

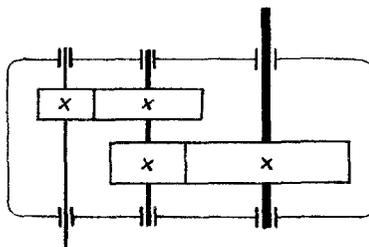
Міністэрства адукацыі Рэспублікі Беларусь

Брэсцкі дзяржаўны тэхнічны ўніверсітэт

Кафедра машыназнаўства

МЕТАДЫЧНЫЯ УКАЗАННІ

да лабараторнай работы “Вывучэнне канструкцыі цыліндрычнага
зубчастага рэдуктара” па курсу “Дэталі машын”



Брэст 2001

Метадзёчныя ўказанні разлічаны на дапамогу студэнту ў выкананні лабараторнай работы “Вывучэнне канструкцыі цыліндрычнага зубчастага рэдуктара” па курсу “Дэталі машын”. Прызначаны для студэнтаў тэхнічных спецыяльнасцяў, для якіх вучэбным планам прадугледжаны лабараторныя работы па дэталям машын.

Складальнік:

Ф. М. Санюкевіч,
дацэнт,
кандыдат тэхнічных навук

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является:

- а) изучение назначения редукторов и схем их выполнения;
- б) изучение конструкции и технической характеристики двухступенчатого цилиндрического редуктора (определение межосевых расстояний и передаточных чисел быстроходной и тихоходной ступеней, а также общего передаточного числа редуктора);
- в) определение параметров зубчатого зацепления;
- г) проверочный расчёт одной из ступеней редуктора.

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

2.1. Ознакомиться с общими сведениями о редукторах (п.3).

2.2. Изучить конструкцию цилиндрического двухступенчатого редуктора типа П2У (п.4).

2.3. Определить межосевое расстояние a_w быстроходной и тихоходной ступеней.

2.4. Подсчитать числа зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 для быстроходной и тихоходной ступеней.

2.5. Определить передаточное число каждой ступени и общее передаточное число редуктора.

Для соответствующей ступени передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Если передаточное число быстроходной ступени обозначить u_b , а тихоходной u_t , то общее передаточное число данного двухступенчатого редуктора

$$u_p = u_b u_t.$$

2.6. Определить направление линии зубьев зубчатых колёс (правое или левое) быстроходной и тихоходной ступеней на основании рисунка 5.

2.7. Определить основной нормальный шаг для быстроходной и тихоходной ступеней.

Основной нормальный шаг p_{bn} для колёс (а не шестерен) каждой ступени определяют как разность двух длин W_{z+1} и W_z общей нормали, которые измеряют на одном колесе с помощью зубомерного микрометра, имеющего плоскопараллельные губки, касающиеся непосредственно профиля зубьев (рис.1).

Длина общей нормали W зубчатого колеса — это расстояние между двумя параллельными плоскостями, которые являются касательными к двум разноимённым активным боковым поверхностям зубьев в точках А и В.

При этом, общая нормаль W является одновременно касательной к основной окружности d_b зубчатого колеса.

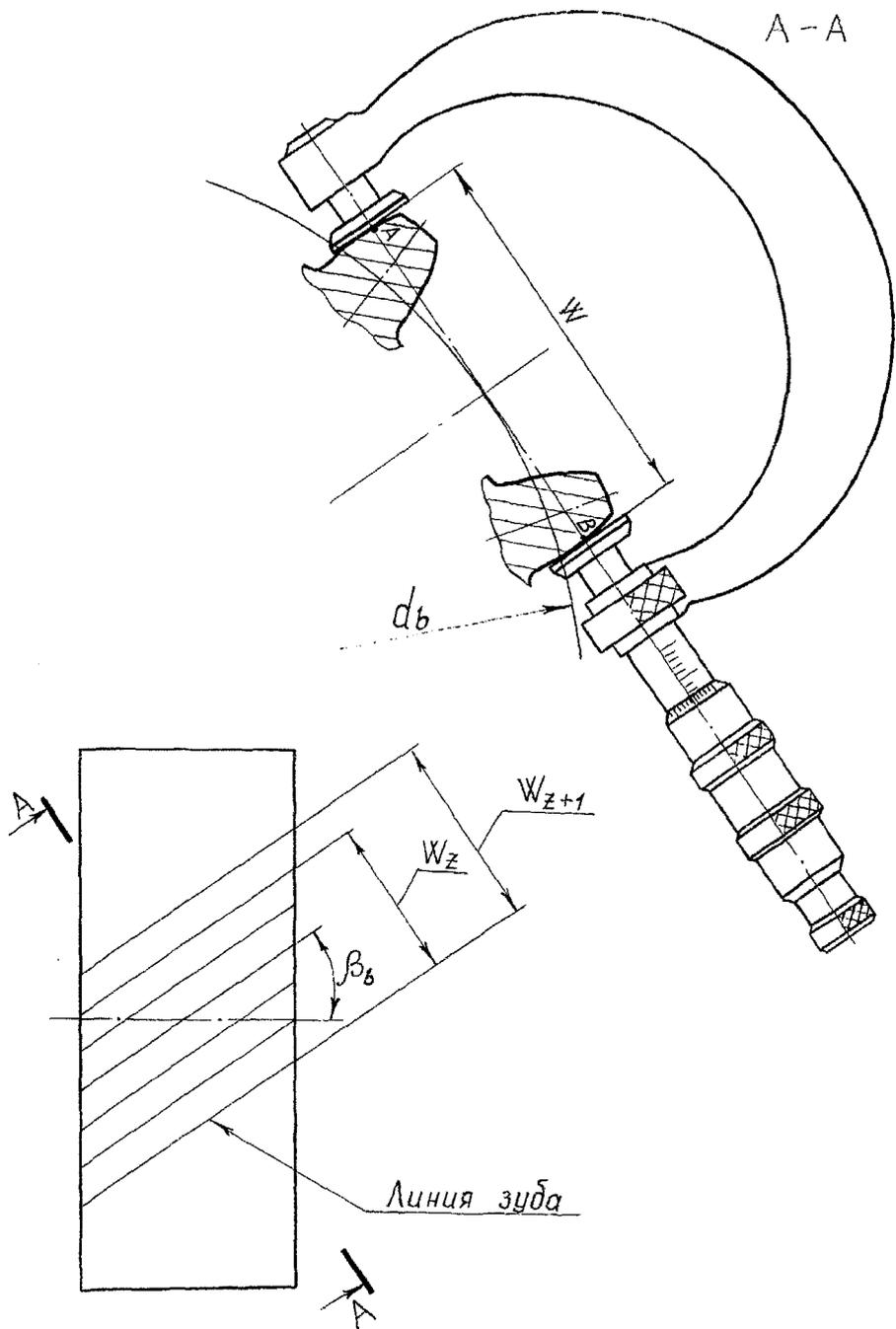


Рис. 1

Число охватываемых зубьев n колеса при замере длины общей нормали W_z определяют по формуле

$$n = 0,111 z + 0,5 ,$$

где Z — число зубьев измеряемого колеса.

Полученную величину n округляют до целого числа зубьев.

При замере W_{z-1} (см. рис. 1) число зубьев охвата принимают на один зуб больше, чем при замере W_z .

Тогда основной нормальный шаг, представляющий собой кратчайшее расстояние по основному цилиндру колеса между одноимёнными профилями соседних зубьев, равен

$$P_{bn} = W_{z+1} - W_z .$$

2.8. Рассчитать делительный нормальный шаг для колёс ступеней.

Делительный нормальный шаг между одноимёнными профилями соседних зубьев по делительному цилиндру колеса равен

$$P_n = P_{bn} / \cos \alpha ,$$

где α угол профиля делительный (равный углу профиля исходного контура); по ГОСТ 13755 – 81 $\alpha = 20^\circ$.

2.9. Определить нормальный модуль зацепления быстроходной и тихоходной ступеней.

Делительный нормальный модуль или просто модуль зацепления.

$$m_n = P_n / \pi .$$

Полученную величину m_n согласуют со стандартным значением по ГОСТ 9563-80:

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	3	4	5	6	8
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	3,5	4,5	5,5	7	9

2.10. Рассчитать делительный угол наклона линии зуба для быстроходной и тихоходной ступеней.

Делительный угол наклона зуба β (т.е. угол наклона линии зуба на делительном цилиндре зубчатого колеса) для соответствующей ступени будем определять полагая, что для шестерни и колеса коэффициенты смещения $X_1 = 0$ и $X_2 = 0$. В данном случае делительное межосевое расстояние a будет равно начальному межосевому расстоянию a_w , которое было определено в п.2.3.

Так как

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} ,$$

то приняв $a_w = a$ можно определить для соответствующей ступени делительный угол наклона линии зуба в градусах (с точностью до 0,00001°):

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a_n} .$$

Обычно угол $\beta = 8 \dots 22$. В раздвоенных ступенях редукторов (см. рис. 4, г, д) для лучшей самоустановки принимают $\beta \geq 30^\circ$.

2.11. Рассчитать делительные диаметры зубчатых колёс быстроходной и тихоходной ступеней (с точностью до 0,001 мм).

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}$$

2.12. Замерить ширины венцов зубчатых колёс и определить рабочую ширину венца зубчатой передачи (до целого числа мм).

В зубчатой передаче различают ширину венца шестерни b_1 и ширину венца колеса b_2 , а так же рабочую ширину венца зубчатой передачи b_w , как общую величину для шестерни и колеса.

Так как

$$b_1 > b_2, \text{ то } b_w = b_2.$$

Величины b_1 , b_2 и b_w следует определить для быстроходной и тихоходной ступеней.

2.13. Рассчитать параметры ψ_{ba} и ψ_{bd} для быстроходной и тихоходной ступеней.

$$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} - \text{коэффициент рабочей ширины венца передачи относительно межосевого расстояния.}$$

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} - \text{коэффициент рабочей ширины зубчатой передачи относительно делительного диаметра шестерни.}$$

2.14. Замерить диаметры вершин зубьев шестерен (а не колёс) d_{a1} быстроходной и тихоходной ступеней.

2.15. По указанию преподавателя записать номер задания для проверочного расчёта одной из ступеней изучаемого редуктора.

2.16. Из табл.1 (см. приложение) выписать исходные данные для указанного преподавателем номера задания.

2.17. Определить частоты вращения n_1 и n_2 , а также вращающие моменты T_1 и T_2 на шестерне (индекс1) и колесе (индекс2) рассчитываемой ступени редуктора.

Для быстроходной ступени:

$$n_1 = n_B;$$

$$n_2 = n_B / i_B;$$

$$T_1 = T_T / (\text{иБ иТ } \eta_{\text{з.д}}^2);$$

$$T_2 = T_T / (\text{иТ } \eta_{\text{з.д}}).$$

Для тихоходной ступени:

$$n_1 = \text{нБ} / \text{иБ};$$

$$n_2 = \text{нБ} / (\text{иБ иТ});$$

$$T_1 = T_T / (\text{иТ } \eta_{\text{з.д}});$$

$$T_2 = T_T,$$

где нБ , T_T - см. табл. 1 приложения; иБ , иТ - передаточное число быстроходной и тихоходной ступеней; $\eta_{\text{з.д}}$ - КПД закрытой цилиндрической передачи с учётом потерь на трение в опорах валов: $\eta_{\text{з.д}} = 0,97$.

2.18. По табл.2 приложения выбрать вариант термообработки зубчатых колёс в зависимости от вращающего момента T_2 на колесе рассчитываемой ступени редуктора.

2.19. По табл. 3 приложения выписать характеристику принятого варианта термообработки зубчатых колёс.

2.20. Выбор материала зубчатых колёс рассчитываемой ступени.

Чтобы получить для принятого варианта термообработки зубчатых колёс твёрдость поверхности в указанном диапазоне, необходимо, чтобы для соответствующей марки стали размеры заготовок $D_{\text{заг}}$, $S_{\text{заг}}$ и $S_{\text{заг}}$, (см. рис. 2) не превышали предельно допустимых значений по табл. 4 приложения.

Диаметр заготовки цилиндрической шестерни рассчитываемой ступени (рис. 2, а).

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм},$$

где d_{a1} - см. п. 2.14.

Для колёс (рис. 2,б):

толщина заготовки диска колеса

$$S_{\text{заг}} = 0,5 b_2,$$

где b_2 - ширина венца колеса, мм;

толщина заготовки обода колеса

$$S_{\text{заг}} = 8 \text{ мм}.$$

Для марки стали, рекомендуемой принятым вариантом термообработки, по табл. 4 приложения производится проверка:

а) для шестерни при соответствующей твёрдости поверхности условия

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}};$$

б) для колеса при соответствующей твёрдости поверхности условия

$$S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}} \text{ и } S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}.$$

При невыполнении неравенств принимают другую марку стали из рекомендуемых данным вариантом термообработки. Если и для других марок

статей неравенства не выполняются, то принимаю другой вариант термообработки.

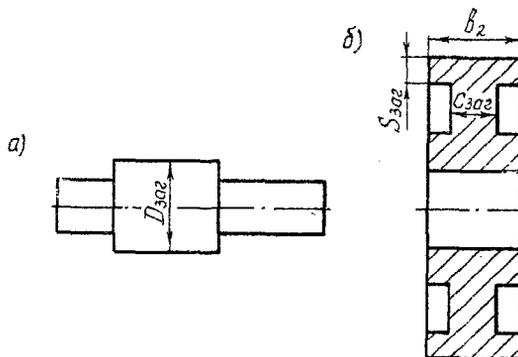


Рис. 2

2.21. Определение средних твёрдостей поверхности зубьев шестерни H_1 и колеса H_2 для принятого варианта термообработки.

Для варианта термообработки I

$$H_1 = H_{HB1} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 HB;$$

$$H_2 = H_{HB2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 HB.$$

Для варианта термообработки II

$$H_1 = H_{HRC_{ПОВ1}} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5 HRC_{\text{э}};$$

$$H_2 = H_{HB2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 HB.$$

Для варианта термообработки III

$$H_1 = H_2 = H_{HRC_{ПОВ1}} = H_{HRC_{ПОВ2}} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5 HRC_{\text{э}}.$$

Для варианта термообработки IV

$$H_1 = H_{HRC_{ПОВ1}} = \frac{56 + 63}{2} = 59,5 HRC_{\text{э}};$$

$$H_2 = H_{HRC_{ПОВ2}} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5 HRC_{\text{э}}.$$

Для варианта термообработки V

$$H_1 = H_2 = H_{HRC_{ПОВ1}} = H_{HRC_{ПОВ2}} = \frac{56 + 63}{2} = 59,5 HRC_{\text{э}}.$$

2.22. Определение предела контактной выносливости поверхности зубьев σ_{Hlim1} и выбор расчётного коэффициента запаса прочности S_H при расчёте на сопротивление контактной усталости.

По табл.6 приложения в зависимости от термообработки шестерни и колеса рассчитываемой ступени по соответствующей формуле определяют σ_{Hlim1} и σ_{Hlim2} , а также соответственно выбирают S_{H1} и S_{H2} .

Для вариантов термообработки III и V $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2}$.

2.23. Определение базового числа циклов напряжений N_{Hlim} .

Для шестерни

$$N_{Hlim1} = 30 H_{HB1}^{2.4} \leq 120 \cdot 10^6.$$

Для колеса

$$N_{Hlim2} = 30 H_{HB2}^{2.1} < 120 \cdot 10^6.$$

Следует отметить, что в эти формулы средняя твёрдость поверхности зубьев подставляется только в единицах HB . Если средняя твёрдость поверхности зубьев выражена в единицах HRC , то её переводят в единицы HB :

HRC , 45 47 48 50 51 53 55 60 62 65

HB 425 440 460 480 495 522 540 600 620 670

При этом, если N_{Hlim1} или N_{Hlim2} получились больше $120 \cdot 10^6$, то их принимают равными $120 \cdot 10^6$.

2.24. Выбор коэффициента μ_H , характеризующего интенсивность типового режима нагружения передачи при расчёте на сопротивление контактной усталости.

Коэффициент μ_H будет одинаковым для шестерни и колеса и принимается по табл. 5 приложения в зависимости от заданного (см. табл. 1 приложения) номера типового режима нагружения.

2.25. Определение эквивалентного числа циклов напряжений N_{HE} за расчётный срок службы передачи L_h при расчёте на сопротивление контактной усталости.

Для шестерни

$$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_H.$$

Для колеса

$$N_{HE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_H.$$

В изучаемом редукторе для обеих ступеней зуб шестерни и зуб колеса за один оборот зацепляются только один раз, соответственно число зацеплений $c_1 = c_2 = 1$.

В этих формулах n_1 и n_2 – частота вращения шестерни и колеса, об/мин (см. п. 2. 17.); Lh – часы. Результат расчёта $N_{HEF} \cdot 10^6$.

2.26. Определение коэффициента долговечности Z_N при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости.

Если получилось $N_{HE1} > N_{Hlim1}$, то $Z_{N1} = 1$. При $N_{HE2} > N_{Hlim2}$ $Z_{N2} = 1$.

Если при расчёте получилось $N_{HE1} \leq N_{Hlim1}$ или $N_{HE2} \leq N_{Hlim2}$, то Z_N определяют по формуле:

для шестерни

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} \leq Z_{Nmax};$$

для колеса

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{HE2}}} \leq Z_{Nmax};$$

где $Z_{max} = 2,6$ – при улучшении;

$Z_{max} = 1,8$ – при закалке ТВЧ и цементации.

Если получилось $Z_{N1(2)} > Z_{Nmax}$, то принимают $Z_{N1(2)} = Z_{Nmax}$.

2.27. Определение расчётного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости.

Допускаемые контактные напряжения (МПа):

для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} Z_{N1};$$

для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} Z_{N2}.$$

Расчётное допускаемое контактное напряжение для косозубой передачи

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \geq [\sigma_H]_{min}$$

где $[\sigma_H]_{min}$ – минимальное напряжение из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Если получилось $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{min}$, то следует принять $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min}$.

Кроме этого существует и второе ограничение:

$$[\sigma_H] \leq 1,25 [\sigma_H]_{min}.$$

Если получилось $[\sigma_H] > 1,25 [\sigma_H]_{min}$, то принимают $[\sigma_H] = 1,25 [\sigma_H]_{min}$.

Таким образом, окончательно принятая величина $[\sigma_H]$ должна удовлетворять условию:

$$[\sigma_H]_{min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25 [\sigma_H]_{min}.$$

2.28. Определение степени точности передачи.

Окружная скорость шестерни и колеса ступени в полюсе зацепления одинакова и может быть определена по формуле

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где V – м/с; d_1 – мм (см. п. 2.11); n_1 – об/мин.

Для косозубых цилиндрических передач:

при $V \leq 4$ м/с – принимают 9-ю степень точности;

при 4 м/с $< V \leq 10$ м/с – принимают 8-ю степень точности;

при 10 м/с $< V \leq 15$ м/с – принимают 7-ю степень точности.

2.29. Определение коэффициента торцового перекрытия ε_α .

С достаточной степенью точности величина ε_α может быть определена по формуле

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 \cdot 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta$$

2.30. Определение коэффициента K_{Ha} , учитывающего распределение нагрузки между зубьями при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости.

Коэффициент K_{Ha} принимают по табл. 7 приложения в зависимости от окружной скорости V и степени точности передачи.

2.31. Определение коэффициента $Z_{H\beta}$ повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям.

Согласно рекомендации [1] коэффициент $Z_{H\beta}$ может быть определён по формуле

$$Z_{H\beta} = \sqrt{K_{Ha} \cos^2 \beta / \varepsilon_\alpha}.$$

2.32. Определение коэффициента $K_{H\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости.

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по табл. 9 приложения по кривой II (быстроходная ступень) и кривой IV (тихоходная ступень) в зависимости от коэффициента Ψ_{bd} (см. п.2.13) при соответствующей твёрдости шестерни $HВ_1$ и колеса $HВ_2$.

2.33. Определение коэффициента $K_{H\alpha}$, учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ принимают по табл. 8 приложения в зависимости от степени точности и твёрдости поверхностей зубьев шестерни и колеса.

При этом используют линейное интерполирование. Например, следует выбрать коэффициент $K_{H\alpha}$ для 9-й степени точности передачи при $V=3,4$ м/с. При $V = 5$ м/с $K_{H\alpha} = 1,11$, при $V=3$ м/с $K_{H\alpha} = 1,06$. Тогда при $V=3,4$ м/с:

$$K_{H\alpha} = 1,06 + \frac{1,11 - 1,06}{5 - 3} (3,4 - 3) = 1,07.$$

2.34. Проверка рассчитываемой ступени на сопротивление контактной усталости.

Проверку проводим по условию, рекомендуемому М. П. Ивановым [1]:

$$\sigma_H = 1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta} K_{H\gamma}}{d^2 b_w \sin 2\alpha_w} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ – см. п. 2.13; E_{np} – приведенный модуль упругости; для стальных зубчатых колёс $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; T_1 – вращающий момент на шестерне, Н·мм; $K_{H\beta}$ – см. п. 2.32; $K_{H\gamma}$ – см. п. 2.33; d – делительный диаметр шестерни, мм; b_w – рабочая ширина передачи, мм ($b_w = b_2$); $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$; u – передаточное число рассчитываемой ступени.

При $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ обеспечивается нормальная работа передачи с заданной нагрузкой на шестерне T_1 в течении расчётного срока службы L_h .

Перегрузка передачи наблюдается при $\sigma_H > [\sigma_H]$. Однако нормальная работа передачи не нарушается при перегрузке, не превышающей 4%, т.е.

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \leq [\Delta\sigma_H] = 4\%.$$

При перегрузке $\sigma_H > 4\%$ с заданной нагрузкой T_1 срок службы передачи будет меньше расчётного L_h .

При выполнении лабораторной работы в случае $\sigma_H > [\sigma_H]$ и при этом, если получилось $\sigma_H > 4\%$, следует уменьшить нагрузку T_1 на шестерне с целью обеспечения расчётного срока службы передачи L_h .

Для этого принимаем:

$$\sigma_H = [\sigma_H]$$

или

$$1,18 Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta} K_{H\gamma}}{d^2 b_w \sin 2\alpha_w} \frac{u+1}{u}} = [\sigma_H].$$

Отсюда вращающий момент на шестерне T_1' (Н·мм), обеспечивающий расчётный срок службы передачи L_h :

$$T_1' = T_1 \left(\frac{[\sigma_H]}{\sigma_H} \right)^2.$$

Вращающий момент T_1' приводят к тихоходному (выходному) валу редуктора (см. п. 2.17) и определяют новое (уменьшенное) значение вращающего момента T_T' , при котором может быть обеспечен расчётный срок службы L_h рассчитываемой ступени.

2.35. Определение предела выносливости зубьев при изгибе σ_{Flim} и выбор расчётного коэффициента запаса прочности S_F при расчёте на сопротивление усталости при изгибе.

По табл. 6 приложения в зависимости от термообработки шестерни и колеса рассчитываемой ступени принимают σ_{Flim1} и σ_{Flim2} , а также коэффициенты S_{F1} и S_{F2} .

2.36. Определение базового числа циклов напряжений N_{Flim} .

Для всех марок сталей и видов термообработки $N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$.

Тогда

$$N_{Flim1} = N_{Flim2} = 4 \cdot 10^6.$$

2.37. Выбор коэффициента μ_F , характеризующего интенсивность типового режима нагружения передачи при расчёте на сопротивление усталости при изгибе.

По табл. 5 приложения в зависимости от значения q_F принимают отдельно для шестерни μ_{F1} и колеса μ_{F2} . Если твёрдость поверхности шестерни H_1 или колеса $H_2 \leq 350\text{HB}$, то $q_F = 6$. При H_1 или $H_2 > 350\text{HB}$ $q_F = 9$.

2.38. Определение эквивалентного числа циклов напряжений N_{FE} за расчётный срок службы передачи L_h при расчёте на сопротивление усталости при изгибе.

Для шестерни

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1}.$$

Для колеса

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2},$$

где c_1 , c_2 , n_1 и n_2 – см. п. 2.25.

2.39. Определение коэффициента долговечности Y_N при расчёте передачи на сопротивление усталости при изгибе.

Если для шестерни получилось $N_{FE1} > N_{Flim1}$, то принимают коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$. Аналогично, если для колеса $N_{FE2} > N_{Flim2}$, то $Y_{N2} = 1$.

При $N_{FE1} \leq N_{Flim1}$ или $N_{FE2} \leq N_{Flim2}$ коэффициент долговечности определяют по формуле:

для шестерни

$$Y_{N1} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim1}}{N_{FE1}}} \leq Y_{Nmax};$$

для колеса

$$Y_{N2} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim2}}{N_{FE2}}} \leq Y_{Nmax};$$

где $q_F = 6$ и $Y_{Nmax} = 4$ при твёрдости поверхности шестерни H_1 или колеса $H_2 \leq 350\text{HB}$ и $q_F = 9$ и $Y_{Nmax} = 2,6$ при H_1 или $H_2 > 350\text{HB}$.

Если получилось $Y_{N1(2)} > Y_{Nmax}$, то принимают $Y_{N1(2)} = Y_{Nmax}$.

2.40. Определение допускаемого напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчёте передачи на сопротивление усталости при изгибе.

Для шестерни (МПа)

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A.$$

Для колеса (МПа)

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A,$$

где Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность привода; $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ (большие значения при H_1 и $H_2 > 350$ НВ).

2.41. Определение коэффициента K_{Fa} , учитывающего распределение нагрузки между зубьями при расчёте передачи на сопротивление усталости при изгибе.

Коэффициент K_{Fa} принимают по табл. 7 приложения в зависимости от окружной скорости V и степени точности передачи.

2.42. Определение коэффициента Y_β , учитывающего повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерного распределения нагрузки.

Коэффициент Y_β определяют по формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140},$$

где β – угол наклона линии зуба в градусах.

2.43. Определение коэффициента $Y_{F\beta}$ повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба.

Коэффициент $Y_{F\beta}$ определяют по формуле

$$Y_{F\beta} = K_{Fa} Y_\beta / \varepsilon_\alpha,$$

где ε_α – см. п. 2.29.

2.44. Определение коэффициента $K_{F\beta}$, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии при расчёте передачи на сопротивление усталости при изгибе.

Коэффициент $K_{F\beta}$ определяют по табл. 9 приложения по кривой II (быстроходная ступень) и кривой IV (тихоходная ступень) в зависимости от

коэффициента Ψ_{hd} (см. п. 2.13) при соответствующей твёрдости шестерни HVB_1 и колеса HVB_2 .

2.45. Определение коэффициента K_{FV} , учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчёте передачи на сопротивление усталости при изгибе.

Коэффициент K_{FV} принимают интерполированием по табл. 8 приложения в зависимости от степени точности и твердости поверхностей зубьев шестерни и колеса.

2.46. Определение эквивалентного числа зубьев Z_V шестерни и колеса.

Эквивалентное число зубьев при известных числах Z_1 и Z_2 определяют по формулам:

для шестерни

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta};$$

для колеса

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}.$$

2.47. Определение коэффициента Y_{FS} , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений.

Для передачи без смещения коэффициент Y_{FS} определяют по формулам:

для шестерни

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{V1}};$$

для колеса

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{V2}};$$

где Z_{V1} и Z_{V2} - см. п. 2.46.

2.48. Определение окружной силы F_t на делительном цилиндре в торцовом сечении косозубой передачи.

При известных диаметрах d_1 и d_2 (см. п. 2.11) и вращающих моментах T_1 и T_2 (см. п. 2.17) окружную силу можно определить по одной из двух формул:

$$\text{или } F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2},$$

где F_t - Н; T_1, T_2 - Н·м; d_1, d_2 - мм.

2.49. Проверка рассчитываемой ступени на сопротивление усталости при изгибе.

Проверка проводится отдельно для шестерни и колеса по условиям:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 m_n} K_{F\beta} K_{FV} Y_{FS1} Y_{F\beta} \leq [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{FV} Y_{FS2} Y_{F\beta} \leq [\sigma_F]_2,$$

где b_1 и b_2 – см. п. 2.12.

В этих условиях: σ_{F1} и σ_{F2} – МПа; b_1 и b_2 – мм; m_n – мм.

При $\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]_1$ и $\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]_2$ обеспечивается нормальная работа передачи в течении заданного расчётного срока службы L_h .

Если получилось $\sigma_{F1} > [\sigma_F]_1$ или $\sigma_{F2} > [\sigma_F]_2$, то для соответствующего зубчатого колеса следует принять

$$\frac{F_t}{b m_n} K_{F\beta} K_{FV} Y_{FS} Y_{F\beta} = [\sigma_F]$$

и определить окружную силу F_t' , при которой будет обеспечен расчётный срок службы передачи L_h :

$$F_t' = F_t \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F}$$

После этого следует определить новое (уменьшенное) значение вращающего момента, например, на шестерне

$$T_1' = F_t' \frac{d_1}{2}$$

Далее необходимо момент T_1' привести к тихоходному (выходному) валу редуктора и определить новое (уменьшенное) значение T_1' , при котором будет обеспечен расчётный срок службы передачи L_h .

2.50. Определение предельно допускаемого контактного напряжения $[\sigma_{Hmax}]$, не вызывающего остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев.

По табл. 6 приложения в зависимости от термообработки шестерни и колеса определяют отдельно $[\sigma_{Hmax}]_1$ и $[\sigma_{Hmax}]_2$.

2.51. Проверка рассчитываемой ступени на контактную прочность при кратковременной перегрузке.

Цель данного расчёта – проверка статической прочности зубьев по контактным напряжениям при кратковременной перегрузке, не учтённой при расчёте передачи на сопротивление контактной усталости.

Проверка проводится по условию

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_{Hmax}],$$

где σ_{Hmax} – МПа; σ_H – см. п. 2.34; K_{Π} – см. табл. 1 приложения; $[\sigma_{Hmax}]$ – наименьшее из напряжений $[\sigma_{Hmax}]_1$ и $[\sigma_{Hmax}]_2$ (см. п. 2.50).

Если получилось $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]$, то статическая прочность зубьев по контактным напряжениям при кратковременной перегрузке будет обеспечена и

соответственно гарантируется нормальная работа передачи в течение расчётного срока службы Lh .

Если получилось $\sigma_{Hmax} > [\sigma_{Hmax}]$, то следует определить новое (уменьшенное) значение вращающего момента на шестерне, при котором будет обеспечена контактная прочность передачи при перегрузке:

$$T_1' = \frac{T_1}{K_{\pi}} \left(\frac{[\sigma_{Hmax}]}{\sigma_H} \right)^2,$$

где T_1' и T_1 – Н·мм; σ_H и $[\sigma_{Hmax}]$ – МПа.

Момент на шестерне T_1 – см. п. 2.17.

Вращающий момент T_1' приводят к тихоходному (выходному) валу редуктора (см. п. 2.17) и определяют новое (уменьшенное) значение вращающего момента T_T' , при котором будет обеспечена контактная прочность рассчитываемой ступени при перегрузке, а соответственно и расчётный срок службы передачи Lh .

2.52. Определение предельно допустимых напряжений изгиба $[\sigma_{Fmax}]$, не вызывающих статической поломки зубьев.

По табл. 6 приложения в зависимости от термообработки шестерни и колеса определяют $[\sigma_{Fmax}]_1$ и $[\sigma_{Fmax}]_2$.

2.53. Проверка рассчитываемой ступени на статическую прочность по напряжениям изгиба при кратковременной перегрузке.

Цель данного расчёта – проверка статической прочности зубьев по напряжениям изгиба при кратковременной перегрузке, не учтённой при расчёте передачи на сопротивление усталости при изгибе.

Проверка проводится отдельно для шестерни и колеса по условиям:

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} K_{\pi} \leq [\sigma_{Fmax}]_1;$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} K_{\pi} \leq [\sigma_{Fmax}]_2,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} – см. п. 2.49; K_{π} – см. табл. 1 приложения; $[\sigma_{Fmax}]_1$ и $[\sigma_{Fmax}]_2$ – см. п. 2.52.

Выполнение данных условий обеспечивает отсутствие статической поломки зубьев при перегрузке.

Если для шестерни или колеса получилось $\sigma_{Fmax} > [\sigma_{Fmax}]$, то для соответствующего зубчатого колеса следует рассчитать новое значение окружной силы F_t' :

$$F_t' = F_t \cdot \frac{[\sigma_{Fmax}]}{K_{\pi} \sigma_F}.$$

После этого необходимо определить новое (уменьшенное) значение вращающего момента, например, на шестерне

$$T_1' = F_t' \frac{d_1}{2}.$$

Далее следует момент T_1' привести к тихоходному (выходному) валу редуктора и определить новое значение T_1' , при котором будет обеспечена статическая прочность зубьев по напряжениям изгиба при кратковременной перегрузке, а соответственно и расчётный срок службы передачи L_h .

2.54. Окончательный вывод о работоспособности рассчитываемой ступени.

Окончательный вывод о работоспособности рассчитываемой ступени следует сделать на основании результатов расчётов, изложенных в пунктах п.п. 2.34, 2.49, 2.51 и 2.53. Если в каком-либо из приведенных пунктов необходимо было уменьшение нагрузки с целью обеспечения заданного расчётного срока службы передачи L_h , то следует окончательно установить момент T_1' на тихоходном (выходном) валу редуктора, при котором будут выполняться условия:

$$\begin{aligned} \sigma_H &\leq [\sigma_H] ; \\ \sigma_{F1} &\leq [\sigma_F]_1 ; \sigma_{F2} \leq [\sigma_F]_2 ; \dots \\ \sigma_{F_{\max 1}} &\leq [\sigma_{F_{\max}}]_1 ; \sigma_{F_{\max 2}} \leq [\sigma_{F_{\max}}]_2 . \end{aligned}$$

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых передач, выполненных в виде отдельной сборочной единицы и предназначенный для передачи мощности от двигателя к приводному валу машины (рис. 3) с соответствующим понижением угловых скоростей и увеличением вращающих моментов.

Редукторы, составленные из цилиндрических зубчатых колёс (прямозубых, косозубых или шевронных), называют цилиндрическими. Такие редукторы обеспечивают передачу между параллельными валами.

В зависимости от числа ступеней, в которых происходит понижение угловых скоростей, различают редукторы одноступенчатые (рис. 4, а), двухступенчатые (рис. 4, б, г, е...з) и трёхступенчатые (рис. 4, в, д).

Число ступеней редуктора выбирают в зависимости от общего передаточного числа U_p . Цилиндрические редукторы новой серии 5Ц имеют следующее число ступеней в зависимости от величины U_p :

одноступенчатые (5Ц1)	-	$U_p = 1,6 \dots 6,3$;
двухступенчатые (5Ц2)	-	$U_p = 8 \dots 40$;
трёхступенчатые (5Ц3)	-	$U_p = 25 \dots 60$;
четырёхступенчатые (5Ц4)	-	$U_p = 125 \dots 1000$.

Редукторы выполняют по развёрнутой схеме (рис. 4 а...д) и соосной (рис.4 е...ж).

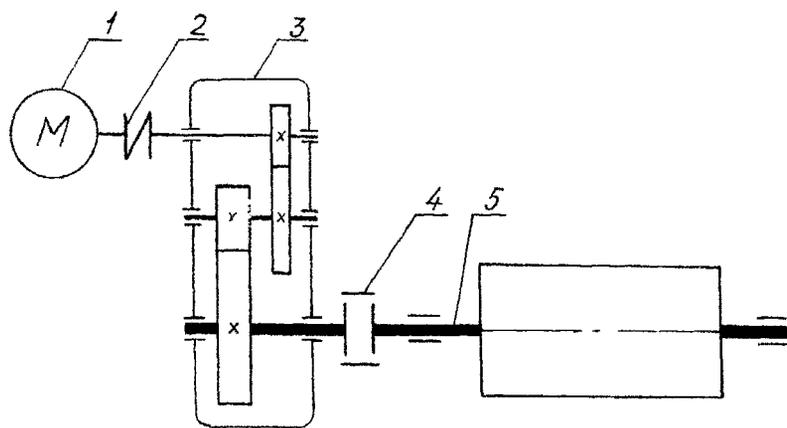


Рис. 3:

1 - электродвигатель; 2 - муфта упругая; 3 - редуктор; 4 - муфта компенсирующая; 5 - приводной вал машины

Конструкция редуктора по развёрнутой схеме является наиболее простой и имеет наименьшую ширину. Однако несимметричное расположение зубчатых колёс на валах повышает концентрацию нагрузки по длине зуба при деформации валов. С целью снижения концентрации нагрузки, особенно по ширине зубчатого венца тихоходной ступени, как более нагруженной, редукторы выполняют с раздвоенной быстроходной ступенью (рис.4, г). Такое конструктивное решение обеспечивает благоприятное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца тихоходной ступени и почти на 20 % снижает массу редуктора в сравнении с конструкцией, выполненной по развёрнутой схеме без раздвоенной ступени. Аналогичные преимущества достигаются и в конструкции трехступенчатого редуктора с раздвоенной промежуточной ступенью (рис. 4, д). Здесь обеспечиваются благоприятные условия работы не только тихоходной ступени, но и быстроходной.

В соосных редукторах (рис.4, е...ж) обеспечивается соосность быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов, что снижает длину редуктора в сравнении с развёрнутой схемой и обеспечивает наиболее рациональную компоновку привода. На рис.4,е показан двухступенчатый однопоточный соосный редуктор, на рис.4,ж - двухступенчатый двухпоточный соосный редуктор. Раздвоение потока мощности в схеме на рис.4,ж и расположение валов в горизонтальной плоскости обеспечивают минимальные высоту редуктора и неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатых венцов, а также практически полную разгрузку подшипников быстроходного и

тихоходного валов. Для выравнивания нагрузки между зацеплениями и возможности сборки колёса быстроходной ступени соединены с соответствующими шестернями тихоходной ступени специальными торсионными валами.

По относительному расположению валов в пространстве различают горизонтальные цилиндрические редукторы (рис.4,а...ж) и вертикальные (рис. 4, з...к).

Широкое распространение получили соосные цилиндрические двухступенчатые редукторы с валами, расположенными в вертикальной плоскости и прикрепленным к корпусу редуктора фланцевым электродвигателем (так называемые цилиндрические мотор-редукторы) (см. рис.4,и). Шестерня быстроходной ступени в данном случае устанавливается обычно консольно на валу электродвигателя.

Широкое распространение получили редукторы навесного типа на базе цилиндрических передач (рис.4,к). Тихоходный вал здесь выполнен полым, что позволяет устанавливать редуктор на приводном валу машины. При этом реактивный момент от корпуса редуктора передаётся на корпус машины благодаря использованию фиксирующих устройств (специальных штырей и болтов).

Использование в данном приводе фланцевого электродвигателя создаст компактный блочный привод, обеспечивающий быстрый монтаж и демонтаж конструкции.

Наиболее перспективным путем повышения эффективности производства редукторов, мотор-редукторов и приводов общемашиностроительного назначения в настоящее время является переход от неупорядоченного производства к блочно-модульной системе унифицированных рядов редукторов общемашиностроительного применения. При этом создается ограниченное количество унифицированных и взаимно увязанных редукторных и вариаторных модулей, нормализованных узлов выходного и входного валов, переходных узлов и комплектующих двигателей, что позволит собрать большое количество вариантов блочно-модульных приводов, максимально отвечающих требованиям широкого круга конкретных потребителей.

4. КОНСТРУКЦИЯ И ОПИСАНИЕ РЕДУКТОРА ТИПА Ц2У

Редукторы цилиндрические двухступенчатые зубчатые узкие горизонтальные общего назначения типа Ц2У применяются в макроклиматических районах с умеренным климатом (исполнение У), сухим и влажным тропическим климатом (исполнение Т), категорией размещения 1,2,3,4 (работа на открытом воздухе, под навесом, в закрытых помещениях и помещениях с регулируемым климатом) по ГОСТ 15150-69.

Редукторы выпускаются с номинальными передаточными числами от 8 до 40. Нагрузка может быть постоянная и переменная, одного направления и реверсивная.

Конструкция редуктора приведена на рис. 6.

Редуктор состоит из корпуса 1 и крышки 2, которые соединены в горизонтальной плоскости болтами 3. Вращательное движение от быстроходного вала 4 к тихоходному валу 5 осуществляется двумя парами эвольвентных косозубых цилиндрических зубчатых колес: шестерни 6 и колеса 7 быстроходной ступени и шестерни 8 и колеса 9 тихоходной ступени. Шестерни 6 и 8 изготовлены заодно с валами. Такое конструктивное исполнение называется вал-шестерня. Колеса 7 и 9 установлены на валы на шпонках (возможно использование также и соединения с гарантированным натягом). Валы установлены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках.

Обязательным для подшипников редуктора является регулирование в них зазора. Это связано с тем, что при большом зазоре нарушается правильность зубчатого зацепления, возникают шум и вибрации. При отсутствии зазора увеличивается сопротивление вращению, но повышается жесткость опор и точность вращения вала. Поэтому весьма важным является создание в подшипниках зазоров оптимальной величины.

Регулировка конических роликоподшипников, используемых в редукторе, производится осевым перемещением наружных колец подшипника. С этой целью в закладных крышках 10 редуктора предусмотрены регулировочные винты 11 и нажимные шайбы 12, при перемещении которых перемещаются наружные кольца подшипников, в результате чего и выбирается зазор между кольцами и роликами.

Регулировка подшипников проводится следующим образом. Необходимо предварительно снять фиксирующий замок 13 и отвернуть специальным ключом регулировочный винт 11, после чего затянуть его до отказа и затем отпустить на 0,5...1 шаг отверстий на торцах регулировочных винтов и в таком положении закрепить замок. При этом вращение быстроходного вала редуктора после регулировки подшипников должно легко обеспечиваться от руки.

Корпус 1 и крышка 2 редуктора (рис.6) выполняются литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов) и соединены в горизонтальной плоскости болтами, поставленными с зазором. Для точной фиксации крышки относительно корпуса при сборке и в процессе обработки (при расточке отверстий под подшипники) установлены два координирующих штифта на возможно большем расстоянии друг от друга. Для удобства обработки плоскость разъема расположена параллельно плоскости основания и проходит через оси валов. Разъемная конструкция корпуса редуктора обеспечивает хорошие условия сборки, так как каждый вал редуктора с расположенными на нём подшипниками, зубчатыми колёсами и другими деталями представляет собой самостоятельную сборочную единицу. Это позволяет проводить сборку валов и их контроль независимо друг от друга и затем устанавливать в корпус редуктора.

Для соединения крышки и корпуса редуктора по всему контуру плоскости разъема выполняют специальные фланцы 14 и 15, бобышки 16 и приливы

17,18. Толщины фланцев выбирают по условиям жёсткости с целью обеспечения плотности стыка. Ширину фланца выбирают из условия свободного размещения головок болтов и возможности их поворота гаечным ключом на угол $\geq 60^\circ$.

Бобышки 16 располагают таким образом, чтобы болты 3 были максимально приближены к отверстию под подшипник, что значительно увеличивает жесткость соединения. Однако минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий (под болт и подшипник или отверстием для закладной крышки) должно составлять не менее 3...5 мм. Болты, расположенные между отверстиями под подшипники, располагают симметрично между этими отверстиями.

Опорные поверхности болтов обычно располагают на одном уровне, что упрощает обработку этих поверхностей, а болты имеют одинаковую длину. Опорные поверхности на крышке обрабатывают с целью исключения дополнительного нагружения болтов 3 изгибающими моментами при неперпендикулярности опорной поверхности и оси болта.

Поверхности стыка корпуса редуктора с крышкой с целью их плотного прилегания шлифуют или шабруют. При сборке эти поверхности для лучшего уплотнения смазывают специальным герметиком. Для того, чтобы обеспечить разъединение крышки и корпуса при разборке редуктора, во фланце корпуса предусматривают отверстие для отжимного болта. Специальных отжимных болтов не применяют, а используют один из болтов, стягивающих крышку и корпус редуктора. Выполнение резьбового отверстия только в нижнем фланце обеспечивает отсутствие его загрязнения.

Для удобства обработки наружные торцы приливов 17 и 18 всех подшипниковых гнезд, расположенных на одной стороне крышки или корпуса, должны лежать в одной плоскости. При этом обрабатываемые поверхности должны выступать над черновыми (необрабатываемыми) поверхностями на высоту $h=3...5$ мм.

В верхней части крышки 2 предусмотрено отверстие для залива масла, закрытое пробкой 19. Для слива масла в нижней части корпуса I редуктора предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой 20. Для контроля уровня масла служит контрольная пробка 21.

Масло, заливаемое в редуктор, уменьшает износ деталей, отводит тепло и продукты износа от трущихся поверхностей, демпфирует динамические нагрузки, что в свою очередь снижает шум и вибрации. Масляная ванна является общей для всего редуктора. При этом смазка зубчатых колес осуществляется окунанием, подшипников - разбрызгиванием.

Ориентировочный объем масла, заливаемого, например, в редуктор Ц2-160, составляет 4,5 литра (обычно принимают 0,5... ..0,8 л на I кВт передаваемой мощности).

Устранение вытекания масла через зазор между выходными концами валов и закладными крышками достигается уменьшением зазора между ними.

Для подъема и транспортировки крышки 2 и собранного редуктора крышка 2

снабжена двумя проушинами 22, выполненными в виде ребер с отверстиями. Для транспортировки корпуса 1 редуктора предусмотрена проушина 23 с отверстием, отлитая заодно с корпусом.

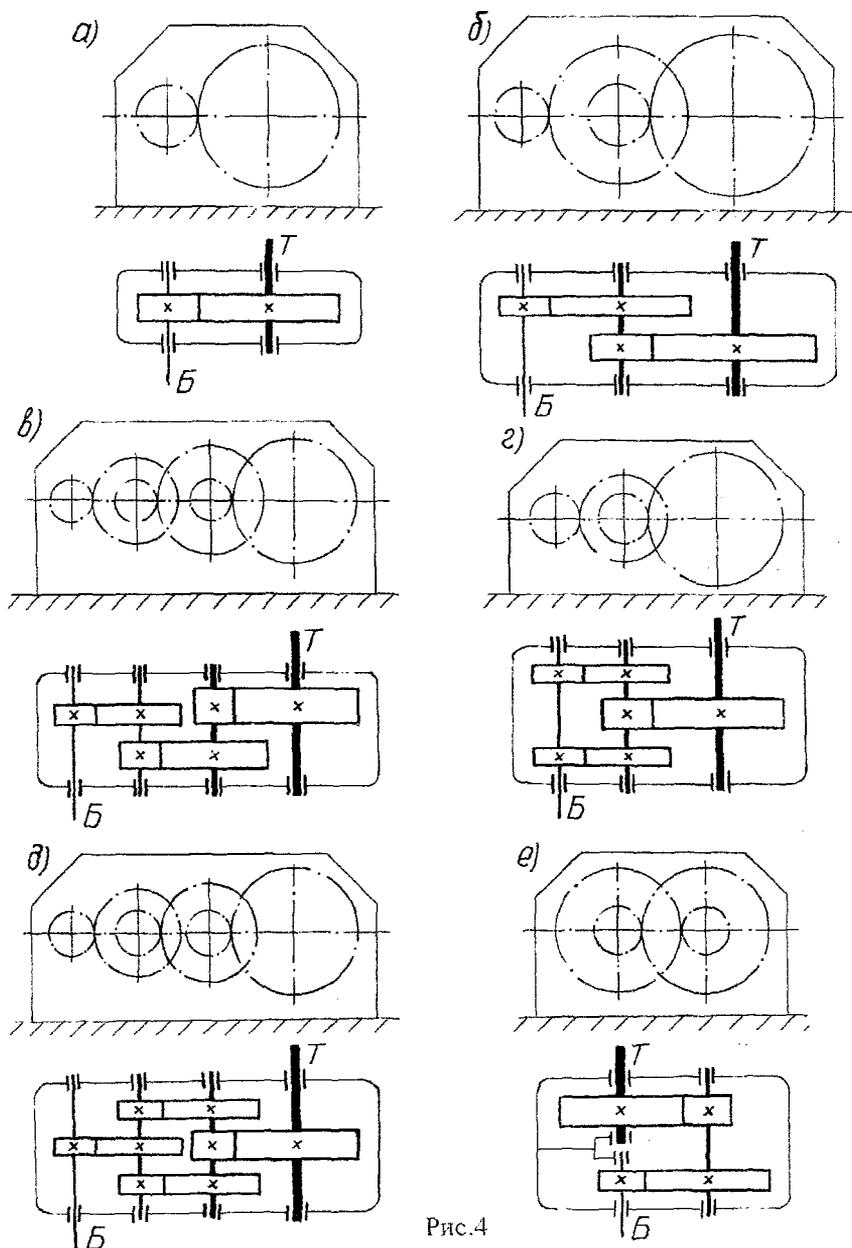


Рис.4

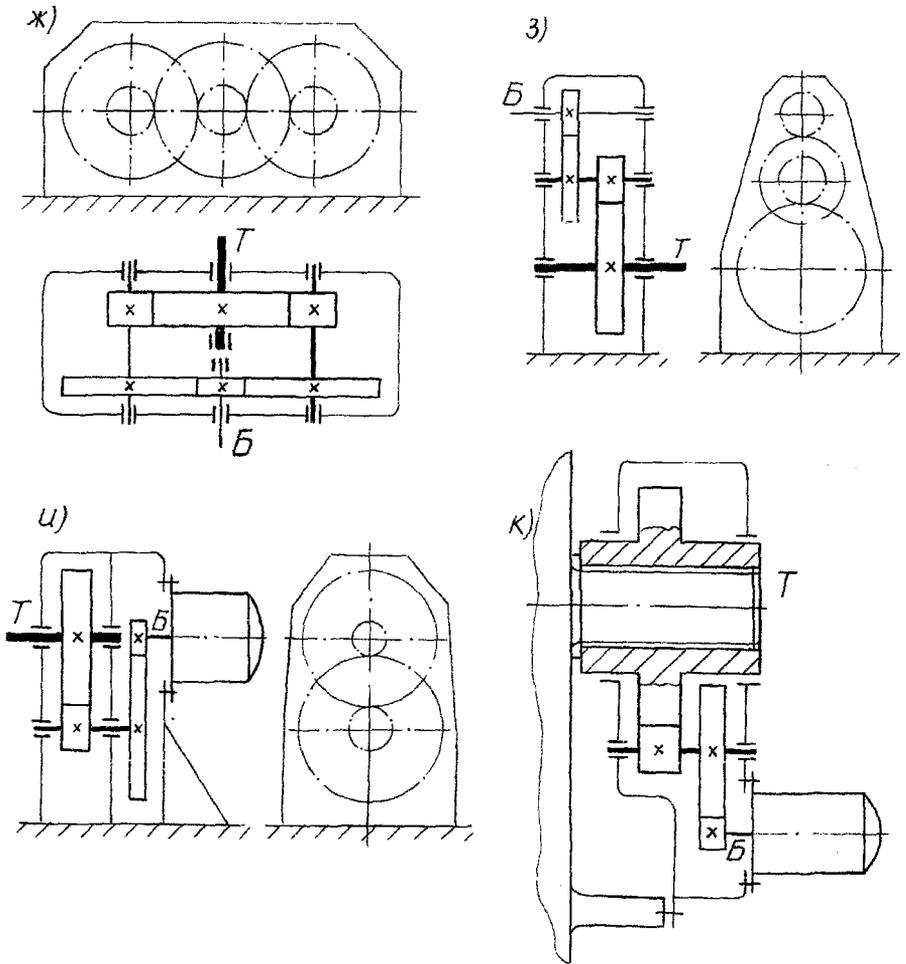


Рис.4. Продолжение



Рис.5:

а) - направление линии зуба правое; б) - направление линии зуба левое

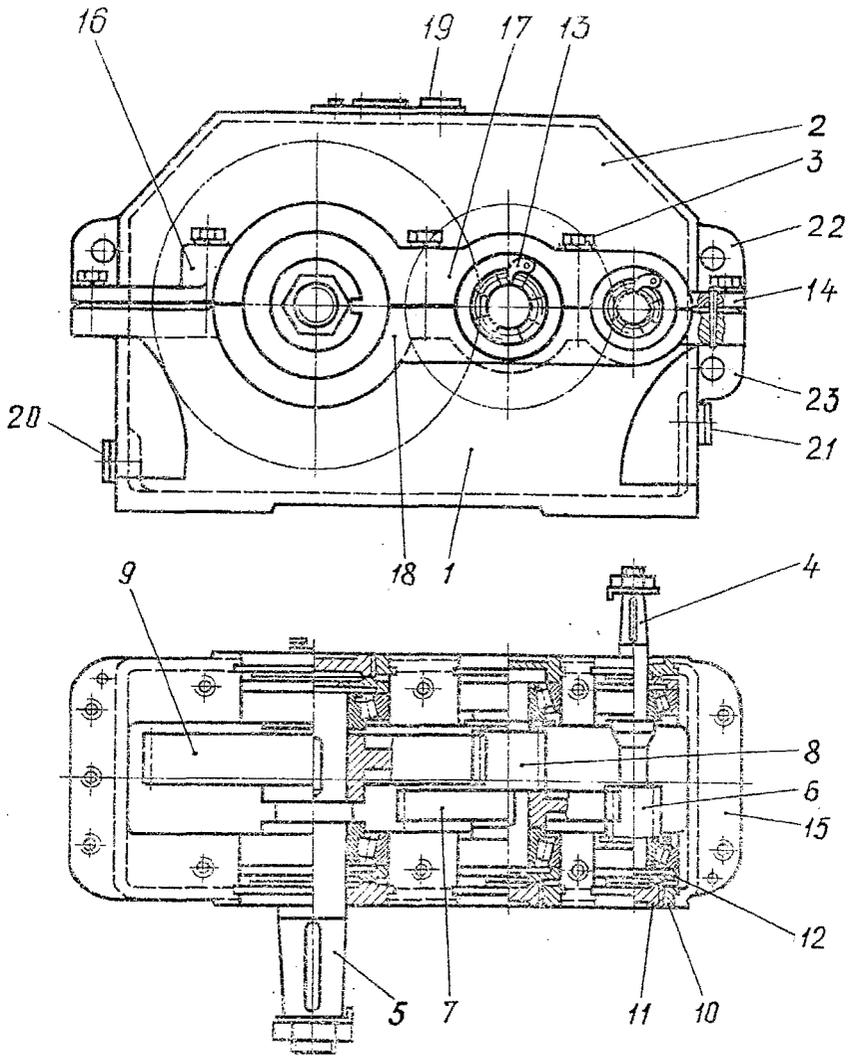


Рис. 6:

1 - корпус; 2 - крышка корпуса; 3 - болт; 4 - быстроходный вал; 5 - тихоходный вал; 6 - шестерня быстроходной ступени; 7 - колесо быстроходной ступени; 8 - шестерня тихоходной ступени; 9 - колесо тихоходной ступени; 10 - закладная крышка; 11 - регулировочный винт; 12 - нажимная шайба; 13 - замок; 14 - фланец крышки; 15 - фланец корпуса; 16 - бобышка; 17 - прилив крышки; 18 - прилив корпуса; 19 - пробка отверстия, служащего для залива масла; 20 - пробка отверстия, служащего для слива масла; 21 - контрольная пробка; 22 - проушина крышки корпуса; 23 - проушина корпуса

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

- 5.1. Что такое редуктор?
- 5.2. Классификация редукторов по типу используемых передач, числу ступеней и по выполняемым схемам.
- 5.3. Конструктивные особенности изучаемого редуктора: основные детали и их назначение, схема установки подшипников и способ регулирования в них суммарного осевого зазора.
- 5.4. Критерии работоспособности и расчёта зубчатых передач.
- 5.5. Основные геометрические параметры косозубой передачи.
- 5.6. В чём отличие ширин венцов b_1 , b_2 и b_w и с какой целью введены коэффициенты Ψ_{ba} и Ψ_{bd} ?
- 5.7. Что такое предел контактной выносливости σ_{Hlim} и предел выносливости при изгибе σ_{Flim} ? Как их рассчитывают при проектировании зубчатых передач?
- 5.8. Что учитывают коэффициенты долговечности Z_N и Y_N ? С какой целью введены их максимальные значения Z_{Nmax} и Y_{Nmax} ?
- 5.9. Как рассчитывается базовое число циклов напряжений N_{Hlim} и N_{Flim} , а также эквивалентное число циклов напряжений N_{FE} ?
- 5.10 Понятие о коэффициенте концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$, а также о коэффициенте динамической нагрузки $K_{H\nu}$ и $K_{F\nu}$.
- 5.11. Чем объясняется повышение нагрузочной способности косозубой передачи в сравнении с прямозубой?
- 5.12. Силы в зацеплении косозубой передачи.
- 5.13. Как учитывается многопарность и наклон линии контакта к основанию зуба при расчёте косозубой передачи на сопротивление усталости при изгибе?
- 5.14. Вывод о работоспособности рассчитываемой ступени по итогам выполнения проверочного расчёта.
- 5.15. Окончательный вывод о работоспособности по итогам выполнения проверочных расчётов быстроходной и тихоходной ступеней при заданном вращающем моменте T_T на тихоходном (выходном) валу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М. Н. Детали машин. ... М.: Высш. шк., 1998.
2. Скойбеда А. Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н. Н.
Детали машин и основы конструирования. – Мн.: Выш. шк., 2000.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Исходные данные для проверочных расчётов зубчатых передач редуктора

№ задания	Ступень редуктора, подлежащая расчёту (Б-быстроходная Т-тихоходная)	Частота вращения быстроходного (входного) вала редуктора n_B , об/мин	Вращающий момент на тихоходном (выходном) валу редуктора T_T , Н·м	Расчётный срок службы передачи L_h , часы	Типовой режим нагружения	Кратковременная перегрузка
						$K_{\Pi} = \frac{T_{\text{max}}}{T}$
1	Б	2925	500	$10 \cdot 10^3$	0	1,3
2	Т	2925	500	$10 \cdot 10^3$	0	1,3
3	Б	2919	900	$12 \cdot 10^3$	2	1,5
4	Т	2919	900	$12 \cdot 10^3$	2	1,5
5	Б	2910	620	$19 \cdot 10^3$	4	1,7
6	Т	2910	620	$19 \cdot 10^3$	4	1,7
7	Б	2850	420	$16 \cdot 10^3$	1	1,9
8	Т	2850	420	$16 \cdot 10^3$	1	1,9
9	Б	2800	250	$18 \cdot 10^3$	2	1,3
10	Т	2800	250	$18 \cdot 10^3$	2	1,3
11	Б	1470	2040	$20 \cdot 10^3$	4	1,5
12	Т	1470	2040	$20 \cdot 10^3$	4	1,5
13	Б	1462	1500	$11 \cdot 10^3$	0	1,7
14	Т	1462	1500	$11 \cdot 10^3$	0	1,7
15	Б	1455	1270	$14 \cdot 10^3$	2	1,9
16	Т	1455	1270	$14 \cdot 10^3$	2	1,9
17	Б	1400	1430	$16 \cdot 10^3$	4	1,3
18	Т	1400	1430	$16 \cdot 10^3$	4	1,3
19	Б	1455	750	$18 \cdot 10^3$	3	1,6
20	Т	1455	750	$18 \cdot 10^3$	3	1,6
21	Б	1447	550	$19 \cdot 10^3$	2	1,7
22	Т	1447	550	$19 \cdot 10^3$	2	1,7
23	Б	1440	900	$10 \cdot 10^3$	4	1,9
24	Т	1440	900	$10 \cdot 10^3$	4	1,9
25	Б	1432	1200	$12 \cdot 10^3$	1	1,3
26	Т	1432	1200	$12 \cdot 10^3$	1	1,3
27	Б	1410	1700	$16 \cdot 10^3$	2	1,5
28	Т	1410	1700	$16 \cdot 10^3$	2	1,5
29	Б	1395	1100	$12 \cdot 10^3$	4	1,7
30	Т	1395	1100	$12 \cdot 10^3$	4	1,7
31	Б	1350	810	$18 \cdot 10^3$	0	1,9
32	Т	1350	810	$18 \cdot 10^3$	0	1,9

Продолжение табл. 1

№ задания	Ступень редуктора, подлежащая расчёту (Б-тихоходная)	Частота вращения быстрогоходного (входного) вала редуктора n_B , об/мин	Вращающий момент на тихоходном (выходном) валу редуктора T_T , Н·м	Расчётный срок службы передачи L_h , часы	Типовой режим нагружения	Кратковременная перегрузка $K_D = \frac{T_{пик}}{T}$
33	Б	1357	1900	$20 \cdot 10^3$	2	1,3
34	Т	1357	1900	$20 \cdot 10^3$	2	1,3
35	Б	980	2040	$11 \cdot 10^3$	4	1,5
36	Т	980	2040	$11 \cdot 10^3$	4	1,5
37	Б	960	1100	$19 \cdot 10^3$	1	1,8
38	Т	960	1100	$19 \cdot 10^3$	1	1,8
39	Б	950	750	$16 \cdot 10^3$	2	1,9
40	Т	950	750	$16 \cdot 10^3$	2	1,9
41	Б	920	1300	$18 \cdot 10^3$	4	1,3
42	Т	920	1300	$18 \cdot 10^3$	4	1,3
43	Б	915	950	$20 \cdot 10^3$	0	1,5
44	Т	915	950	$20 \cdot 10^3$	0	1,5
45	Б	950	1200	$10 \cdot 10^3$	2	1,7
46	Т	950	1200	$10 \cdot 10^3$	2	1,7
47	Б	731	600	$12 \cdot 10^3$	3	1,9
48	Т	731	600	$12 \cdot 10^3$	3	1,9
49	Б	727	3000	$18 \cdot 10^3$	5	1,4
50	Т	727	3000	$18 \cdot 10^3$	5	1,4
51	Б	712	780	$13 \cdot 10^3$	2	1,5
52	Т	712	780	$13 \cdot 10^3$	2	1,5
53	Б	716	1050	$18 \cdot 10^3$	4	1,7
54	Т	716	1050	$18 \cdot 10^3$	4	1,7
55	Б	709	2000	$10 \cdot 10^3$	1	1,9
56	Т	709	2000	$10 \cdot 10^3$	1	1,9
57	Б	727	1500	$12 \cdot 10^3$	2	1,3
58	Т	727	1500	$12 \cdot 10^3$	2	1,3
59	Б	712	2300	$19 \cdot 10^3$	4	1,5
60	Т	712	2300	$19 \cdot 10^3$	4	1,5
61	Б	709	900	$16 \cdot 10^3$	0	1,7
62	Т	709	900	$16 \cdot 10^3$	0	1,7
63	Б	727	2100	$17 \cdot 10^3$	2	1,9
64	Т	727	2100	$17 \cdot 10^3$	2	1,9
65	Б	2910	800	$15 \cdot 10^3$	5	1,4

Продолжение табл. 1

№ задания	Степень редуктора, подлежащая расчёту (Б-быстроходная Т-тихоходная)	Частота вращения быстроходного (входного) вала редуктора n_B , об/мин	Вращающий момент на тихоходном (выходном) валу редуктора T_T , Н·м	Расчётный срок службы передачи L_h , часы	Типовой режим нагружения	Кратковременная перегрузка $K_p = \frac{T_{гуск}}{T}$
66	Т	2910	800	$15 \cdot 10^3$	5	1,4
67	Б	1455	650	$11 \cdot 10^3$	1	1,6
68	Т	1455	650	$11 \cdot 10^3$	1	1,6
69	Б	700	1700	$12 \cdot 10^3$	3	1,8
70	Т	700	1700	$12 \cdot 10^3$	3	1,8
71	Б	695	1800	$14 \cdot 10^3$	4	1,9
72	Т	695	1800	$14 \cdot 10^3$	4	1,9
73	Б	2000	750	$16 \cdot 10^3$	1	1,4
74	Т	2000	750	$16 \cdot 10^3$	1	1,4
75	Б	2300	1050	$18 \cdot 10^3$	3	1,6
76	Т	2300	1050	$18 \cdot 10^3$	3	1,6
77	Б	1447	830	$20 \cdot 10^3$	5	1,8
78	Т	1447	830	$20 \cdot 10^3$	5	1,8
79	Б	2850	245	$11 \cdot 10^3$	0	1,9
80	Т	2850	245	$11 \cdot 10^3$	0	1,9

Таблица 2

Выбор варианта термообработки зубчатых колёс при выполнении проверочного расчёта зубчатой передачи редуктора

Вращающий момент T_2 на колесе рассчитываемой ступени редуктора Н·м	< 200	св. 200 до 400	св. 400 до 1000	св. 1000 до 1400	св. 1400
	I	II	III	IV	V
Вариант термообработки					

Характеристика вариантов термообработки зубчатых колес

Вариант термообработки (Т.О.)	Характеристика вариантов термообработки
I	1. Т.О. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 2. Т.О. колеса – улучшение, твердость поверхности 235...262 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40X; 40XH; 35XM и др.
II	1. Т.О. шестерни – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC _э , 48...53 HRC _э (см. табл. 4). 2. Т.О. колеса – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40X; 40XH; 35XM и др.
III	1. Т.О. шестерни и колеса одинаковые - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC _э , 48...53 HRC _э (см. табл. 4). 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40X; 40XH; 35XM и др.
IV	1. Т.О. шестерни – улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC _э . 2. Т.О. колеса – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45...50 HRC _э , 48...53 HRC _э (см. табл. 4). 3. Материал шестерни – сталь марки 20X; 20XH2M; 18XГТ; 12XH3A и др. 4. Материал колеса – сталь марки 40X; 40XH; 35XM и др.
V	1. Т.О. шестерни и колеса одинаковые - улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC _э . 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20X; 20XH2M; 18XГТ; 12XH3A; 25XI M и др.

Характеристика материалов для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Термо-обработка	Твердость		σ_T МПа	Размеры, мм	
		Сердцевины	Поверхности		$D_{пред}$	$S_{пред}$
45	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	540	125	80
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	650	80	50
40X	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	640	200	125
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	750	125	80
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302 НВ	45...50 HRC ₃	750	125	80
40XH, 35XM	Улучшение	235...262 НВ	235...262 НВ	630	315	200
	Улучшение	269...302 НВ	269...302 НВ	750	200	125
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302 НВ	48...53 HRC ₃	750	200	125
20X, 20XH2M, 18XГТ, 12XH3A, 25XГМ	Улучшение цементация и закалка	300...400 НВ	56...63 HRC ₃	800	200	125

Таблица 5

Коэффициенты μ_H и μ_F

Помер типового режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

Таблица 6

Величины $\sigma_{H \text{ lim}}, S_H, \sigma_{F \text{ lim}}, S_F, [\sigma_{H \text{ max}}], [\sigma_{F \text{ max}}]$

Термообработка	Марки сталей	$\sigma_{H \text{ lim}},$ МПа	S_H	$\sigma_{F \text{ lim}},$ МПа	S_F	$[\sigma_{H \text{ max}}],$ МПа	$[\sigma_{F \text{ max}}],$ МПа
Улучшение	40; 45; 40X; 40XH; 45XЦ; 35XM и др.	$2 H_{\text{HB}} + 70$	1,1	$1,75 H_{\text{HB}}$	1,7	$2,8 \sigma_T$	$2,74 H_{\text{HB}}$
Улучшение и закалка ТВЧ (модуль $m_n \geq 3$ мм)	40X; 40XH; 35XM	$17 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}} + 200$	1,2	650	1,7	$40 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$	1260
Улучшение и закалка ТВЧ (модуль $m_n < 3$ мм)				550			1430
Улучшение, цементация и закалка	20X; 18XГТ; 20XH2M; 12XH3A; 25XГМ	$23 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$	1,2	750	1,5	$40 H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$	1200

Примечание. H_{HB} — средняя твердость поверхности (сердцевины) в единицах HB;

$H_{\text{HRC}_{\text{э пов}}}$ — средняя твердость поверхности в единицах HRC_э

Таблица 7

Значения коэффициентов K_{Ha} и K_{Fa} для косозубых передач [1]

Окружная скорость V , м/с	Степень точности	K_{Ha}	K_{Fa}
До 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Свыше 5 до 10	7	1,05	1,2
	8	1,10	1,3
Свыше 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

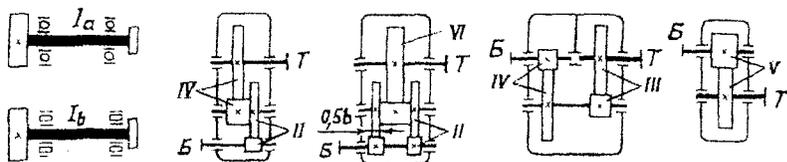
Таблица 8

Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV} для косозубой передачи [1]

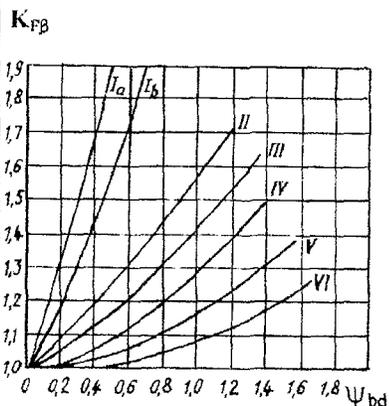
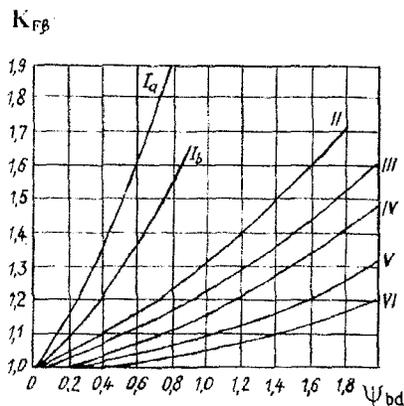
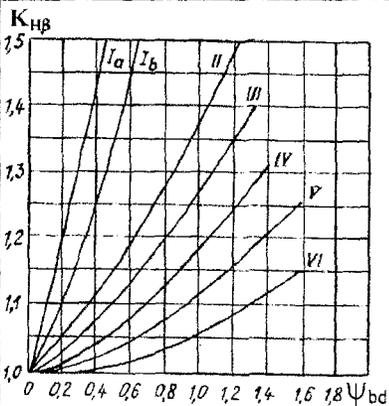
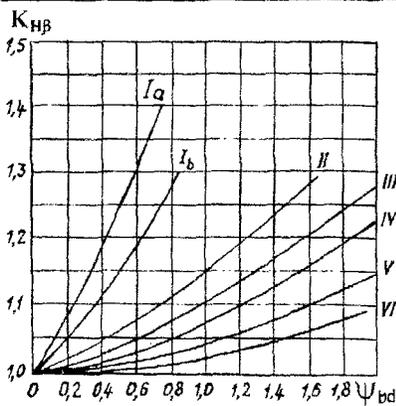
Степень точности	Твёрдость поверхностей зубьев	Коэффициенты	Окружная скорость V , м/с				
			1	3	5	8	10
7	а	K_{HV}	1,02	1,06	1,08	1,13	1,16
		K_{FV}	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
	б	K_{HV}	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
		K_{FV}	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
8	а	K_{HV}	1,02	1,06	1,10	1,15	1,19
		K_{FV}	1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
	б	K_{HV}	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
		K_{FV}	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
9	а	K_{HV}	1,02	1,06	1,11	1,18	1,22
		K_{FV}	1,04	1,12	1,22	1,36	1,45
	б	K_{HV}	1,01	1,03	1,07	1,11	1,14
		K_{FV}	1,01	1,03	1,07	1,11	1,14

Примечание. Твёрдость поверхностей зубьев:

$$\begin{aligned}
 a - & \begin{cases} H_1 \leq 350 \text{ HB}; H_2 \leq 350 \text{ HB}; \\ H_1 \geq 45 \text{ HRC}; H_2 \leq 350 \text{ HB}; \end{cases} \\
 б - & H_1 \geq 45 \text{ HRC}; H_2 \geq 45 \text{ HRC}
 \end{aligned}$$

Коэффициенты $K_{НВ}$ и $K_{ГВ}$ 

Валы Б и Т – быстроходный и тихоходный



При $HB_1 \leq 350$ и $HB_2 \leq 350$
или $HB_1 > 350$; $HB_2 \leq 350$

При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

Вучобнае выданне
Складальнік : Санюкевіч Фёдар Міхайлавіч

Метадычныя указанні
да лабараторнай работы “Вывучэнне
канструкцыі цыліндрычнага зубчастага
рэдуктара” па курсу “Дэталі машын”

Адказы за выпуск Санюкевіч Ф. М.
Рэдактар Строкач Т. У.

Подпісана к печати 5.07.01. Формат 60x84 1/16 Бумага писч. Гарнитура Times
New Roman. Усл. п.л. 2,1. Уч. изд. л. 2,25. Тираж 100 экз. Заказ № 536.

Отпечатано на ризографе Брестского государственного
технического университета. 224017, Брест, ул. Московская, 267.