

В. Т. Радкевич

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРИВОДА ДВУХФРЕЗЕРНОГО КАНАЛОКОПАТЕЛЯ МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В Советском Союзе имеются большие площади избыточно увлажненных заболоченных земель, на которых осуществляется широкая программа мелиоративных работ.

Выполнение все возрастающего объема работ по лесомелиорации возможно с помощью высокопроизводительной землеройной техники, например двухфрезерных каналокопателей. Новые машины должны сочетать высокую эксплуатационную надежность с минимальным весом. Предъявляемые повышенные требования можно удовлетворить только на основе расчетов, учитывающих действительные нагрузки, возникающие в механизмах при различных режимах работы. Определение действительных нагрузок в силовой передаче, как упругой динамической системе, с учетом колебательных явлений представляет одну из важнейших проблем современной теории расчета и конструирования машин.

Применительно к расчету на прочность и долговечность деталей силовой передачи двухфрезерных каналокопателей представляет интерес процесс разработки грунта фрезами с использованием принципа частичного обрушения его, при этом динамические нагрузки в силовой передаче могут весьма значительно превышать величины, по которым в конструкторской практике обычно производятся расчеты на прочность (максимальный крутящий момент, момент трения муфт и др.). Это подтверждено практикой эксплуатации двухфрезерных каналокопателей, у которых отдельные элементы конструкции выходили из строя, хотя рассчитывались по номинальным крутящим моментам с некоторым запасом прочности.

При изучении динамических нагрузок двухфрезерного каналокопателя для теоретического исследования использовался метод математического моделирования, который позволяет при незначительных финансовых и материальных затратах в короткий срок получить достоверные данные об исследуемом объекте до его натурального изготовления. Была выбрана и составлена расчетная пятимассовая динамическая схема привода каналокопателя (рис. 1), состоящая из 5 сосредоточенных масс (двигателя, главной муфты сцепления, конических редукторов, предохранительных муфт и фрез), 3 фрикционных муфт I, II и III. Были составлены дифференциальные уравнения движения, характеризующие различные этапы протекания процесса в исследуемой системе. Динамические нагрузки исследовались в зависимости от изменения величины и характера приложения внешней нагрузки, действующей на силовую передачу, и от величины момента трения предохранительной муфты.

Изменение внешней нагрузки осуществлялось по закону синусоиды и по закону, имитирующему ударное воздействие массы обрушаемого грунта на фрезы. Уравнения движения решались на электронной цифровой вычислительной машине (ЭЦВМ) «Минск-22».

Результаты расчетов показывают, что работа двухфрезерных каналокопателей, использующих принцип разработки грунта с частичным обрушением его, сопровождается свободными крутильными колебаниями силовой передачи. Это видно из графика (рис. 2) изменения моментов на валу главной муфты сцепления  $M_{23}$  и полуосях правой и левой фрез  $M_{45}$ , приведенных к валу двигателя, зависимости от величины приложенной внешней нагрузки  $M_c$ , моментов трения предохранительных муфт  $M_n$  и  $M_{ш}$  и муфты сцепления  $M_1$ .

Анализ показывает, что при достижении на II и III предохранительных муфтах моментов величины, превышающей расчетную величину, на которую отрегулированы муфты, на 17—20%, муфты буксуют.

После первого импульса (пробуксовки муфт) упругая система начинает колебаться с высокой частотой. Величина амплитуды колебаний не только зависит от характера внешних нагрузок, т. е. от обрушения грунта, но и от колебания инерционных масс, связанных с упругими валами силовой передачи и двигателя. Собственные колебания этих масс, суммируясь с колебаниями внешних нагрузок, создают значительные крутящие моменты в деталях силовой передачи.

При мгновенном приложении внешней нагрузки изменения моментов  $M_{23}$  и  $M_{45}$  имеют отчетливо выраженный колебательный характер. Моменты на валу главной муфты сцепления  $M_{23}$  и полуосях фрез  $M_{45}$  превышают те же моменты при синусоидальном изменении внешнего момента (при одинаковой величине амплитуды) соответственно в 1,55 и 1,1 раза. Момент на полуосях фрез  $M_{45}$  имеет незначительное увеличение, примерно на 10%, что объясняется пробуксовкой предохранительных муфт II и III.

Таким образом, при мгновенном приложении внешней нагрузки упругая система испытывает более интенсивное дополнительное нагружение. Максимальный момент на валу муфты сцепления превышает среднее значение внешней нагрузки в 2,46—3,58 и максимальное значение внешней нагрузки в 1,27—2,56 раза. Превышение зависит от величины внешней нагрузки и характера ее приложения.

Влияние предохранительных муфт II и III на величину динамических нагрузок исследовалось в зависимости от изменения величины и характера приложения внешней нагрузки, действующей на силовую передачу, и от величины момента трения предохранительной муфты.

Расчет моментов, возникающих в приводе каналокопателя, проводился при условии, что предохранительные муфты отрегулированы на передачу одной фрезой крутящего момента ( $M_n$ ), равного 3200 кг/см и  $\infty$  (значительная затяжка предохранительных муфт).

Результаты расчетов на ЭЦВМ для первого случая показывают, что предохранительные муфты II и III двухфрезерного каналокопателя срабатывают при моменте на валу фрез, превышающем расчетный на 17—20%. Эта величина превышения момента  $M_{45}$  над расчетным момен-

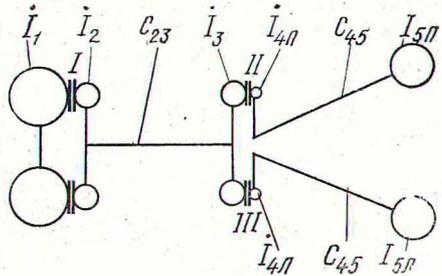


Рис. 1. Динамическая схема привода двухфрезерного каналокопателя:

$I_1, I_2, I_3, I_{4п}, I_{4л}, I_{5п}, I_{5л}$  — моменты инерции двигателя, главной муфты сцепления, вращающихся деталей конического редуктора, дисков предохранительных муфт и фрез (правой и левой) соответственно;  $C_{23}, C_{45}$  — коэффициенты жесткости упругих элементов трансмиссии привода фрез.

том трения имеет примерно одно и то же значение независимо от характера и величины приложенной внешней нагрузки и зависит только от расчетной величины момента трения муфты, на которой она отрегулирована.

При сильной затяжке предохранительной муфты она работает как жесткий элемент конструкции и не срабатывает при перегрузках. В этом случае в трансмиссии привода фрез возникают большие динамические нагрузки. Моменты  $M_{23}$  и  $M_{45}$  имеют величины, в 1,98 и 2,56 раза превышающие соответствующие моменты при расчетном моменте трения муфты  $M_{\Pi} = 3200 \text{ кг/см}$ . Установлено, что предохранительные муфты, отрегулированные на заданный момент трения, значительно сни-

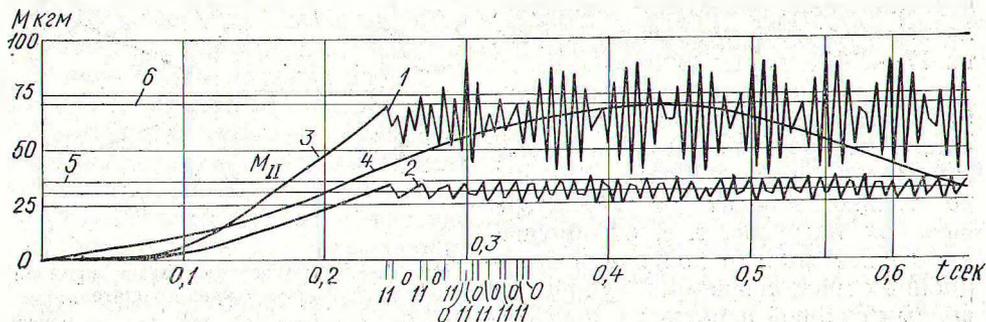


Рис. 2. График изменения нагрузки в гребде каналокопателя во времени:  
1, 2 — моменты на валу главной муфты сцепления и полуосях правой и левой фрез  $M_{23}$  и  $M_{45}$   
3 — момент трения предохранительной муфты  $M_{\Pi}$ ; 4 — внешняя нагрузка (момент сопротивления)  $M_c$ ; 5 — среднее значение внешней нагрузки  $M_{c, \text{ср}}$  6 — номинальный момент двигателя  $M_d$ .

жают динамические нагрузки в трансмиссии двухфрезерных каналокопателей, хотя полностью и не предохраняют силовую передачу от перегрузок.

Величины динамических коэффициентов в зависимости от точности регулировки предохранительных муфт и характера внешней нагрузки приведены в табл. 1.

Динамические коэффициенты

Таблица 1

Характер нагрузки	$A$ , кг · см	$M_{\Pi} = M_1$ , кг · см	$M_{20}$ , кг · см	$M_{c, \text{ср}}$ , кг · см	$K_d = \frac{M_{\text{дин}} (23)}{M_{c, \text{ср}}}$
Синусоидальный	2000	3200	6664	2700	2,46
	3500	3200	8927	3600	2,48
Мгновенный	3500	3200	9571	3500	2,74
	3500	$\infty$	18850	5250	3,58

Анализ таблицы показывает, что при условии ограничения крутящего момента предохранительными муфтами максимальные динамические коэффициенты двухфрезерного каналокопателя лежат в следующих пределах: при плавном приложении нагрузки  $K_d = 2,46-2,48$ , при мгновенном — 2,74.

В случае, когда предохранительные муфты не обеспечивают надежного ограничения крутящего момента, т. е. муфты затянуты, величина динамического коэффициента  $K_d = 3,58$  при мгновенном приложении внешней нагрузки.

### Выводы

1. Результаты исследования двухфрезерных каналокопателей методом математического моделирования показывают, что максимальные динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии привода фрез, теоретически могут превышать среднее значение внешней нагрузки  $M_{с\text{ ср}}$  в несколько раз. Поэтому прочностной расчет силовой передачи привода фрез следует вести на основе фактически полученных значений максимального крутящего момента, превышающих среднюю нагрузку в 2,46—3,58 раза.

2. Исследование методом математического моделирования позволяет получить в более короткое время и при минимальных затратах необходимые данные для создания и совершенствования машин, наметить наиболее экономически эффективные параметры, предсказать их работоспособность, надежность и долговечность.