

ВЛИЯНИЕ ПОСАДОК ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ НА НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВАЛА

Федяев Д.И., Афаунова О.В., Товарчи И.С., Проскуряков С.В. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Одним из актуальных вопросов при проектировании редуктора является влияние посадок неподвижных соединений деталей на их долговечность и несущую способность. Основное требование, предъявляемое к неподвижным соединениям - обеспечение точного центрирования деталей и передача в процессе длительной эксплуатации заданных крутящих моментов или осевой силы благодаря гарантированному натягу или дополнительному креплению детали шпонками и т.д.

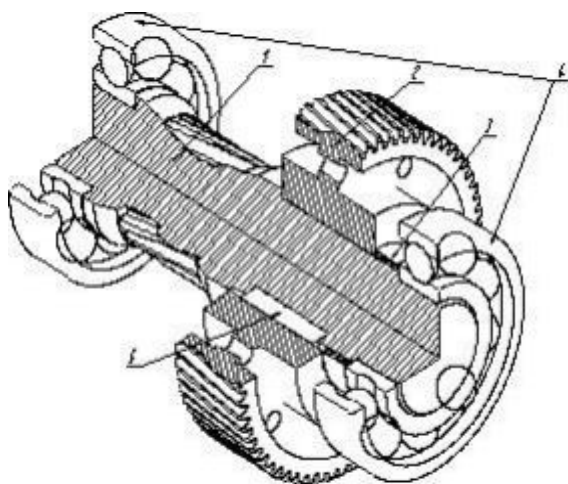


Рисунок 1 - Второй вал трехступенчатого

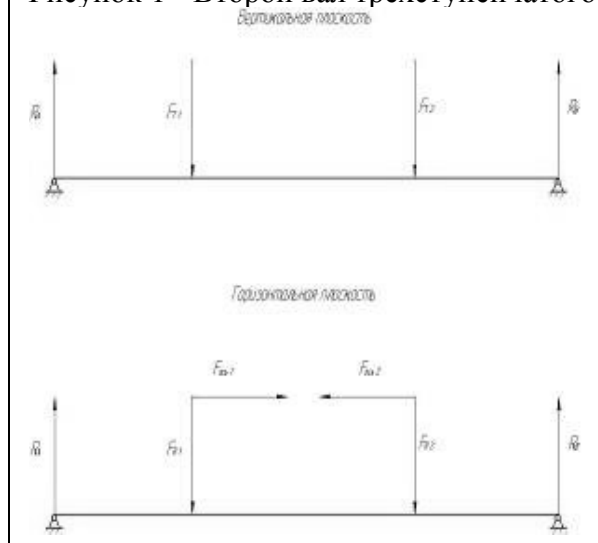


Рисунок 2 – Схема нагружения вала

Исследование влияния посадок на напряженное состояние вала, предлагается провести на узле второго вала трехступенчатого цилиндрического редуктора, показанного на рисунке 1.

В состав данной сборочной единицы входят следующие детали: вал-шестерня 1, колесо 2, кольцо дистанционное 3, два подшипника радиальные шариковые 4, шпонка 5.

В качестве исходных данных принято: радиальные нагрузки на подшипниках $R_A = 3225$ Н, $R_B = 3380$ Н; схема нагружения вала приведена на рисунке 2.

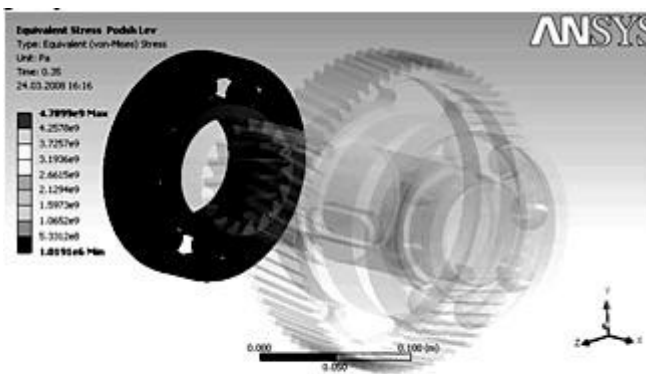
Исходные данные по схеме нагружения приведены в таблице 1. Направление сил и правила приложения сил заданы согласно, теории расчета сил, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых колес.

Таблица 1 – Силы зацепления

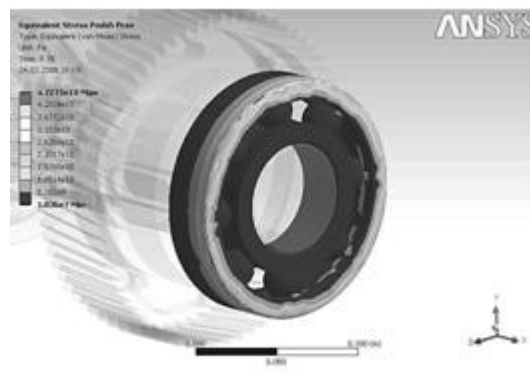
Составляющие силы зацепления	Шестерня, Н	Колесо, Н
Осевая	4200	1618
Радиальная	9227	3391
Окружная	23831	9175

При проведении исследований использован метод конечных элементов, заложенный в основу работы программы ANSYS WorkBench 11.0. В ходе работы программы было найдено: деформированное состояние узла в целом; эквивалентные напряжения в каждом элементе узла.

Карта распределения эквивалентных напряжений по элементам представлена на рисунке 3.



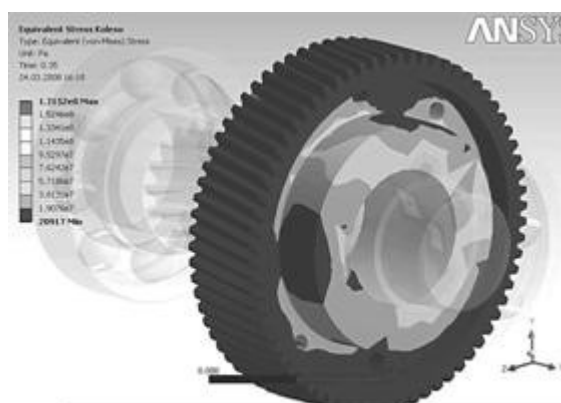
а)



б)



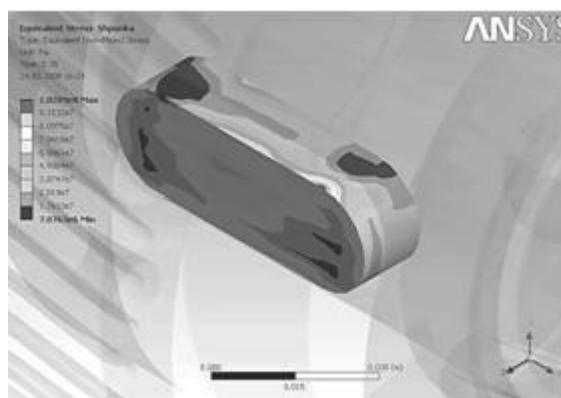
в)



г)



д)



е)

Рисунок 3 – Карта распределения напряжений по элементам узла редуктора:
а), б) подшипники, в) вал-шестерня, г) колесо зубчатое, д) втулка дистанционная, е) шпонка

На рисунке видны зоны распределения значений эквивалентных напряжений, по которым можно получить качественную картину напряженного состояния деталей под действием нагрузки. Характер распределения напряжений в теле детали учитывает влияние взаимодействующих с деталью элементов. Влияние посадок при взаимодействии деталей учтено посредством использования инструментария программы ANSYS WorkBench 11.0.,

который описывает контактное взаимодействие поверхностей. Зная числовые значения напряжений у поверхности можно выполнить качественную характеристику влияния посадок. Предложенная ниже методика [1], позволяет перейти к количественной оценке расета максимально допустимых значений натяга на примере соединения зубчатого колеса с валом.

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;

$$[p]_{\max} = 0.5 \sigma_{T_2} \left[1 - (d/d_2)^2 \right] 4$$

где σ_{T_2} - предел текучести материала охватывающей детали, принимается 240 МПа

d - диаметр посадочной поверхности вала $d = 80$ мм;

d_2 - внешний диаметр ступицы колеса $d_2 = 136$ мм;

d_1 - диаметр отверстия пустотелого вала $d_1 = 0$ т.к. данный вал сплошной

$$[p]_{\max} = 0,5 \cdot 240 \left[1 - \left(\frac{80}{136} \right)^2 \right] 4 = 78,47 \text{ МПа},$$

$$\delta = p \cdot d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2) \cdot 10^6,$$

где δ - требуемая деформация деталей, для которой податливость каждой детали можно найти согласно формулам.

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 = \frac{1}{1} - 0.3 = 0.7$$

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2 = \frac{1 + (80/136)^2}{1 - (80/136)^2} + 0.3 = 2.358$$

p - контактное давление, среднее значение которого получено с помощью программы ANSYS Workbench v 11.0. $p = 172$ МПа. Тогда:

$$\delta = 172 \cdot 80 \left[\frac{0.7}{2.1 \cdot 10^{11}} + \frac{2.358}{2.1 \cdot 10^{11}} \right] \cdot 10^6 = 0.200 \text{ мкм}.$$

$$[\delta]_{\max} = 78.47 \cdot 0.2 / 172 = 0.091.$$

Поправка на обмятие микронеровностей $u = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2}$,

где R_{a1}, R_{a2} - среднее арифметическое отклонение профиля поверхностей охватываемой и охватывающей деталей;

k_1, k_2 - коэффициенты.

Для нашего случая: $R_{a1} = 1,6, R_{a2} = 3,2, k_1 = 5, k_2 = 5$. Тогда:

$$u = 5 \cdot 1.6 + 5 \cdot 3.2 = 24 \text{ мкм}.$$

$$N_{\max} = 0.091 + 24 = 24.091 \text{ мкм}.$$

Аналогично проведено исследование влияния характера ГЦС на напряженное состояние узла выходного вала червячного редуктора. Для червячных передач характерно применение по цилиндрической посадочной поверхности посадок с натягом. Натяг по цилиндрической поверхности улучшает работу шпоночного соединения, но не устраняет скольжения, которое возникает из-за разности длин окружностей. Исходные данные для расчета двух узлов приведены в таблице 2

Таблица 2- Нагрузки возникающие в выходном вале червячного редуктора.

№ подшипника	7218 (рис. 1 а)	7620 (рис. 1 б)
C, кН	183	127
Fa., кН	125,7	88
F _r , кН	183	127
F _t , кН	502,78	348,93
Мкр, кНм	7.85	6,98
m, мм	12.5	10
z	42	40
Q	10	10
Режим работы	тяжелый	Легкий

Для построения расчетной схемы составляем схему нагружения выходного вала червячного редуктора. Схема нагружения выходного вала червячного редуктора приведена на рисунке 4.

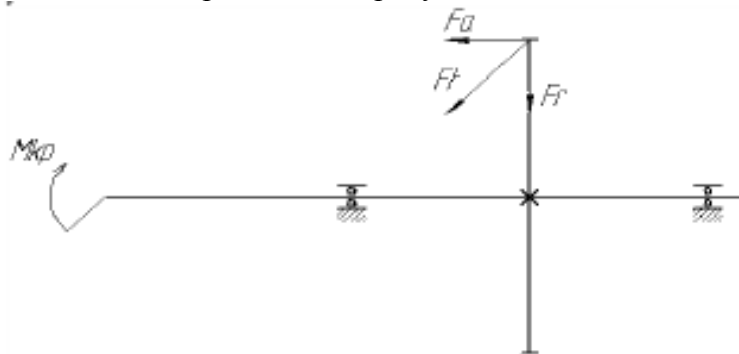
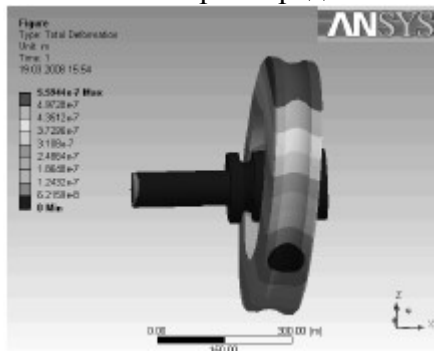
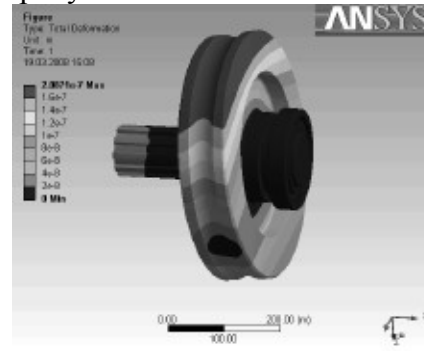


Рисунок 4 - Схема нагружения выходного вала червячного редуктора
Согласно расчетных схем было получено решение составленных задач, результаты которых представлены на рисунках 5 и 6.

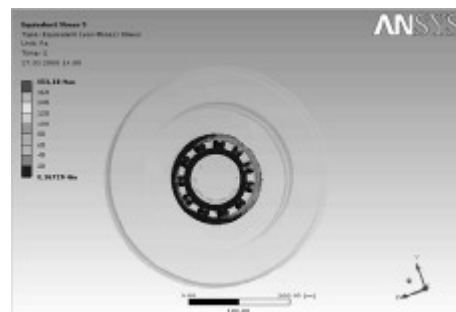
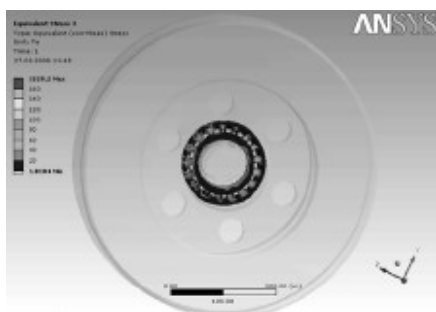


а)



б)

Рисунок 5 - Эпюра деформаций выходного вала червячного редуктора



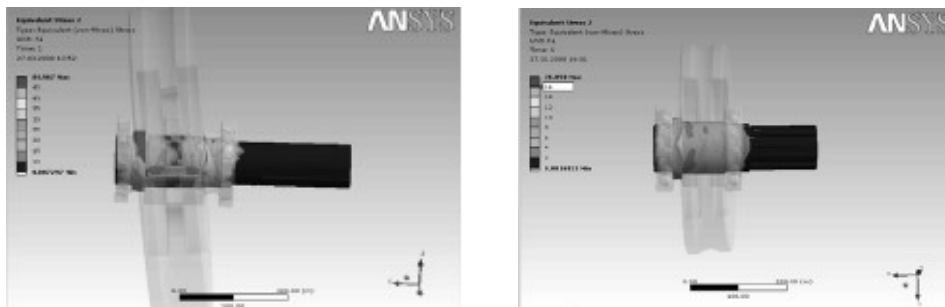


Рисунок 6 – Эпюры распределения нормальных напряжений в элементах узлов выходных валов червячных редукторов

Согласно вышеуказанной методики результат расчета по узлу а и б составит:

$$N_{\max} = 0.169 + 24 = 24.169 \text{ мкм}$$

$$N_{\max} = 0.217 + 24 = 24.217 \text{ мкм} \text{ соответственно.}$$

По результатам проделанной работы можно сделать следующие выводы:

- влияние посадок на работу типовых соединений неоднозначно, поэтому методики требуют дальнейшего совершенствования;
- развитие вопроса позволит совершенствовать выбор посадок с более детальным учетом условий работы соединения.

Список литературы: 1 Дунаев П.Ф., Целиков О.П., Варламова Л.П. Допуски и посадки. Обоснование выбора: Учебное пособие для студентов машиностроительных вузов. – М.: Высш. Шк., 1984. – 112с.