

УДК 539.3; 539.43

## ДИНАМИЧЕСКАЯ СТАБИЛИЗАЦИЯ ФРИКЦИОННЫХ ДИСКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОСОНАГРУЖЕННОГО ИЗГИБА

В. Е. АНТОНЮК

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси  
Минск, Беларусь

Фрикционные диски являются распространенной и ответственной деталью современных гусеничных и колесных машин, используются в главных фрикционах и планетарных редукторах поворота, планетарных коробках передач, гидромеханических передачах, вместе с тем фрикционные диски являются одним из наиболее слабых элементов и доля отказов по дискам составляет до 30 % от всех отказов трансмиссий [1]. По результатам эксплуатации гусеничных машин основной причиной отказов фрикционных устройств является выход из строя фрикционных дисков, причем до 63 % фрикционных дисков выходит из строя из-за коробления [2]. Причиной возникновения коробления дисков в процессе эксплуатации в большинстве случаев являются повышенное отклонение от плоскостности и остаточные напряжения при изготовлении дисков.

Наиболее эффективным средством повышения точности изготовления дисков по отклонению от плоскостности и снижения остаточных напряжений является использование динамической стабилизации [3]. Для реализации динамической стабилизации фрикционных дисков с наружными диаметрами свыше 150 мм успешно использовалась схема многократного деформирования диска при вращении диска между расположенными в шахматном порядке роликами.

Однако использование этой схемы нагружения для дисков с наружными диаметрами менее 100 мм имеет ряд недостатков и для реализации динамической стабилизации для таких дисков разработана схема динамической стабилизации на основе косонагруженного изгиба [4], представленная на рис. 1.

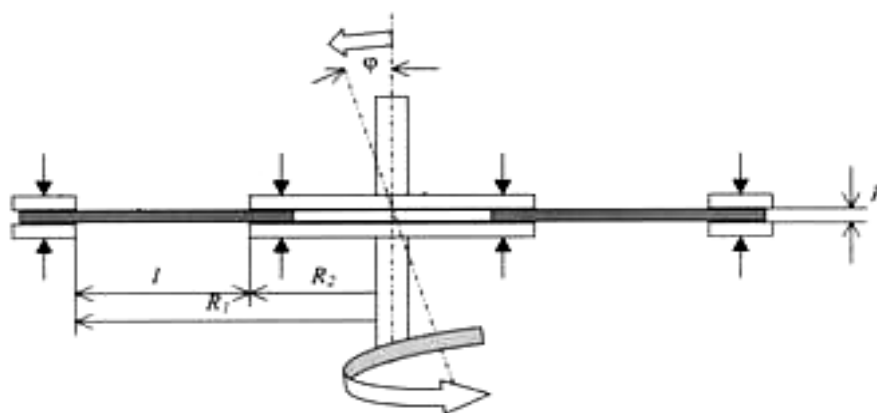


Рис. 1. Схема динамической стабилизации диска с наружным диаметром менее 100 мм

Максимальный угол поворота центральной части  $\varphi$ , рад, для достижения расчетного напряжения может быть определен по зависимости

$$\varphi = \frac{2l^2 \cdot \sigma_{рас}}{Eh(R_2 + l)},$$

где  $\sigma_{рас}$  – расчетное напряжение, МПа;  $h$  – толщина диска;  $E$  – модуль упругости, МПа;  $l$  – ширина деформируемой части диска,  $l = (R_1 - R_2)$ ;  $R_1$  – наружный радиус деформируемой части диска;  $R_2$  – внутренний радиус деформируемой части диска.

В качестве примера для реализации предложенной схемы выполним расчет режимов динамической стабилизации для диска с наружным диаметром 85 мм, внутренним диаметром 63 мм и толщиной 1,0...1,5 мм.

С учетом конструктивной схемы устройства принимаем  $R_1 = 35$  мм,  $R_2 = 27$  мм,  $l = (R_1 - R_2) = 8$  мм. Расчетное напряжение принимаем равным 970 МПа. Результаты расчета по определению требуемого угла поворота  $\varphi$  для создания расчетного напряжения приведены в табл. 1.

Табл. 1. Расчетные углы поворота диска

Расчетное напряжение, МПа	Параметры закрепления диска, мм				Угол поворота $\varphi$ , град
	$R_1$	$R_2$	$l$	$h$	
970	35	27	8	1	1,016
970	35	27	8	1,5	0,677

Предлагаемая схема динамической стабилизации опробована на дисках сцепления и предлагается для реализации динамической стабилизации дисков с наружными диаметрами менее 100 мм с толщиной диска до 2 мм.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Жучков, М. Г.** Расчет долговечности трансмиссий военных гусеничных машин / М. Г. Жучков, Р. Н. Корольков, О. С. Петров; под ред. П. П. Исакова. – Москва ЦНИИ информации, 1987. – 372 с.
2. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов [и др.]; под ред. В. М. Труханова. – Москва: Машиностроение, 2001. – 736 с.
3. **Антонюк, В. Е.** Динамическая стабилизация в производстве маложестких деталей / В. Е. Антонюк. – Минск: Беларуская навука, 2017. – 190 с.
4. **Антонюк, В. Е.** Исследование напряженного состояния дисков при косоагруженном изгибе / В. Е. Антонюк, А. М. Гоман // Материалы, технологии, инструменты. – 2005. – Т. 10, № 2. – С. 28–33.