

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А. аспирант,

Пятница И.А., студент гр. ГМ-08-1м

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО–ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА РЫЧАГА ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА УТК-2.

Для возведения сборной тоннельной обделки метрополитенов применяется укладчик УТК-2, а для проходки тоннелей с тубинговой и блочной обделкой в грунтах, разрабатываемых взрывным способом, применяют рычажные укладчики.

Научная задача – определение напряженно деформированного состояния элементов механизма поворота рычага тоннельного укладчика УТК-2. Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 25 т осуществляет подъем груза массой до 700 кг.)

Это связано с большим запасом прочности конструкции укладчика, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для укладчика в целом. В данном исследовании моделируется напряженно-деформированное состояние вала механизма поворота рычага укладчика (рис. 1), который предназначен для осуществления технологического процесса монтажа кольца обделки. Реакции, возникающие в опорах вала, зависят от места приложения нагрузки, которые, определяются положением рабочего органа по своду тоннельного кольца.

Цель работы – определить расчетные нагрузки и разработать рекомендации по выбору параметров вала механизма поворота. Идея работы – использование современных методов моделирования при определении напряженно деформированного состояния элементов механизма поворота рычага тоннельного укладчика УТК-2.

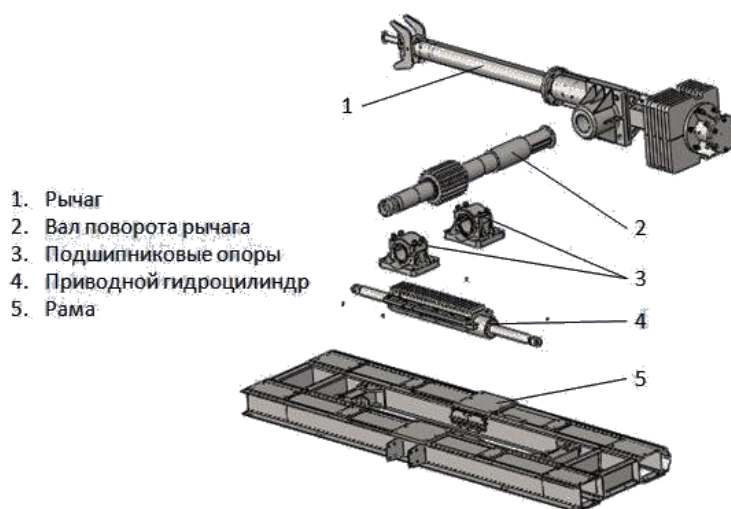


Рисунок 1 - Концепт-проект механизма поворота рычага укладчика

Для расчетов элементов механизма поворота рычага необходимо определить оптимальное положение опор вала. Для этого был проведен вычислительный эксперимент по определению зависимости результирующих максимальных напряжений возникающих в сечениях вала от расположения подшипниковых опор. Результатом исследования является полученный график (рис.2), из которого видно, что при смещении опоры «А» на 140 мм от базового положения к консольной части вала наступает равенство напряжений в его опасных сечениях, при этом, значение их диаметров будет минимальным.

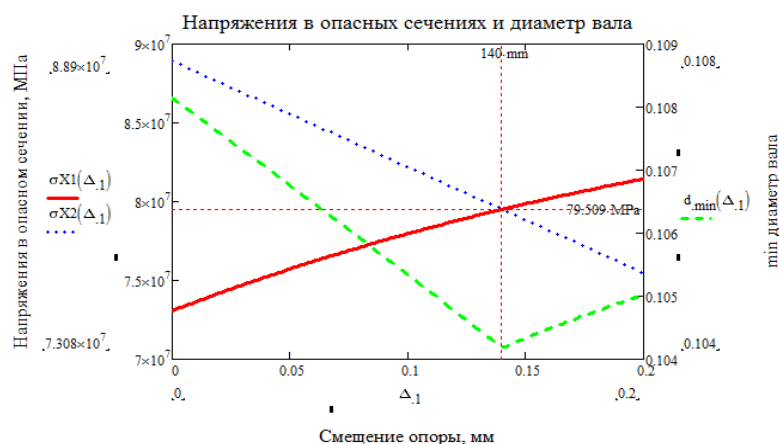


Рисунок 2 – Зависимость результирующих напряжений в сечениях вала от расположения подшипниковых опор.

На следующем этапе было оценено напряженно-деформированное состояние элементов механизма поворота рычага, при входных параметрах базовой и оптимизированной его конструкции, методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation. Результаты исследования сведены в таблицу, где показано, что при базовом коэффициенте запаса прочности 4,4 можно уменьшить диаметр вала до 170 мм, а масса конструкции уменьшается на 48 кг.

Так как значение коэффициента запаса прочности элементов конструкции рекомендуется принимать 1,6. (Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроит. спец. вузов.-6-е изд., перераб.-М.: Высш. шк., 1985.-520 с.,ил), следовательно, коэффициент запаса прочности завышен приблизительно в 2 раза.

Параметры оптимизации	Базовая конструкция	Вид оптимизации		
		Оптимизированная конструкция рычага	Изменённое положение опор	Уменьшенные нагрузки и изменённое положение опор
Диаметр вала дном, мм при базовом коэффициенте запаса $kz_{\sigma}=4,4$	180	177,5	174,9	170,9
Масса вала, кг	437,2	423,6	410,3	398,3

Выводы:

4. Определена зависимость напряжений в опасных сечениях вала от смещения подшипниковой опоры.
2. Определены оптимальные параметры расположение опоры «А» путем смещения её к консольной части вала на 140 мм.
3. Выявлен завышенный коэффициент запаса прочности вала (в 2 раза больше требуемого).
4. В результате оптимизации диаметр вала уменьшится до 170 мм, масса конструкции снизится на 48 кг.