

представлялся как балка на двух опорах, а внешние нагрузки заменялись сосредоточенными силами, во втором случае – с использованием метода конечных элементов. Для этого с помощью САД-системы была создана трехмерная модель исследуемого вала (см. рисунок). Следующим этапом анализа является создание конечно-элементной модели (узлов и элементов), которая адекватно описывает геометрическую модель. Затем по созданной КЭ сетке проводится комплекс расчетов. В каждой серии расчетов в опасном сечении в качестве концентратора напряжений последовательно принимались шпоночный паз и канавка для выхода шлифовального круга.



**Рисунок – Вал редуктора выходной**

Сравнение результатов расчетов показало, что во всех случаях расчетный коэффициент запаса прочности определенный с использованием метода конечных элементов на 10-15% выше, чем полученный при решении задачи первым способом. Это создает предпосылки к снижению металлоемкости, как валов, исследованного редуктора, так и конструкции в целом и требует проведения дополнительных исследований, включающих усталостные испытания, как масштабных моделей, так и натуральных образцов.

УДК 621.8

Студ. И.С. Свидунович  
Науч. рук. ст. преп. А.М. Лось  
(кафедра материаловедения и проектирования технических систем, БГТУ)

### **ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МНОГОБЛОЧНЫХ КРЮКОВЫХ ПОДВЕСОК**

В грузоподъемных машинах для подвешивания грузов и получения подвижного соединения между грузозахватным крюком и гибким грузонесущим органом при использовании полиспастной системы применяется крюковая подвеска.

Диаметр блока и его профиль определяется в зависимости от типа машины, привода механизма, режима работы механизма и диаметр каната, используемого в механизме подъема крана.

Кованый крюк, применяемый в подвеске, выбирается по номинальной грузоподъемности и заданному режиму работы согласно ГОСТ 6627.

Основной особенностью проектирования многоблочных нормальных подвесок является сложность в определении длины оси блоков и его диаметра.

Ориентировочно, длину оси блоков можно определить по формуле

$$L = Z_{\text{бл}} L_{\text{ст}} + \delta + 2\delta_1 + (Z_{\text{бл}} - 1)c + 2c_1 \text{ мм}, \quad (1)$$

где  $Z_{\text{бл}}$  – количество блоков в крюковой подвеске;  $L_{\text{ст}}$  – длина ступицы блока;  $\delta$ ,  $\delta_1$  – соответственно толщина серьги и защитного листа, мм.  $\delta_1 \geq 3$  мм;  $c$  – зазор между установленными блоками; принимается  $c = 5$ – $10$  мм;  $c_1$  – зазор между торцевой поверхностью ступицы блока и защитным листом, принимается  $c_1 = 5$ – $10$  мм.

Длина ступицы блока определяется размерами радиального подшипника и определяется по формуле

$$L_{\text{ст}} = 2B + \Delta_1 + 2\Delta_2, \quad (2)$$

где  $B$  – ширина подшипника;  $\Delta_1$  – зазор между подшипниками, принимаемый  $\Delta_1 = 5$ – $10$  мм;  $\Delta_2$  – расстояние между подшипником и наружной торцевой поверхностью ступицы блока. Значение принимается  $\Delta_2 = 2$ – $5$  мм.

Подшипники необходимо подбирать согласно ГОСТ 8338 по динамической грузоподъемности, Диаметр оси блоков, принимается равным внутреннему диаметру  $d$  подшипника, выбранного по динамической грузоподъемности.

Диаметр оси блока проверяется на изгиб. При невыполнении условия прочности необходимо увеличить предварительно выбранное значение диаметра  $d$  и для него подобрать по динамической грузоподъемности другой, подходящий подшипник.

Расчетная длина траверсы принимается равной длине оси блоков. Траверса рассчитывается на изгибную прочность по среднему сечению, ослабленному отверстием для хвостовика крюка.

Наружный диаметр упорного подшипника под гайкой крюка, который подбирается согласно ГОСТ 7872 по диаметру ненарезной части хвостовика крюка  $d_1$  и статической грузоподъемности.

Ширина траверсы  $b$  определяется по значению наружного диаметра выбранного упорного подшипника по соотношению

$$b = D + (10 \dots 15)$$

Расчетная высота сечения траверсы находится из условия прочности на изгиб по формуле:

$$h = \sqrt{\frac{3FL}{2(b - d_0)[\sigma_{ит}]}} \quad (3)$$

где  $d_0$  – диаметр отверстия в траверсе для прохождения крюка, который принимается на 2...5 мм больше диаметра ненарезной части хвостовика крюка  $d_0$ ;  $[\sigma_{ит}]$  – допускаемое напряжение траверсы на изгиб, Н/мм<sup>2</sup>, определяемое по формуле

$$[\sigma_{ит}] = \frac{1,4\sigma_{-1}}{nk_{\sigma}}, \quad (4)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел текучести материала траверсы, МПа;  $n$  – коэффициент безопасности;  $k_{\sigma}$  – коэффициент концентрации напряжений.

Полная высота траверсы принимается  $h_0 = h + 5...10$  мм.

Диаметр цапфы траверсы определяется по допускаемому удельному давлению.

При получении размера  $d_{ц}$  больше, чем высота траверсы  $h_0$ , высоту траверсы следует конструктивно увеличить, так чтобы она была на 5–10 мм больше, чем диаметр цапфы.

Серьга подвески работает на растяжение. Во избежание сильной концентрации напряжений ширина серьги принимается равной величине  $B_c \approx 1,8d_{max}$ , где  $d_{max}$  – наибольший диаметр отверстия в серьге.

Проверочный расчет серьги выполняется на растяжение по условию прочности

$$\sigma_p = \frac{F}{2(B_c - d_{max})\delta} \leq [\sigma_p] \quad (5)$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение растяжения материала изготовления серьги, Н/мм<sup>2</sup>.

УДК 621.8

Студ. У.В. Сомова

Науч. рук. ст. преп. А.М. Лось

(кафедра материаловедения и проектирования технических систем, БГТУ)

## **СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**

Долговечность машины зависит от совокупности влияния самых разнообразных факторов, которые проявляются на всех этапах ее создания и эксплуатации, при этом долговечность отдельных деталей может существенно отличаться от долговечности машины в целом.

При изготовлении машины большое влияние на качество и долговечность деталей оказывают различные технологические факторы.