадки

$$p_{\text{max}} = N_{\text{рmax.}} / d (C_1/E_1 + C_2/E_2) 10^6;$$

где  $N_{\text{рmax.}}$  - максимальный натяг посадки (мкм);

$d$  - диаметр посадки (м);

$C_1$  и  $C_2$  - коэффициенты;

$$C_1 = 1 + (d_1/d)^2 / 1 - (d_1/d)^2 - \mu_1;$$

$$C_2 = 1 + (d/d_2)^2 / 1 - (d/d_2)^2 + \mu_2$$

$E$  - модуль Юнга (Па);

$\mu$  - коэффициент Пуассона.

Таблица 1

материал	$E$ , Па	$\mu$	материал	$E$ , Па	$\mu$
Сталь	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,3	Оловянистая бронза	$1 \cdot 10^{11}$	0,33
чугун	$1 \cdot 10^{11}$	0,25	Безоловянистая бронза	$1,1 \cdot 10^{11}$	0,35

$f_{\text{п}}$  – коэффициент трения при прессовании. Принимают для материалов сталь-сталь  $f_{\text{п}} = 0,22$ ; сталь-чугун  $f_{\text{п}} = 0,14$ ; сталь-бронза, латунь  $f_{\text{п}} = 0,1$

По указанию преподавателя, выполнить задание по определению усилия при запрессовке-распрессовке соединения с

натягом из таблицы. Сделать выводы по выбору прессы для выпрессовки соединения с натягом

Таблица 1

Варианты заданий.

Номер варианта	Посадка	Диаметр вала (вал сплошной), мм.	Диаметр втулки мм.	Наружный диаметр втулки $d_2$ , мм.	Длина посадки L, мм	материал	
						вал	втулка
1	2	3	4		5	6	7
1	20 H7/n6	$20^{+0,015}$ $^{+0,028}$	$20^{+0,021}$	40	20	сталь	сталь
2	38 H7/r6	$38^{+0,026}$ $^{+0,042}$	$38^{+0,025}$	45	25	чугун	сталь
3	60 H7/s6	$60^{+0,053}$ $^{+0,072}$	$60^{+0,030}$	80	35	сталь	бронза
4	92 H7/p6	$92^{+0,037}$ $^{+0,059}$	$92^{+0,035}$	120	40	сталь	латунь
5	126H7/r6	$126^{+0,063}$ $^{+0,088}$	$126^{+0,040}$	200	28	чугун	сталь
6	112H7/n6	$112^{+0,037}$ $^{+0,059}$	$112^{+0,035}$	150	40	чугун	бронза
7	66H7/r6	$66^{+0,043}$ $^{+0,062}$	$66^{+0,030}$	92	30	сталь	сталь
8	26 H7/s6	$26^{+0,035}$ $^{+0,048}$	$26^{+0,021}$	35	18	чугун	сталь
9	42H7/r6	$42^{+0,034}$ $^{+0,050}$	$42^{+0,025}$	58	27	чугун	бронза
10	59 H7/p6	$59^{+0,032}$ $^{+0,051}$	$59^{+0,030}$	75	34	сталь	латунь

Сделать выводы по выбору прессы для выпрессовки соединения с натягом



#### 4. Подбор посадок зубчатых венцов и червячных колес при передаче нагрузки за счет сил трения

Зубчатые венцы маховиков, червячных колес с целью экономии металла и сложных конструкционных и технологических требований к изделиям изготавливают составными. Центры червячных колес изготавливают из чугуна или конструкционной углеродистой стали, зубчатые венцы (бандажи) из двухфазных бронз. Маховики автомобильных двигателей, как правило, изготавливают из серого чугуна, а зубчатые венцы из среднеуглеродистой стали. После нормализации производят закалку поверхностей зуба венца с нагревом токами высокой частоты и низким отпуском. Соединение бандажа с ободом центра осуществляют по посадке с натягом.

При передаче крутящего момента возможны местные сдвиги бандажа относительно центра под действием касательных напряжений к зубу венца при тонких бандажах возможен местный отрыв. При недостаточном натяге возможен проворот бандажа вокруг центра, под действием вращающего момента.

Толщину бандажа принимают для червячных колес  $h_b = 4m$ , для шевронных и цилиндрических колес  $h_b = 6m$ , (модуля зубчатого зацепления).

для обеспечения отсутствия местного отрыва бандажа от центра необходимо чтобы толщина бандажа удовлетворяла условию: для червячных колес  $h_b = 0,02d_d$ , для шевронных и цилиндрических колес  $h_b \geq 0,05 d_d$  (где  $d_d$  - диаметр делительной окружности колеса). Местного сдвига не произойдет, если за счет контактного давления создать касательные напряжения, большие внешних сдвигающих напряжений вблизи нагруженного зуба.

$$P_{сб} > 4Mk_{сд} / \pi d_2 L h_b f$$

где  $P_{сб}$  - контактное давление, обеспечивающее отсутствие местных сдвигов;  $M$  - вращающий момент;  $k_{сд}$  - коэффициент, учитывающий влияние напряжения отношения высоты зуба к толщине бандажа;  $d_d$  - диаметр делительной окружности колеса;  $L$  - длина соединения с натягом,  $h_b$  - толщина бандажа;  $f$  - коэффициент трения

Значение коэффициента  $k_{сд}$  для червячных колес  $k_{сд} = 0,5$ , для шевронных и цилиндрических колес  $k_{сд} = 0,4$

Посадку выбирают по условию

$$p \geq 2kM / (\pi d^2 Lf)$$

где коэффициент запаса сцепления  $k$  принимают  $k = 3$  при нереверсивной нагрузке;  $k = 4$  при реверсивной нагрузке.

При этом для цилиндрических косозубых колес и червячных колес необходимо предусмотреть стопорение бандажа для предотвращения его сползания под действием осевой силы. Стопорение необходимо если для косозубых колес

$$p_{Np \min} \pi h_b Lf \operatorname{tg} \beta / 2k_{сд} < F_a$$

для червячных колес

$$p_{Np \min} \pi h_b Lf \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) / 2k_{сд} < F_a$$

Левая часть выражения - осевая сила воспринимаемая назначенной посадкой;  $F_a$  - осевая сила, действующая на бандаж,  $p_{Np \min}$  - контактное давление, соответствующее минимальному вероятностному натягу  $Np \min$  назначенной посадки

$$p_{Np \min} = (Np \min - U)p / \delta$$

$\beta$  - угол наклона зуба цилиндрического колеса;  $\gamma$  - угол подъема витка червяка (наклона зуба колеса);  $\varphi$  - угол трения в червячном зацеплении.

Для расчета необходимой посадки бандажа червячного колеса необходимо знать материал бандажа, центра колеса, вращающий момент  $M$  (Н\*м) осевую силу в зацеплении, характер передачи (реверсивная или нереверсивная) размеры соединения, технологию сборки (с нагревом или без), нагрев бандажи и колеса при работе угол подъема зуба -  $\gamma$ ; модуль зацепления -  $m$ ; угол трения в паре -  $\varphi$ .

1. Определяем толщину бандажа из условия  $h_b = 4m/2$ ;

2 Определяем условие отсутствия отрыва бандажа  $h_b = 0,02d_d$ ;

3 Определяем контактное давление по условию отсутствия местных сдвигов:

$$P_{сб.} > 4Mk_{сд.} / \pi d_2 L h_0 f$$

где  $k_{сд.}$  - 0,5 для червячного колеса;  $f$  - коэффициент трения материала бандажа и центра колеса.

4. Определяем требуемую деформацию деталей аналогично работы 2 Требуемая деформация деталей  $\delta$ , мкм (формула Ламе),

$$\delta = pd (C_1/E_1 + C_2/E_2) 10^6$$

где

$$C_1 = 1 + (d_1/d)^2 / 1 - (d_1/d)^2 - \mu_1$$

$$C_2 = 1 + (d/d_2)^2 / 1 - (d/d_2)^2 + \mu_2$$

Величины с индексом 1 относятся к охватываемой детали, с индексом 2 – к охватывающей детали.

Модули упругости первого рода материалов и коэффициенты Пуассона принимают по таблице 2 ( работы 2)

5. Определяем поправку на обмятие микронеровностей

$$U = k_1 R_1 + k_2 R_2$$

где  $R_1$  и  $R_2$  - шероховатость поверхностей охватываемой и охватывающей деталей  $k_1$  и  $k_2$  - коэффициенты,

При  $Ra > 1,25$   $k = 5$ , при  $Ra \leq 1,25$   $k = 6$ .

6. Поправка на температурную деформацию  $\delta_t$ , мкм.

При подборе посадок, детали которых испытывают нагрев в процессе выхода на рабочую температуру, учитывают температурную деформацию, уменьшающую созданный натяг:

$$\delta_t = d 10^6 [(t_2 - 20^\circ\text{C}) \alpha_2 - (t_1 - 20^\circ\text{C}) \alpha_1]$$

где  $t_1$  и  $t_2$  - рабочие температуры деталей соединения  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  - температурные коэффициенты линейного расширения из таблицы 4 ( работа 2)

7. Определяем минимальный натяг  $N_{\min}$  мкм, требуемый для передачи заданной нагрузки:

$$N_{\min} = \delta + U + \delta_t,$$

8. Максимальный натяг  $N_{\max}$  мкм, допускаемый прочностью охватывающей детали:

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + U,$$

где  $[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \delta / p$  максимальная деформация, допустимая прочностью охватывающей детали.

Максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали:

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_T [(1 - d/d_2)^2],$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала охватывающей детали, в Па

Максимальная деформация  $[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \delta / p$  максимальная деформация, допустимая прочностью охватывающей детали

9. Выбор посадки. По условию прочности бандажа подбирают посадку, обеспечивающую отсутствие местных сдвигов по  $N_{\min}$  и сравнивают его с максимальным натягом, допускаемым прочностью охватываемой детали  $N_{\max}$  в случае превышения минимального натяга над максимальным подбираем посадку по условию отсутствия проворота бандажа. Потребное контактное давление

$$p \geq 2kM / (\pi d^2 Lf)$$

требуемая деформация определяется по формуле:

$$\delta = pd (C_1/E_1 + C_2/E_2) 10^6$$

соответственно минимальный натяг:

$$N_{\min} = \delta + U + \delta_t$$

максимально допустимый натяг:

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + U,$$

после этого подбираем посадку из таблицы 6 (работа 2)

10. Температура нагрева бандажа определяется по формуле:

$$t_2 = 20^{\circ} + (N_{p \max} + Z_{сб}) / d \alpha_2 10^6$$

11. Проверка необходимости стопорения бандажа по формуле:

$$p_{Np \min} \pi h_{\delta} L f \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) / 2k_{сд} < Fa$$

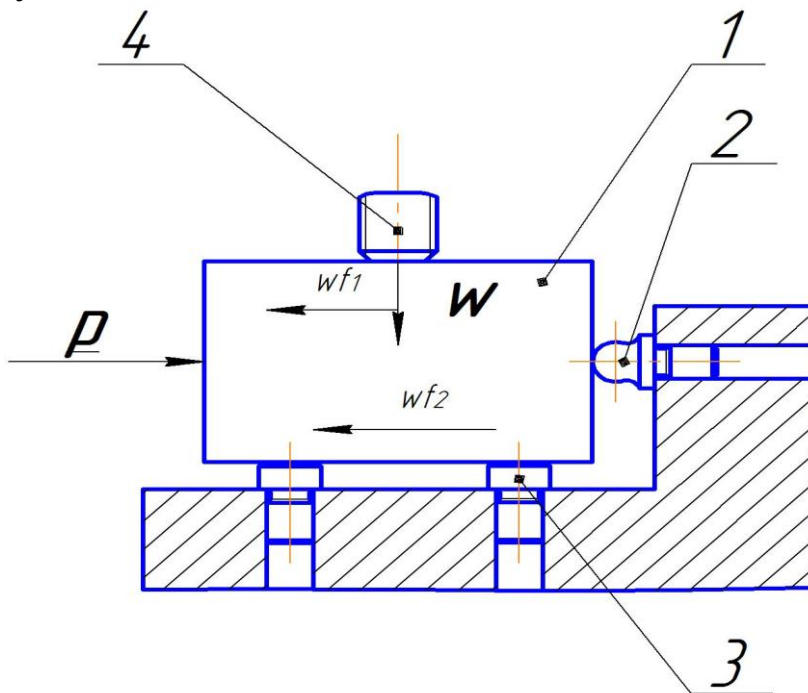
после проверки, сделать вывод о необходимости стопорения бандажа.

Задание: Подобрать посадку бандажа червячного колеса из бронзы Бр. АЖ - 9- 4 на центр из чугуна СЧ24. если дан вращающий момент  $M$  (Н\*м) и осевая сила в зацеплении -  $F_a$  (Н). Сборку осуществить с нагревом бандажа (зубчатого венца). При работе бандаж нагревается  $t_2 = 60^{\circ}\text{C}$ , обод центра  $t_1 = 50^{\circ}\text{C}$ , угол наклона зуба  $\gamma = 8^{\circ}6'$ , модуль  $m = 6,3$  мм, угол трения  $\varphi = 2^{\circ}18'$ .

Вариант	L (мм)	Диаметр делительной окружности $d_2$ (мм)	Посадочный диаметр бандажа $d$ (мм)	Внутренний диаметр колеса $d_1$ (мм)	Вращающий момент $M$ (Н*м)	Осевая сила в зацеплении $F_a$ (Н)
1	75	327	275	230	1335	1400
2	80	330	280	235	1340	1450
3	70	331	278	238	1350	1400
4	78	325	270	225	1300	1355
5	60	335	260	220	1320	1410
6	78	325	260	210	1400	1410
7	77	380	270	230	1338	1400
8	81	350	275	235	1330	1390
9	65	330	260	225	1340	1400
10.	73	325	270	228	1330	1390

#### 4. Расчет усилия зажима заготовки при обработке детали в приспособлении за счет сил трения

При фрезеровании заготовка в приспособлении станка должна удерживаться за счет сил трения. При проектировании приспособления, зная режимы обработки детали, рассчитывают силу резания, определяют схему базирования детали на станке, составляют схему приложения силы закрепления и рассчитывают силу зажима заготовки.



Сила винтового зажима  $W$  (Н) приложенная к обрабатываемой детали 1 и сила резания  $P$  действуют на обрабатываемую деталь во взаимно перпендикулярном направлении. Силе резания противодействуют силы трения между нижней базовой плоскостью детали и установочными опорами (пальцами) 3 приспособления и между верхней плоскостью детали и зажимным элементом 4. При этом упор 2 является только базирующим упором и не должен нести нагрузки от силы резания.

Требуемая сила зажима

$$Wf_1 + Wf_2 = KP$$

откуда

$$W = KP / (f_1 + f_2)$$

где  $f_1$  и  $f_2$  коэффициенты трения между деталью и зажимным элементом и деталью и установочными опорами.  $K$  - коэффициент запаса учитывающий вид обрабатываемой поверхности, затупление

инструмента в процессе обработки, постоянство силы зажима при обработке, обработку прерывистых поверхностей и т.д. ( $K = 1,5$  - не менее, для всех случаев обработки, при обработке черных и прерывистых поверхностей увеличивается до 2,6). Коэффициенты трения  $f = 0,1 \dots 0,5$  для обработанных поверхностей детали  $f = 0,25$  для гладких поверхностей  $f = 0,5 \dots 0,8$  для установочных опор с насечкой. Для зажимных элементов часто используют винтовые зажимы с различной формой исполнительного элемента (1- винт, 2- рукоятка)

Винтовой зажим со сферическим концом.

Усилие на конце рукоятки  $P$  (Н) и усилие развиваемое винтовым зажимом  $W$ (Н) связаны между собой формулой

$$P = (r_{\text{ср.}} \cdot \text{tg} (\alpha + \varphi_{\text{пр.}}) / L) W$$

где  $L$  – длина рукоятки (мм.)

$r_{\text{ср.}}$  – средний радиус резьбы винта (мм.);

$\alpha$  – угол подъема резьбы винта (для метрической резьбы  $\alpha = 2^{\circ}30'$ );

$\varphi_{\text{пр.}}$  – приведенный угол трения в резьбе ( $\varphi_{\text{пр.}} = 10^{\circ}30'$ );

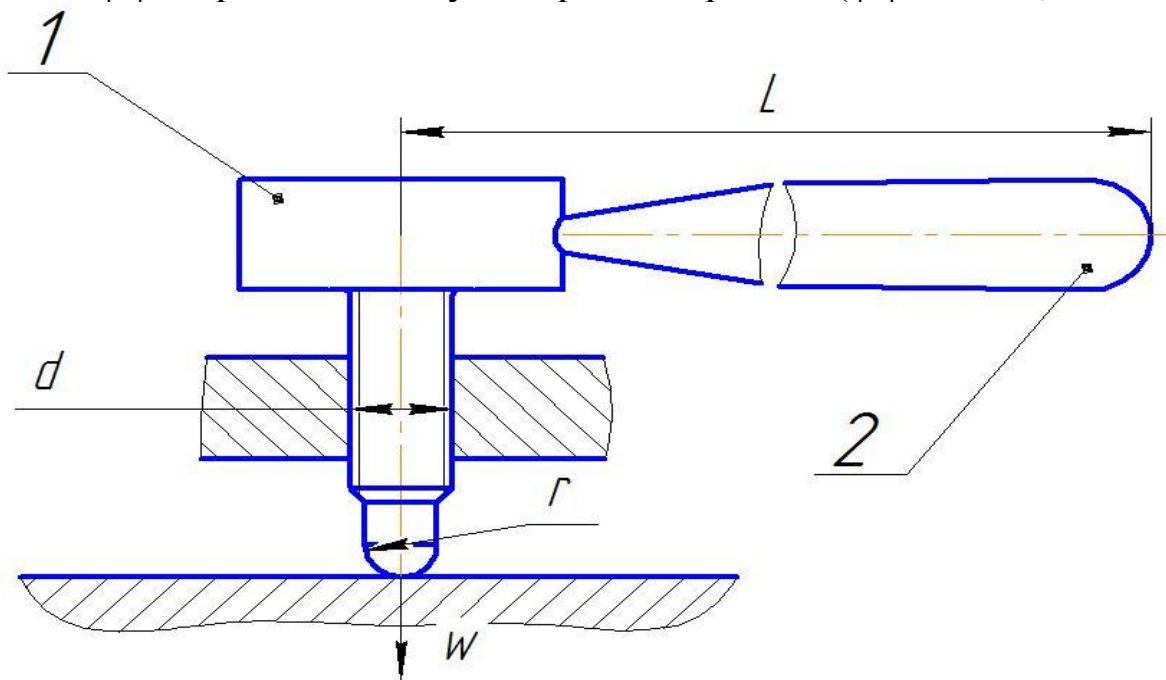


Рис. 1 Схема винтового зажима со сферическим концом.

Винтовой зажим с плоским концом.

Для винтового зажима с плоским концом усилие на конце рукоятки  $P$  (Н) и усилие развиваемое винтовым зажимом  $W$ (Н) связаны между собой формулой

$$P = ((r_{\text{ср.}} \cdot \text{tg} (\alpha + \varphi_{\text{пр.}}) + 0,33 D_{\text{н}} \cdot f_{\text{тр.винта}}) / L) W$$

где  $L$  – длина рукоятки (мм.)

$r_{\text{ср.}}$  – средний радиус резьбы винта;

$\alpha$  – угол подъема резьбы винта (для метрической резьбы  $\alpha = 2^{\circ}30'$ );

$\varphi_{\text{пр.}}$  – приведенный угол трения в резьбе ( $\varphi_{\text{пр.}} = 10^{\circ}30'$ )

$f_{\text{тр.винта}}$  – коэффициент трения между опорным концом и заготовкой (деталью);

$D_{\text{н}}$  – наружный диаметр опорного торца (мм.)

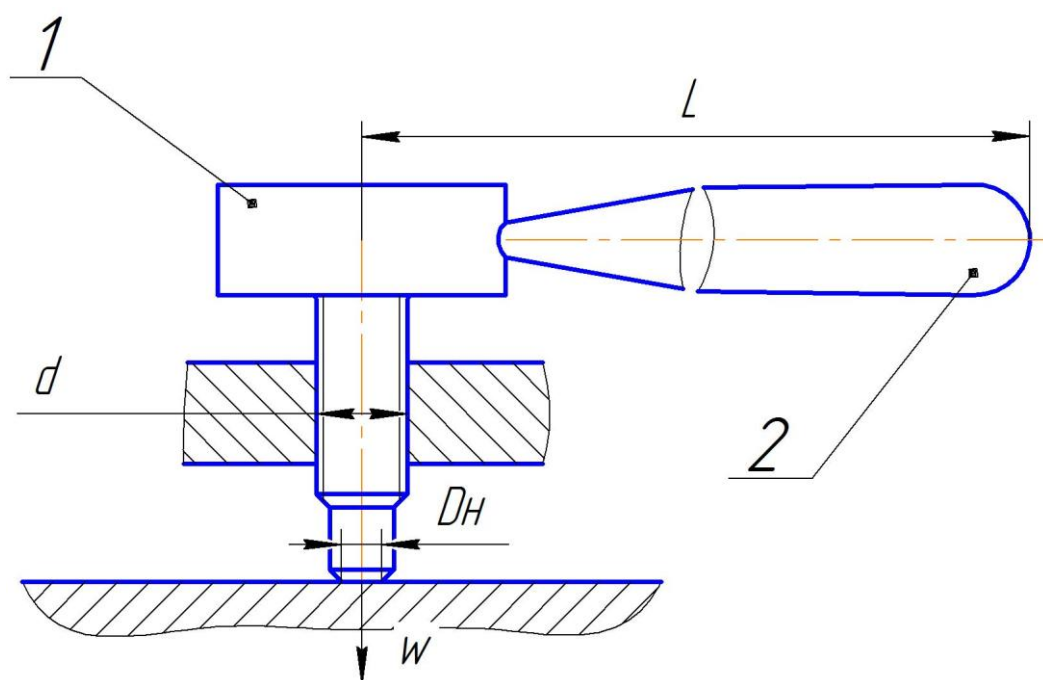


Рис. 2 Схема винтового зажима с плоским концом.

Задание: рассчитать усилие, которое необходимо развить на рукоятке, для зажима детали в приспособлении при фрезеровании дисковой фрезой. Усилие рассчитать для конструкции зажима со сферическим концом и плоским концом для диаметров метрической резьбы М16, М20, М30, М36, М40. Данные для



расчета по вариантам даны в таблице. Задание выбрать по последней цифре в зачетной книжке студента или по заданию преподавателя по последней цифре в списке группы.

Таблица1

## Варианты заданий

Номер варианта	Сила резания (Н)	$f_1$	$f_2$	$f_{\text{тр.винта}}$	L (мм)
1	2	3	4	5	6
1	2510	0,2	0,3	0,2	250
2	3100	0,3	0,2	0,25	300
3	2900	0,1	0,4	0,3	320
4	2850	0,4	0,1	0,2	280
5	3260	0,25	0,25	0,25	340
6	2680	0,35	0,2	0,3	290
7	3150	0,5	0,35	0,15	350
8	2400	0,15	0,1	0,12	240
9	3300	0,28	0,25	0,25	325
10	2560	0,45	0,2	0,32	315

## Библиографический список.

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т. Т.2.- 6-е изд. , перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 584с., ил.
2. Дунаев П.ф., Леликов О.Л., ВарламоваЛ.П. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высш. шк ., 1984. – 112 с., ил.
3. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков: Справочник: - М, 1979 – 322 с.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника/пособие для конструктора/:учебник для студентов втузов. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1999.-336 с.