

УДК629.114.2:629.11.013

А.А. Климов\*, А.В. Стручков

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОГО БУЛЬДОЗЕРА ПРИ ТРОГАНИИ С МЕСТА

*Приведен анализ сравнительных экспериментальных исследований динамической нагруженности механической и гидромеханической трансмиссий бульдозерного агрегата на базе трактора класса 40 кН при выполнении землеройных работ в условиях, принятых в практике технологий работы и при экстремальных режимах эксплуатации. Приведены результаты качественного анализа экспериментальных исследований динамической нагруженности трансмиссии бульдозерного агрегата при разработке стандартных траншей на грунтах 1-2 категорий. Приведен анализ баланса эксплуатационной нагруженности механической и гидромеханической трансмиссий исследуемого бульдозерного агрегата.*

**Ключевые слова:** бульдозерный агрегат, гидротрансформатор, динамическая нагруженность, коэффициент динамичности, баланс эксплуатационной нагруженности.

В процессе эксплуатации бульдозера режим трогания обуславливает высокую динамическую напряженность узлов и деталей трансмиссии. Поэтому изучение динамических нагрузок в трансмиссии в момент трогания имеет большое значение для повышения ее надежности и долговечности.

Для экспериментальных исследований динамической нагруженности элементов

трансмиссии бульдозера на различных режимах в качестве объекта исследований был выбран макетный бульдозер класса 40 кН (рис. 1), созданный на базе гусеничного трактора ТП-4 производства Алтайского тракторного завода, который наиболее полно удовлетворяет всем требованиям, обеспечивающим решение поставленных задач исследований.



---

\* - автор, с которым следует вести переписку.



Рис. 1. Экспериментальный бульдозер класса 40 кН с ГМТ.

Макетный образец имел двигатель ЯМЗ-236, отрегулированный по цикловой подаче топлива и моменту начала действия регулятора топливного насоса на уровень номинальной мощности 110 кВт, при котором снималась регуляторная характеристика двигателя (в соответствии с ГОСТ 7057-75).

На бульдозере применяются ступенчатая механическая и экспериментальная гидромеханическая трансмиссии. Подробно с конструкцией бульдозера можно ознакомиться в работах [1].

Замена ГМТ на МТ и обратно осуществлялась снятием гидротрансформатора и установкой на его место муфты сцепления без каких-либо дополнительных переделок.

Методикой экспериментальных исследований предусматривалась осциллографная запись параметров:

1. Крутящего момента двигателя.
2. Крутящего момента на кардане.
3. Крутящих моментов на полуосях заднего моста.
4. Толкающего усилия на брусках бульдозерной установки.
5. Оборотов «пятого» колеса.
6. Оборотов коленчатого вала двигателя.
7. Оборотов кардана.
8. Оборотов ведущих звездочек двигателя.

Схема расстановки датчиков приведена на рис. 2.

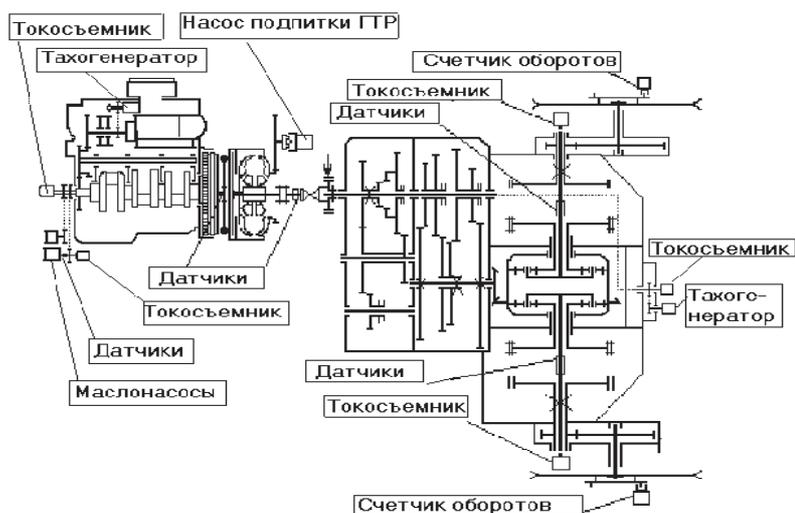


Рис. 2. Кинематическая схема ГМТ.

1. Крутящий момент на коленчатом вале двигателя при ГМТ измерялся с помощью тензометрического звена, установленного между двигателем и насосным колесом ГТР. Через сложную систему сверлений в шейках и щеках коленчатого вала провода выводились к торцевому токосъемнику, установленному на носке коленчатого вала двигателя.

При МТ этот параметр измерялся на ведомом вале муфты сцепления, и провода от датчиков выводились к задней стенке моста трактора, где устанавливались токосъемник, тахометр и импульсный счетчик оборотов этого вала.

2. Крутящий момент на валике маслонасоса НШ-46У управления бульдозером измерялся с помощью тензодатчиков сопротивления, наклеенных на валике маслонасоса. Провода выводились через центральное сверление валика к торцевому токосъемнику.

3. Крутящий момент на турбинном колесе ГТР измерялся на карданном вале с помощью проволочных тензодатчиков сопротивления. Провода выводились через центральное сверление ведущего вала КПП и далее по внутренней полости вала отбора мощности к торцевому токосъемнику конструкции НАТИ, установленному на стенке корпуса заднего моста (рис. 2).

4. Крутящие моменты на полуосях заднего моста измерялись с помощью тензодатчиков. Провода выводились через сверления в полуосях к токосъемникам, которые устанавливались под крышками полуосей и изолировались от масла специальными уплотнениями (рис. 2).

5. Усилия в толкающих брусках бульдозера измерялись с помощью проволочных тензодатчиков сопротивления, наклеенных на внутренней и внешней сторонах обоих толкающих брусков по тензометрической схеме суммирования напряжений. Непосредственная тарировка толкающих брусков осуществлялась путем сжатия брусков до 10 т через специ-

альное приспособление с использованием тягового тензозвена.

6. Число оборотов двигателя измерялось двумя датчиками: механическим прерывателем кулачкового типа и тахогенератором переменного тока (рис. 2).

7. Число оборотов турбинного вала ГТР (ведущего вала КПП) фиксировалось с помощью кулачкового прерывателя и тахогенератора, установленных на стенке заднего моста (рис. 2).

8. Число оборотов ведущих колес фиксировалось при помощи импульсных прерывателей, смонтированных на ведущих колесах. На каждый оборот ведущей звездочки приходилось 12 импульсов, т. е. цена одного импульса составляла 200 мм пути бульдозера (рис. 2).

9. Действительный путь бульдозера измерялся с помощью путеизмерительного колеса (рис. 1), крепящегося к специальному кронштейну, шарнирно связанному с левой тракторной тележкой в центре ее продольного качания. Размер путеизмерительного колеса соизмерим с размером ведущей звездочки. За счет большого веса привода колеса и добавочных грузов обеспечивалось хорошее сцепление с почвой. При работе трактора путеизмерительное колесо копировало след гусеницы, придавливая при этом взрыхленные грунтозацепами гусениц частицы грунта. Очистка от налипшей почвы осуществлялась специальным ножом, расположенным под углом в 45 градусов к ободу колеса. Подъем и опускание путеизмерительного колеса производилось гидроцилиндром, что обеспечило высокую маневренность бульдозера в процессе испытаний и при транспортировке. Одному импульсу кулачкового прерывателя, установленного на путеизмерительном колесе, соответствовало 220 мм пути трактора. Погрешность измерения действительного пути не превышала 3-4 %.

10. Время на ленте осциллографа фиксировалось с помощью отметчика времени и периодически контролировалось электронными часами.

Питание осциллографа производилось от двух аккумуляторных батарей типа СТ-128, установленных на крыше кабины, а питание усилителя – от переносной станции АБ-0,1/230, которая была установлена на кронштейнах сзади кабины (рис. 1).

Наряду с этим, при выполнении каждого эксперимента фиксировались температуры рабочей жидкости на входе и выходе гидротрансформатора.

Разгон бульдозерного агрегата в процессе эксплуатации может осуществляться как под нагрузкой, так и без нагрузки, поэтому рассмотрим динамическую нагруженность трансмиссии бульдозера ТП-4Э [1] при разгоне под нагрузкой и без нагрузки. При этом динамические нагрузки в трансмиссии оцениваем коэффициентом динамичности:

$$K_d = \frac{M_{\max}}{M_{CP}},$$

где  $M_{\max}$  – максимальный крутящий момент в трансмиссии бульдозера при разгоне на передаче, замеренный по осциллограмме;  $M_{CP}$  – математическое ожидание крутящего момента трансмиссии при выполнении бульдозером землеройных работ на той же передаче.

В таблице 1 приведены коэффициенты динамичности, полученные при разгоне бульдозера с поднятым отвалом. В таблице 2 приведены коэффициенты динамичности, полученные при разгоне бульдозера с предварительно заглубленным отвалом.

Таблица 1  
Коэффициенты динамичности при разгоне агрегата без нагрузки

Тип трансмиссии	$K_d$ по передачам				$K_d^{cp}$
	I	II	III	IV	
Механическая	0,8	0,91	0,35	0,8	0,84
Гидромеханическая	0,49	0,65	0,5	0,59	0,56

Таблица 2

Коэффициенты динамичности при разгоне бульдозера с предварительно заглубленным отвалом

Тип трансмиссии	$K_d$ по передачам				$K_d^{cp}$
	I	II	III	IV	
Механическая	1,68	1,41	1,32	1,45	1,46
Гидромеханическая	1,3	1,35	1,18	1,26	1,26

Как видно из таблицы 1, коэффициент динамичности в механической трансмиссии на 50 % больше коэффициента динамичности гидромеханической трансмиссии. При этом в обоих типах трансмиссий максимальный крутящий момент, возникающий в процессе трогания бульдозерного агрегата без нагрузки, не превышал среднего крутящего момента трансмиссии, полученного при статической обработке большого количества реализаций бульдозирования.

Анализ данных, приведенных в таблице 2, показывает, что при трогании экспериментального трактора с места под нагрузкой максимальный крутящий момент трансмиссии в 1,32...1,68 раза для механического и в 1,18...1,35 раза – для гидромеханического вариантов превышает средний крутящий момент трансмиссии. Средний по передачам  $K_d^{cp}$  для механической передачи составил 1,46, для гидромеханической – 1,27. Таким образом, при всех равных условиях максимальный крутящий момент в механической трансмиссии при трогании экспериментального трактора под нагрузкой на 15 % выше, чем в гидромеханической трансмиссии.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы.

1. При трогании трактора ТП-4Э без нагрузки максимальный крутящий момент в механической и гидромеханической трансмиссиях не превышает среднего статистического по величине.

2. Установка в трансмиссию промышленного трактора класса 40 кН гидротрансформатора позволяет значительно уменьшить в ней динамические моменты при трогании трактора без нагрузки.

3. Максимальный крутящий момент механической трансмиссии высокоэнергонасыщенного трактора класса 40 кН при трогании с предварительно заглубленным отвалом бульдозера в 1,32...1,68 раза превышает средний крутящий момент; в гидромеханической трансмиссии в 1,18...1,35 раза.

4. При разгоне трактора ТП-4Э с предварительно заглубленным отвалом бульдозера коэффициент динамичности в механической трансмиссии в среднем на 15 % выше, чем в гидромеханической.

### Литература

1. Совершенствование конструкций и повышение надежности тракторов и погрузчиков. Красноярск, 2003. С. 18-27.

УДК 629.44

С.П. Рыков\*, Р.С. Бекирова, В.С. Коваль

### МОДЕЛИРОВАНИЕ СЛУЧАЙНОГО МИКРОПРОФИЛЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

*Предложен оригинальный метод моделирования случайного микропрофиля автомобильных дорог по заданному виду корреляционной функции. Для реализации метода разработана программа в среде MATHCAD, выполнены расчеты для пяти интенсивно эксплуатируемых испытательных дорог автополигона (г. Дмитров).*

**Ключевые слова:** моделирование, микропрофиль, корреляционная функция, импульс, фильтр, частота.

В практике инженерной и научной деятельности при проектировании систем поддрессорования и виброзащиты, при исследовании колебаний автомобиля и нагруженности его конструкции, особенно с учетом новых представлений о функционировании элементов подвески и шин, формирование внешнего воздействия наиболее целесообразно осуществлять путем численного моделирования случайного микропрофиля дорог, идентичного по своим характеристикам микропрофилю испытательных дорог автополигонов или дорог общего пользования.

Такой подход, подкрепленный соответствующим программным комплексом

для персональных ЭВМ, дает в руки инженеров и ученых эффективный инструмент для исследования динамических систем автомобиля при его движении в разных режимах и в самой общей постановке, т. е. при случайном воздействии и наличии нелинейных связей.

Суть задачи моделирования случайного микропрофиля реальной дороги заключается в получении импульсной переходной функции некоторого формирующего фильтра, которая при подаче на вход сигнала типа «белый шум» преобразовывала бы его в стационарный процесс с наперед заданными характеристиками, например, с корреляционной функцией вида:

\* - автор, с которым следует вести переписку.