

УДК 631.354.2.076

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ СТУПИЦЫ БОРТОВОГО РЕДУКТОРА ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА ПРИ ДВИЖЕНИИ НА СКЛОНЕ

П.Е. Родзевич, С.В. Шишков

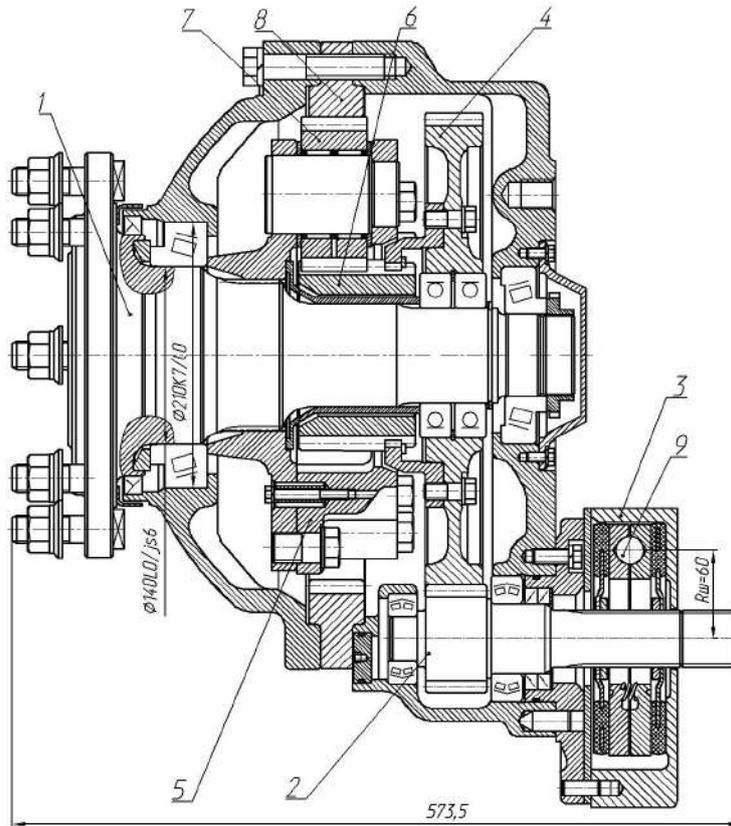
Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», г. Гомель, Республика Беларусь

Зерноуборочный комбайн предназначен для прямой и раздельной уборки зерновых колосовых культур, а, с применением комплектов оборудования или специальных приспособлений для уборки подсолнечника, кукурузы на зерно, зернобобовых и крупяных культур, семенников трав и рапса на равнинных полях с уклоном до 8° .

Привод колес ведущего моста комбайна (молотилки) осуществляется от гидромотора через коробку диапазонов, полуоси и бортовые редуктора. Бортовой редуктор ведущего моста зерноуборочного комбайна представлен на рисунке 1. Редуктор является двухступенчатым, быстроходная ступень которого представляет собой цилиндрическую зубчатую пару, тихоходная ступень выполнена в виде планетарного редуктора с классической компоновкой: солнечная шестерня – ведущая, водило – ведомое, эпициклическое (коронное) колесо – закреплено. Передаточное число редуктора составляет 19,64, что позволяет значительно увеличить крутящий момент, подводимый к ведущим колесам.

Особенностью конструкции данного редуктора является то, что выходной вал проходит через весь редуктор и является несущим для ведомого колеса быстроходной ступени. Представляет интерес рассмотреть его нагруженность в условиях движения комбайна на склоне.

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



- 1 – ступица колеса; 2 – ведущий вал-шестерня; 3 – дисковый тормоз;
 4 – ведомое зубчатое колесо; 5 – корпус планетарного механизма;
 6 – солнечная шестерня; 7 – сателлит; 8 – эпициклическое колесо;
 9 – шарик тормоза

Рис. 1 – Бортовой редуктор ведущего моста комбайна

Анализ схем приложения нагрузок показывает, что наиболее нагруженный случай при движении на поперечном уклоне.

Схема нагрузок, приложенных к ступицам левого (нижнего) и правого (верхнего) колес, приведена на рисунке 2.

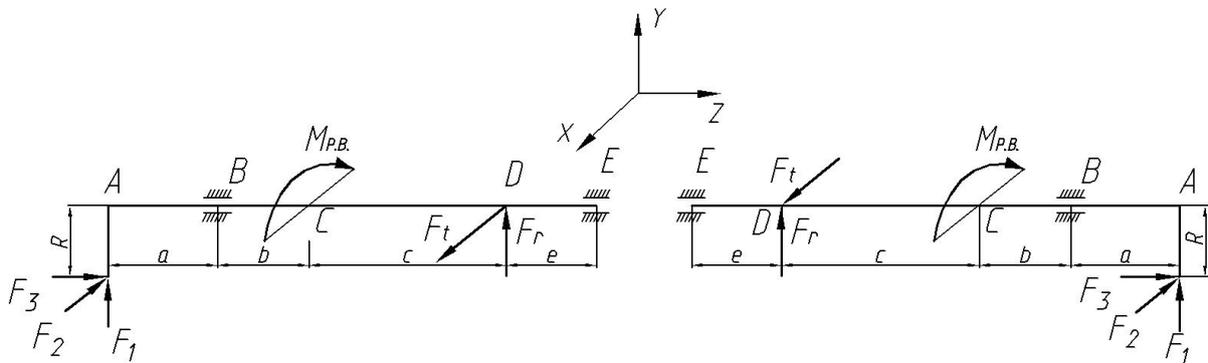


Рис. 2 – Схема нагрузок, приложенных к ступицам

Анализ схем приложения нагрузок к ступицам и предварительные расчеты показывает, что наибольшая нагруженность возникает на консоли

$a = 75$ мм, в месте установки подшипника (сечение В). Силы окружная F_t и радиальная F_r , возникающие в зубчатом зацеплении в расчете не учитываются. Изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях на консольной части определяются выражениями:

$$\text{для левой ступицы} - M_x(z) = F_1 a - F_3 R; M_y(z) = F_2 a; \quad (1)$$

$$\text{для правой ступицы} - M_x(z) = F_1 a + F_3 R; M_y(z) = F_2 a. \quad (2)$$

Вертикальная нагрузка на колесо изменяется в зависимости от навешиваемого адаптера и полноты бункера. Максимальная нагрузка на колесо составляет $F_1 = 80$ кН. При движении по уклону она изменяется до значения $F_1 = 79,2$ кН. Касательная сила или сила сопротивления перекачиванию $F_2 = fF_1$ с коэффициентом сопротивления качению $f = 0,1$ (для стерни). Сила F_3 изменяется от 0 (на горизонтальном участке отсутствует) до 11 кН на уклоне. Кроме того, на вал действует крутящий момент $M_K = 7500$ Нм.

Для анализа нагруженности ступицы бортового редуктора была составлена конечно-элементная модель (рис. 3).

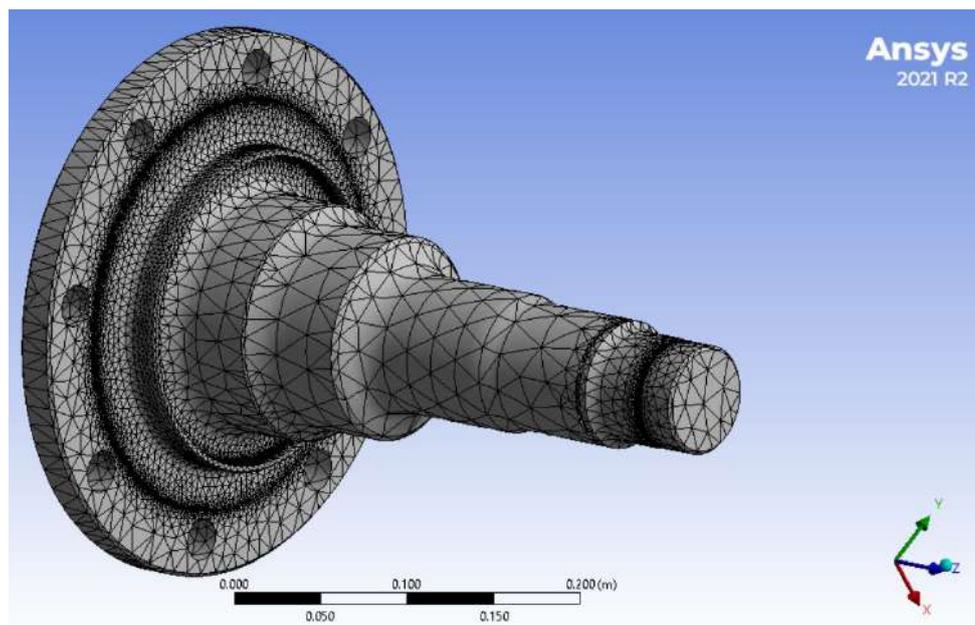


Рис. 3 – Конечно-элементная модель

Исходные данные к расчету:

Материал	Сталь 18ХГТ
предел прочности σ_B , МПа	1150
предел текучести σ_T , МПа	980
предел усталости σ_{-1} , МПа	575

На рисунках 4, 5 представлены картины изолиний коэффициентов запаса и эквивалентных напряжений (по Мизесу) при совместном действии изгибающих и скручивающих нагрузок для левой (нижней ступицы).

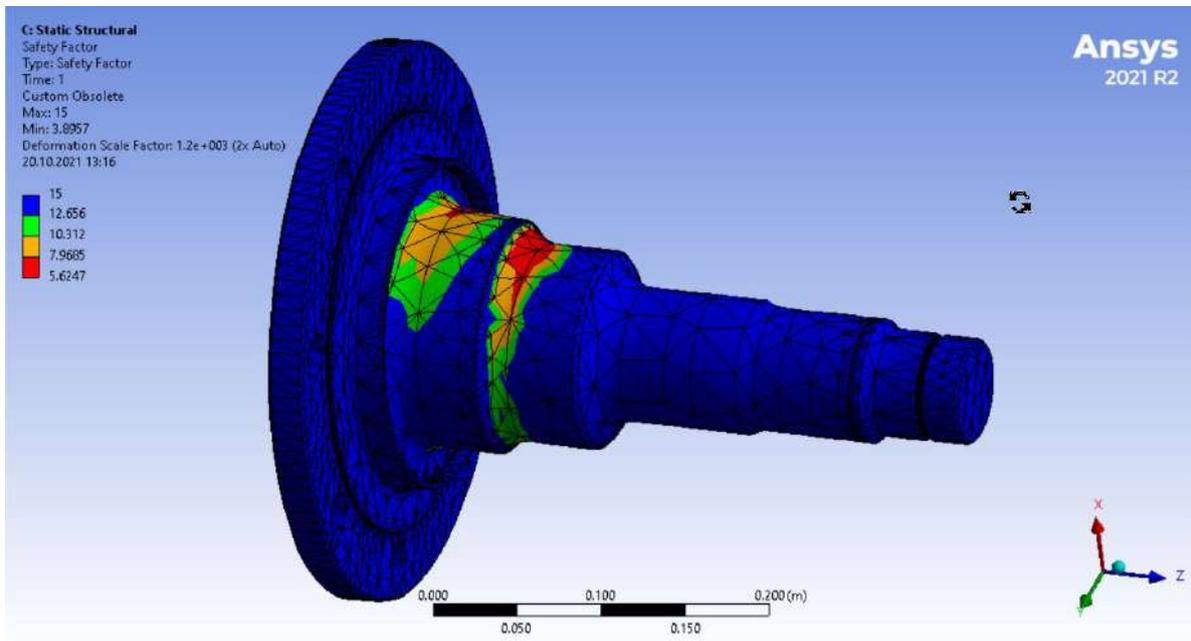


Рис. 4 – Картины изолиний коэффициентов запаса

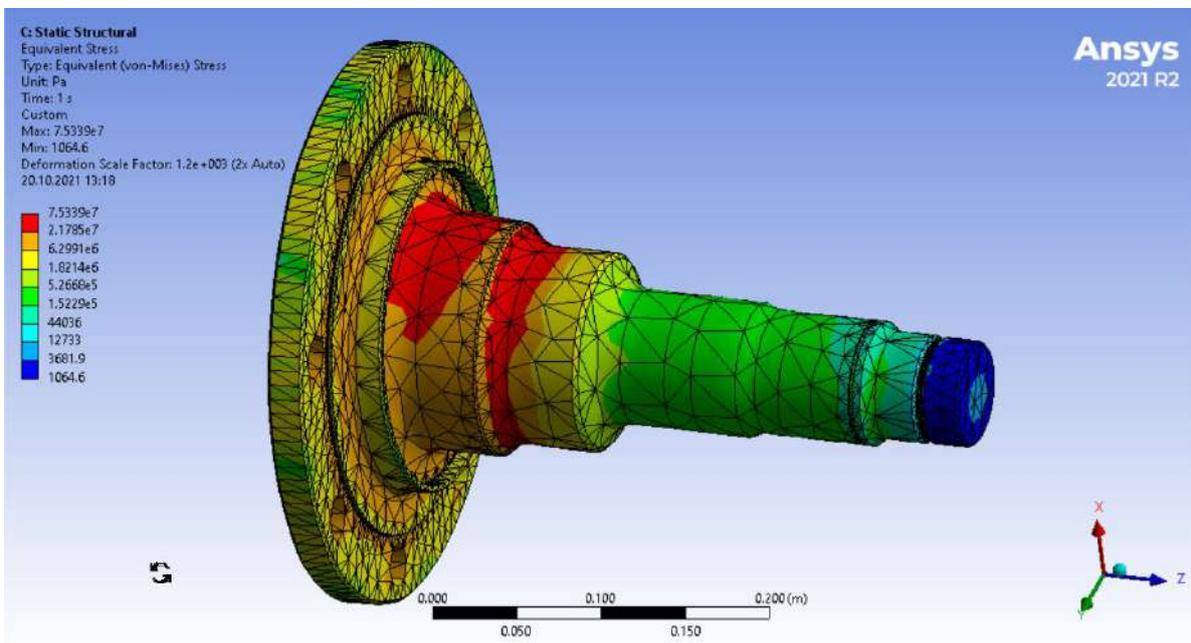


Рис. 5 – Картины изолиний эквивалентных напряжений

Из рисунков 4, 5 видно, что при совместном действии изгиба и кручения для нижней ступицы минимальный коэффициент запаса

составляет 3,89 единицы, а максимальные эквивалентные напряжения составляют 75,34 МПа.

На рисунках 6, 7 представлены картины изолиний коэффициентов запаса и эквивалентных напряжений (по Мизесу) при совместном действии изгибающих и скручивающих нагрузок для правой (верхней ступицы).

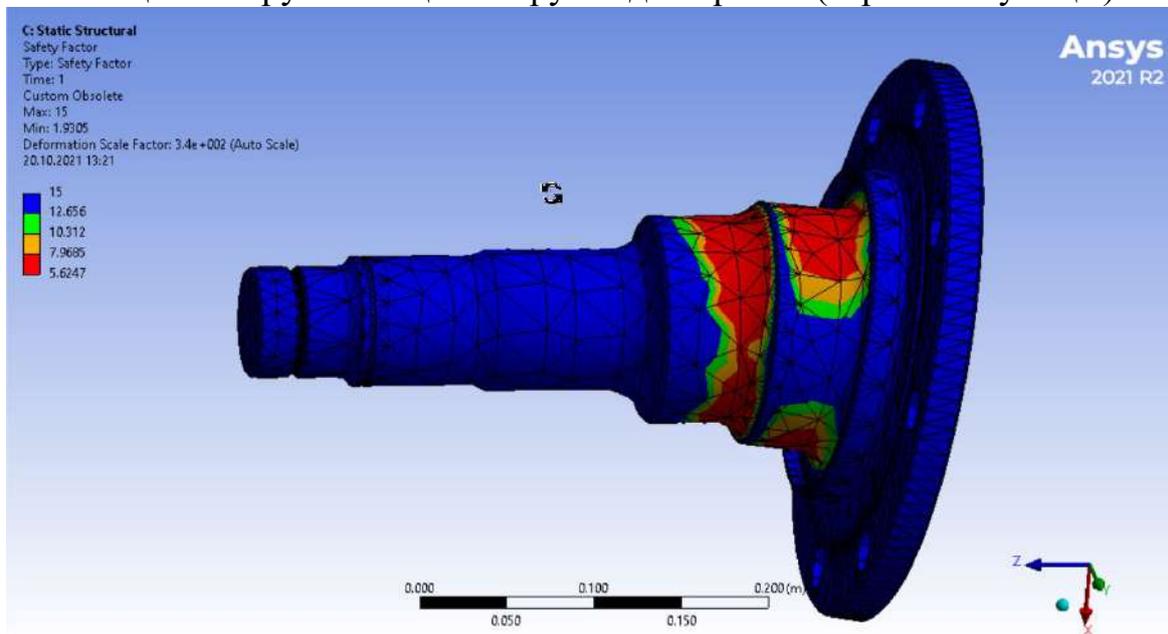


Рис. 6 - Картины изолиний коэффициентов запаса

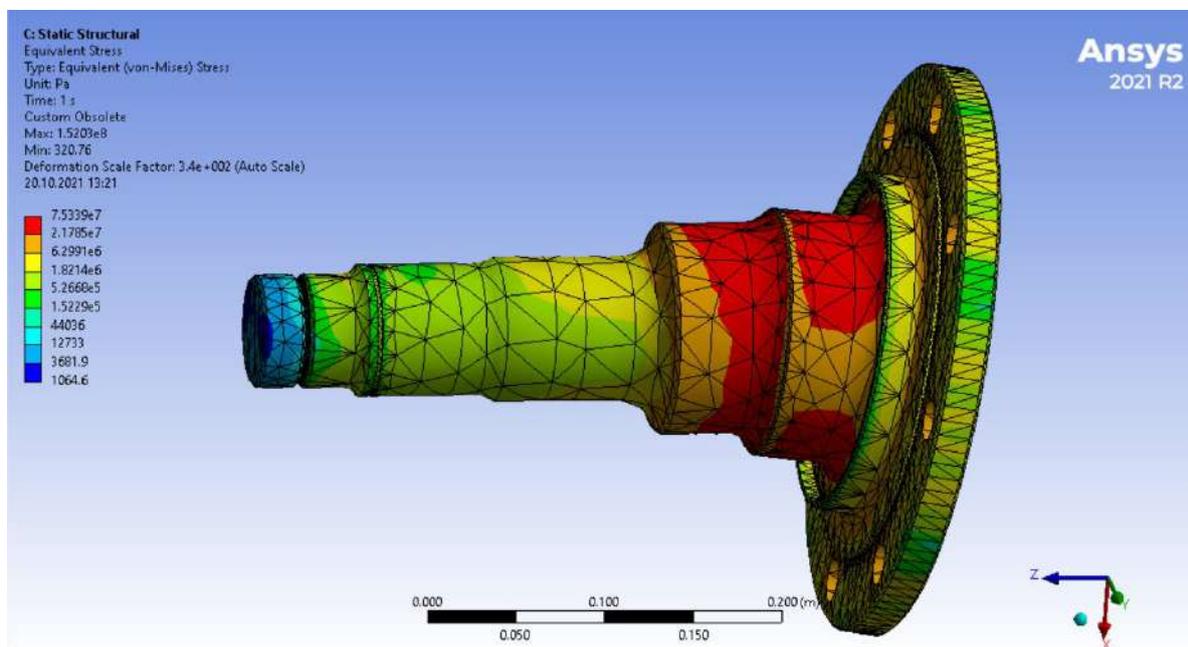


Рис. 7 - Картины изолиний эквивалентных напряжений

Из рисунков 6, 7 видно, что коэффициент запаса при движении по склону уменьшается до значения 1,93 единицы, а максимальные эквивалентные напряжения составляют 152,03 МПа.

В условиях динамических нагрузок (при наезде на препятствия, попадании колеса в ямы) значения динамических напряжений могут привести к пластическим деформациям и разрушению ступицы в окрестности подшипника.