

Рис. 3. Циклограмма обработки детали КЗР 0101106

Время на обслуживание рабочего места, отдых и личные потребности в условиях многостаночного оборудования определялось в процентах от  $T_{\text{тв}}$ .

Таким образом, за смену производится 38 деталей «Корпус подшипника КЗК-10-0210905», 78 деталей «Корпус подшипника КЗР 0101105», 71 деталь «Корпус подшипника КЗР 0101106».

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ СТУПИЦЫ МОДЕРНИЗИРОВАННОГО БОРТОВОГО РЕДУКТОРА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА ПРИ ДВИЖЕНИИ НА СКЛОНЕ

Д. В. Черношей

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель П. Е. Родзевич

Комбайн КЗС-10К предназначен для прямой и раздельной уборки зерновых колосовых культур, а также для уборки подсолнечника, кукурузы, зерно-, зернобобовых и крупяных культур, семенников трав и рапса на равнинных полях с уклоном до  $8^\circ$ .

Серийный бортовой редуктор ведущего моста зерноуборочного комбайна КЗС-10К представлен на рис. 1, а. Он представляет собой двухступенчатый редуктор: первая ступень – зубчатая цилиндрическая передача; вторая – планетарный механизм.

Представляет интерес нагруженность ступицы бортового редуктора, так как к ней прикладываются значительные усилия от ведущих колес при движении комбайна.

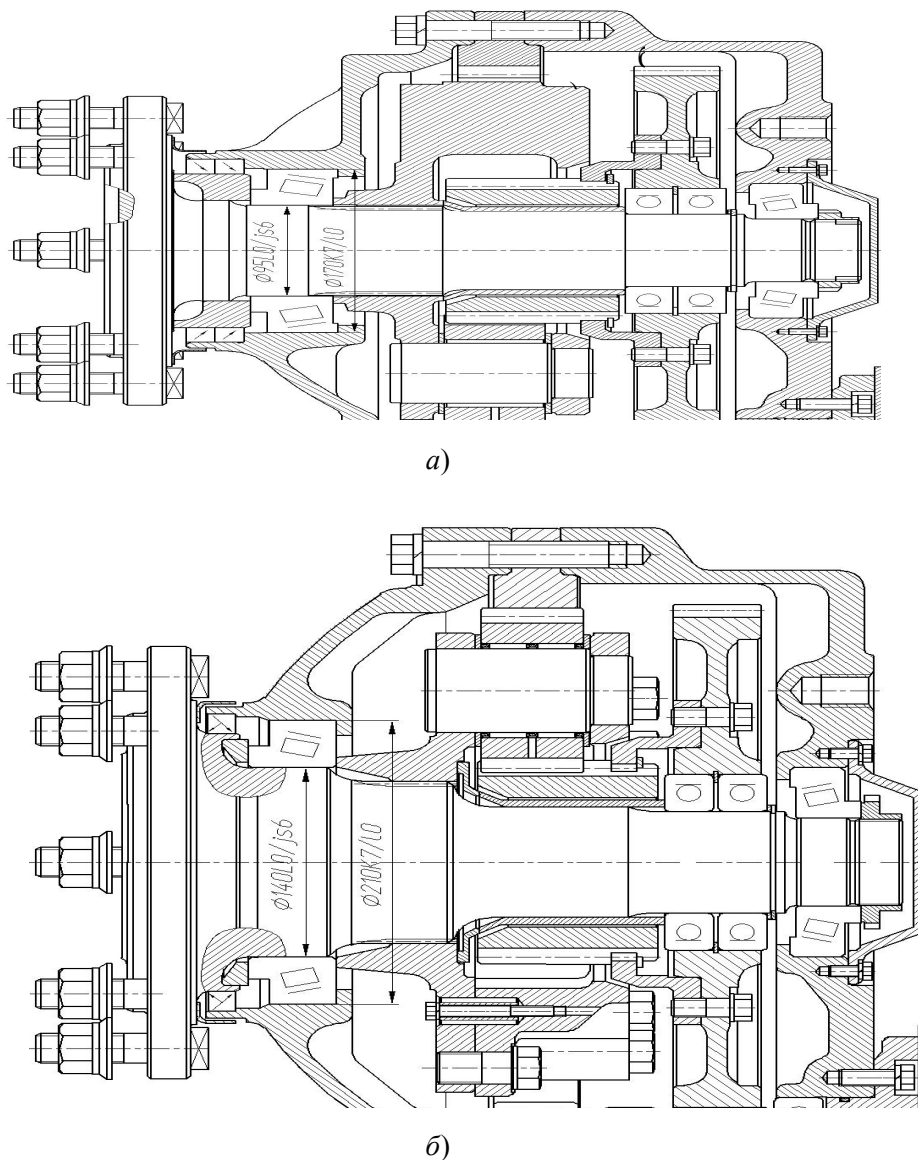


Рис. 1. Бортовой редуктор зерноуборочного комбайна КЗС-10К:  
а – до модернизации; б – после модернизации

Расчеты ступицы серийного редуктора при максимальной нагрузке на колесо показали, что эквивалентные напряжения и коэффициент запаса в области установки подшипника близки к экстремальным, поэтому для увеличения проходимости комбайна и возможности установки шин большего типоразмера, а также снижения нагрузки в конструкции бортового редуктора усилена ступица (с 95 до 140 мм) с установкой более грузоподъемного подшипника и уменьшена консольная часть на 15 мм (рис. 1, б).

Целью работы является анализ нагруженности ступицы колеса модернизированного бортового редуктора в сечении установки подшипника с диаметром 140 мм в условиях движения комбайна по горизонтальной поверхности и на склоне до  $80^\circ$ .

Схемы приложения нагрузок на комбайн на горизонтальной поверхности и на склоне представлены на рис. 2 и 3 соответственно.

При движении комбайна на колесо будет действовать сила  $F_1$ , которая соответствует весу комбайна, приходящегося на одно колесо, касательная сила тяги  $F_2$ ,

а также на склоне с углом  $\alpha = 8^\circ$  со стороны почвы будет возникать сила  $F_3$ , создающая изгибающий момент на радиусе колеса  $R = 840$  мм.

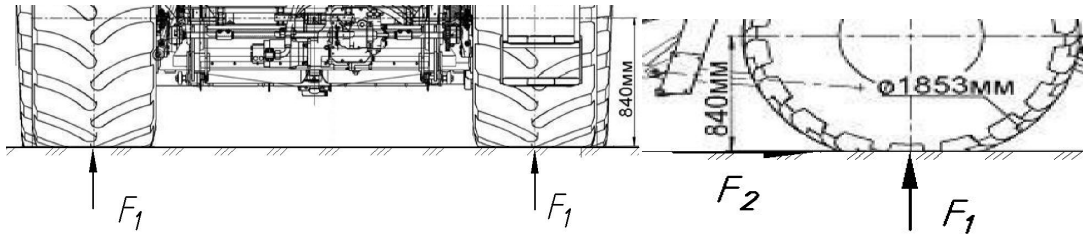


Рис. 2. Схема приложения нагрузок при движении комбайна по горизонтальной поверхности

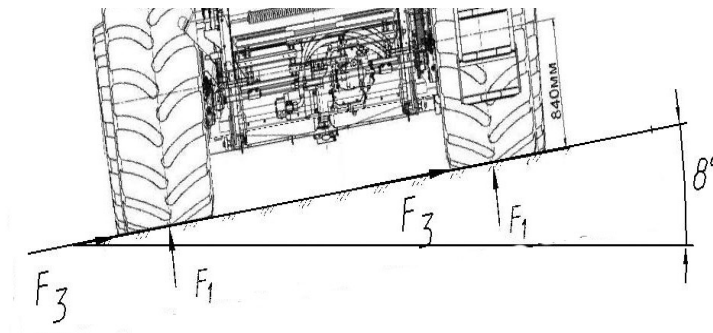


Рис. 3. Схема приложения нагрузок при движении комбайна на склоне

Таким образом, схема нагрузок, приложенных к ступицам левого (нижнего) и правого (верхнего) колес, приведена на рис. 4.

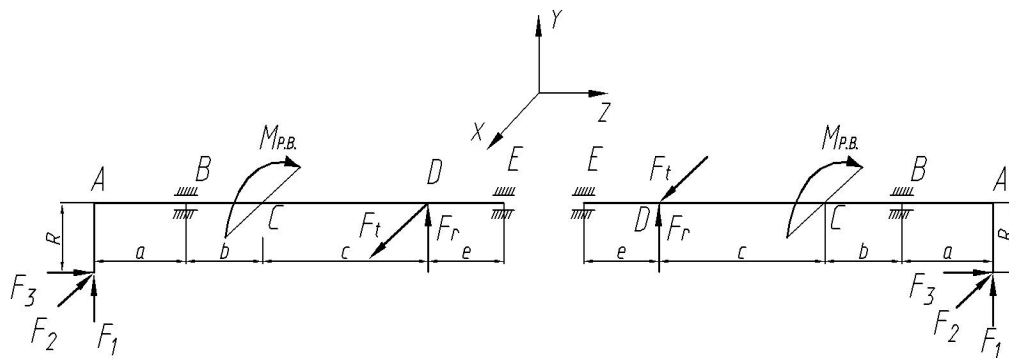


Рис. 4. Схема нагрузок, приложенных к ступицам

Рассмотрим нагруженность ступицы редуктора в области установки подшипника (сечение  $B$ ). Изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях на консольной части  $a = 75$  мм определяются выражениями:

– для левой ступицы

$$M_x(z) = F_1 a - F_3 R; \quad M_y(z) = F_2 a; \quad (1)$$

– для правой ступицы

$$M_x(z) = F_1 a + F_3 R; M_y(z) = F_2 a. \quad (2)$$

Используя IV теорию прочности Губера–Мизеса (энергетическую), приведенный момент определится выражением

$$M_{пр} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_k^2}, \quad (3)$$

где  $M_k$  – крутящий момент на колесе.

Расчеты проведены для случая движения комбайна на горизонтальном участке и на склоне с различными углами. Вертикальная нагрузка на колесо изменяется в зависимости от навешиваемого адаптера и полноты бункера. Максимальная нагрузка на колесо составляет  $F_1 = 80$  кН. Результаты расчета эквивалентных напряжений левой и правой ступицы редуктора в области установки подшипника (сечение  $B$ ) в зависимости от угла склона представлены на рис. 5, *а*. Кроме того, определены общие коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям (рис. 5, *б*) по формуле

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (4)$$

где  $n_\sigma$  – запас усталостной прочности только по изгибу;  $n_\tau$  – запас усталостной прочности по кручению;  $[n]$  – допускаемый коэффициент запаса, принимается равным  $[n] \geq 1,5 - 2,5$ .

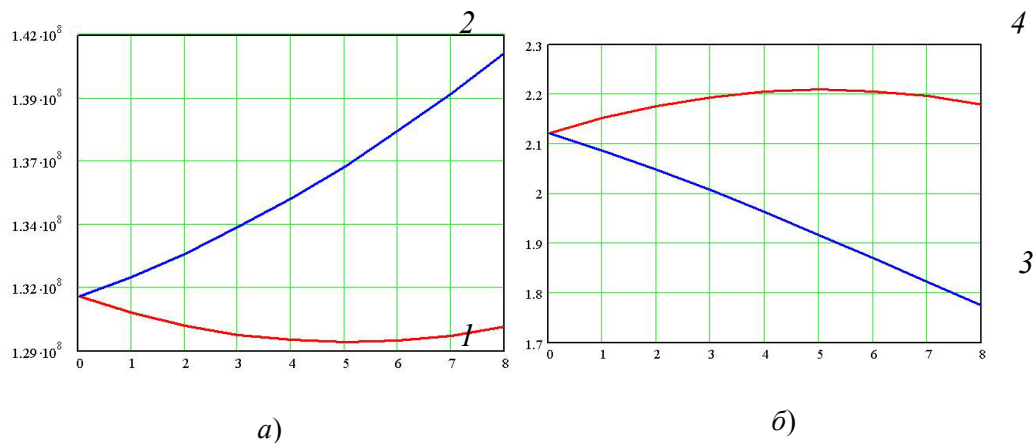


Рис. 5. График изменения напряжений (*а*) и коэффициентов запаса (*б*) левой и правой ступицы в сечении  $B$ :

1 – напряжения в сечении  $B$  левой (нижней) ступицы; 2 – напряжения в сечении  $B$  правой (верхней) ступицы; 3 – коэффициенты запаса в сечении  $B$  левой (нижней) ступицы; 4 – коэффициенты запаса в сечении  $B$  правой (верхней) ступицы

Из рис. 5, *а* видно, что наиболее нагруженной является правая (верхняя) ступица редуктора, эквивалентные напряжения в сечении  $B$  которой изменяются от 132 МПа при  $\alpha = 0^\circ$  до 141 МПа. Левая (нижняя) ступица в сечении  $B$  является разгруженной

из-за разнознаковых изгибающих моментов  $I$  и напряжения изменяются от 132 МПа до 129 МПа.

График изменения общих коэффициентов запаса по нормальным и касательным напряжениям в сечении  $B$  (рис. 5, б) также показывает, что наиболее нагруженной остается правая (верхняя) ступица, коэффициенты запаса в исследуемом сечении которой уменьшаются с 2,15 до 1,77.

С увеличением угла склона в сечении  $B$  возможно увеличение эквивалентных напряжений и уменьшение коэффициента запаса с приближением к экстремальным значениям. В целом проведенная модернизация показала, что в установленном диапазоне углов склона коэффициент запаса и, как следствие, эквивалентные напряжения не уменьшаются ниже предельных значений.

## ВЛИЯНИЕ РЕЗЕРВИРОВАНИЯ НА РИСК ОТКАЗА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

А. В. Шевченко

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель М. И. Михайлов, д-р техн. наук, профессор

Основными показателями надежности восстанавливаемых систем являются наработка на отказ  $T$ , функция готовности  $K_d(t)$ , коэффициент готовности  $K_r$  [1]–[3]. Эти показатели зависят от следующих основных факторов: вид и кратность резервирования, дисциплина обслуживания. Для повышения надежности техники наиболее часто применяются два вида резервирования: с постоянно включенным резервом и по методу замещения. При этом обслуживание системы может осуществляться с двумя видами приоритета – прямым и обратным.

При прямом приоритете техника обслуживается в порядке ее поступления в ремонт.

При обратном приоритете первой обслуживается система, поступившая в ремонт последней. Структурное резервирование с возможностью восстановления отказавших элементов в процессе функционирования системы является наиболее эффективным способом обеспечения и повышения надежности техники и снижения техногенного риска. Однако применение резервирования удорожает технику и ее эксплуатацию. Поэтому кратность резервирования ограничена, и в большинстве случаев применяется резервирование с кратностью от 1. Из двух указанных видов резервирования наибольший выигрыш надежности достигается при резервировании замещением.

Для резервированной системы замещением:

$$T = T_0 \sum_{i=0}^m \frac{1}{\rho^i}; \quad K_r = \frac{T}{T + \frac{1}{\mu}},$$

где  $\rho$  – вероятность отказа;  $T_0$  – срок службы системы до первого отказа. Показатели надежности зависят от числа обслуживающих бригад. Формулы для любых видов обслуживания легко получить топологическими методами расчета надежности. Приведем формулы для двух обслуживающих бригад: