

С. М. Белов, Л. И. Вензель

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДИФФЕРЕНЦИАЛА ТРАКТОРА «БЕЛАРУСЬ» МТЗ-50

Как показывают исследования, причиной основного дефекта дифференциала — схватывания и износа сателлита и оси — являются высокие удельные нагрузки [1]. Действие таких нагрузок, зачастую превышающих расчетные, приводит к выдавливанию смазки с поверхности трения осей и сателлитов и к работе этих поверхностей в условиях полусухого трения.

Анализ вышедших из строя деталей дифференциала показал, что в одном и том же узле величины и характер дефектов на цапфах осей сателлитов различны. Это свидетельствует о наличии неравномерности распределения нагрузки как между цапфами, так и по длине одной цапфы.

Исследование дифференциала проводилось по двум направлениям: 1) изучение долговечности узла и влияния на долговечность различных конструктивных и технологических параметров; 2) определение нагруженности цапф сателлитов и влияния на эту нагруженность различных факторов.

При создании методики исследований были рассмотрены и учтены особенности конструкции и условий работы дифференциалов колесных тракторов вообще и дифференциала трактора МТЗ-50 в частности.

Теоретические исследования распределения нагрузки между цапфами сателлитов показали, что в дифференциале между зубьями отдельных сателлитов и полуосевых шестерен величина зазора различна и колеблется в процессе работы узла. Разница зазоров является следствием погрешностей геометрических параметров деталей дифференциала. Максимально возможная величина этой разницы ($C_{z \max}$) определится из выражения

$$C_{z \max} = 2 \frac{\Delta L \frac{r_{п.ш}}{R} + g_z}{\cos \alpha} + 2 [(\Delta M_1 + Y_1) + (M_2 + Y_2)] \sin \alpha \sin \beta_{п.ш}, \quad (1)$$

где ΔL — величина неперпендикулярности осей расточек корпуса под установку осей сателлитов; R — радиус, на котором опреде-

ляется величина ΔL ; $r_{п.ш.}$ — средний радиус делительного конуса полуосевой шестерни; g_2 — параллельное смещение одной из осей сателлитов относительно центра дифференциала; α — угол зацепления сателлитов и полуосевых шестерен; $\beta_{п.ш.}$ — половина угла делительного конуса полуосевой шестерни; ΔM_1 — разность измерительных монтажных расстояний (ИМР) сателлитов; M_2 — колебание ИМР полуосевых шестерен; Y_1 , Y_2 — погрешности опоры соответственно сателлита и полуосевой шестерни.

При наличии разности зазоров между зубьями полуосевых шестерен и каждым сателлитом от внешней нагрузки в первую очередь нагружается тот сателлит (и его цапфа), который имеет наименьшую величину зазора с полуосевыми шестернями. Для вступления в работу остальных цапф сателлитов необходимо, чтобы уже нагруженные детали получили суммарную приведенную деформацию, равную по величине упомянутой разности зазоров. При этом первая цапфа по сравнению с остальными будет передавать большую нагрузку на некоторую добавочную величину $P_{доб}$, которая определяется из выражения

$$P_{доб} = \frac{\delta_{\Sigma}}{l_{\Sigma}}, \quad (2)$$

где δ_{Σ} — суммарная деформация нагруженных деталей, пересчитанная на величину зазора в зубьях; l_{Σ} — суммарная податливость нагруженных деталей.

Общая нагрузка P_i на наиболее нагруженной цапфе составит

$$P_i = P_{ср} + P_{доб}, \quad (3)$$

где $P_{ср}$ — средняя расчетная нагрузка, определяемая по известным зависимостям [2].

Величину коэффициента неравномерности распределения нагрузки между цапфами Ω в общем случае определяют так:

$$\Omega = \frac{P_i}{P_{ср}}. \quad (4)$$

Используя выражения (2) и (3), находим

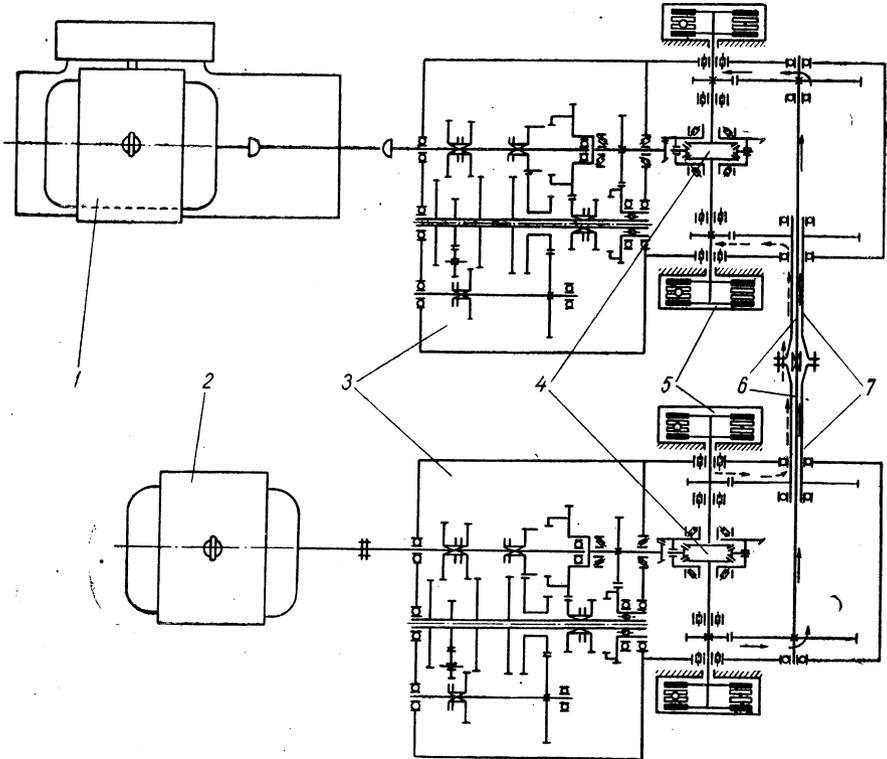
$$\Omega = 1 + F, \quad (5)$$

где $F = \frac{\delta_{\Sigma}}{l_{\Sigma} P_{ср}}$ — отношение добавочной нагрузки на цапфе к средней расчетной нагрузке.

1. *Исследование долговечности дифференциала.* Величина износа поверхностей пары трения сателлит — ось не может определяться длительностью работы машины, выраженной в единицах

времени или пройденного пути, или циклов и т. д. Для этой пары решающим является режим работы, определяемый количеством, характером и длительностью поворотов машины, а также условиями ее работы.

Поскольку в условиях эксплуатации дифференциал как планетарный механизм работает лишь часть общего времени работы



Р и с. 1. Кинематическая схема испытательного стенда

1 — нагружающее устройство (тормоз); 2 — приводной двигатель; 3 — трансмиссии трактора; 4 — испытываемые дифференциалы; 5 — остановочные тормоза трансмиссий; 6 — внутренние соединительные валы; 7 — наружные соединительные валы. Стрелками показаны направления потоков мощности при поочередной остановке полуосевых шестерен.

машины, для определения долговечности пары сателлит — ось требуется значительно меньше времени, чем для определения долговечности других деталей силовой передачи, работающих постоянно. В связи с этим форсирование испытаний дифференциала целесообразнее всего производить по количеству поворотов, т. е. увеличивая процент времени работы дифференциала на поворотах по отношению к общему времени работы трансмиссии, чередуя повороты с прямолинейным движением.

Испытания дифференциала непосредственно в трансмиссии трактора имеют бесспорные преимущества перед испытаниями в специальном корпусе. Симметричная кинематическая схема стенда (рис. 1) позволяет использовать в качестве нагружающего устройства даже тормоз небольшой мощности и с ограниченным диапазоном оборотов, способный создать на дифференциале любые нагрузки.

Режимы испытаний выбраны из условия максимального согласования результатов стендовых испытаний с результатами эксплуатации.

Исходя из изложенного, примем следующие режимы стендовых испытаний: 1) время работы на каждой передаче — 2 ч, общее время работы — 18 ч; 2) крутящий момент на первичном валу трансмиссии равен половине номинального крутящего момента двигателя на каждой передаче; 3) цикл работы дифференциала (2 мин): остановка одной полуосевой шестерни — 20 сек, имитация прямолинейного движения — 40 сек, остановка второй полуосевой шестерни — 20 сек, имитация прямолинейного движения — 40 сек.

Во время поочередной остановки полуосевых шестерен дифференциал продолжает передавать заданную нагрузку.

Таким образом, за 18 ч испытаний сателлиты на осях вращаются в течение 6 ч с максимально возможными скоростями и с полной передачей нагрузки.

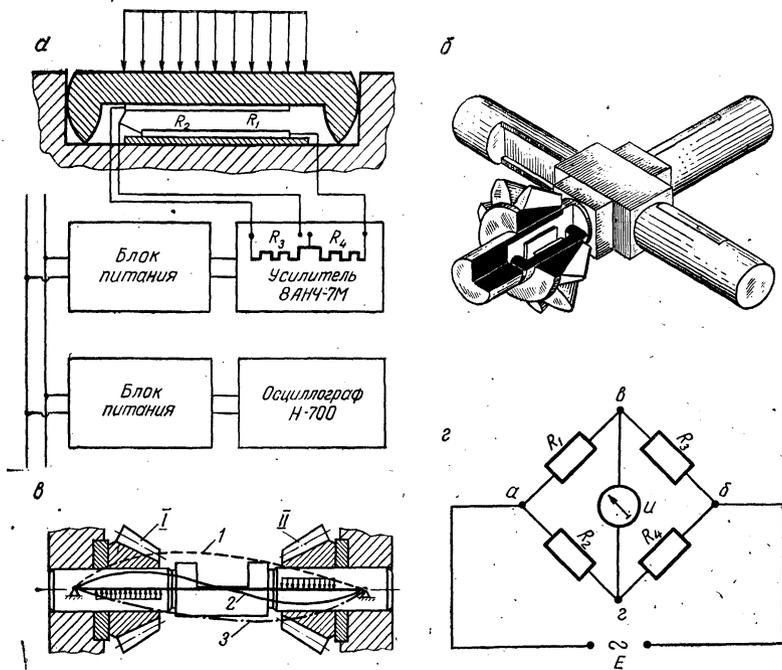
2. Исследование распределения нагрузок между сателлитами дифференциала. При экспериментальном исследовании фактических нагрузок, передаваемых сателлитами, использован метод тензометрирования с применением датчиков сопротивления как наиболее простой и в то же время дающий высокую точность результатов.

Учитывая, что в дифференциале трактора МТЗ-50 устанавливается по два сателлита на каждой оси, определение нагруженности сателлитов производится на составных осях (с вкладышем под каждым сателлитом) (рис. 2, а, б, в). Вкладыш представляет собой балку, имеющую две опоры, по внешней форме являющуюся частью оси сателлита. Длина вкладыша такова, что сателлит расположен между его опорами. При работе вкладыш нагружается только от установленного на нем сателлита.

Рабочий датчик наклеивается на внутренней поверхности вкладыша. Датчик температурной компенсации наклеивается на пластину, изготовленную из того же материала, что и вкладыш. Пластина с компенсационным датчиком устанавливается в полость между вкладышем и осью, в результате чего рабочий и компенсационный датчики находятся в одинаковых температурных условиях. Компенсационный датчик не воспринимает нагрузок. При исследованиях используются датчики ПКБ-10-20 (база 10 мм, сопротивле-

ние 200 ом). Рабочий и компенсационный датчики собираются в полумостовую схему (рис. 2, *г*).

Передача электрических сигналов с вращающихся деталей осуществляется через два ртутно-амальгамированных токосъемника, укрепленных на кожухах тормозов трактора (рис. 3). Привод



Р и с. 2. Схема определения нагруженности осей сателлитов:

a — схема определения нагрузки, действующей на вкладыш оси; *б* — общий вид осей с вкладышем и сателлитом; *в* — схема деформации оси от нагружения двумя и одним сателлитом: 1 — суммарная деформация, 2 — от нагружения сателлитом I, 3 — от нагружения сателлитом II; *г* — схема измерительного тензометрического моста: R_1 и R_2 — соответственно рабочий и компенсационный датчики, R_3 , R_4 — внутренний полумост усилителя, u — регистрирующий прибор, E — источник питания

токосъемников осуществляется от осей сателлитов, что дает возможность проводить исследования как при прямом ходе трактора, так и при режимах, когда происходит относительное проворачивание деталей дифференциала.

Токосъемник имеет семь передающих колец. Каждые три контактных кольца используются для передачи сигналов с датчиков одной цапфы. На одном изоляционном кольце установлена узкая поперечная контактная пластинка, которая используется для отметки оборотов корпуса дифференциала при регистрации процессов на ленте осциллографа.

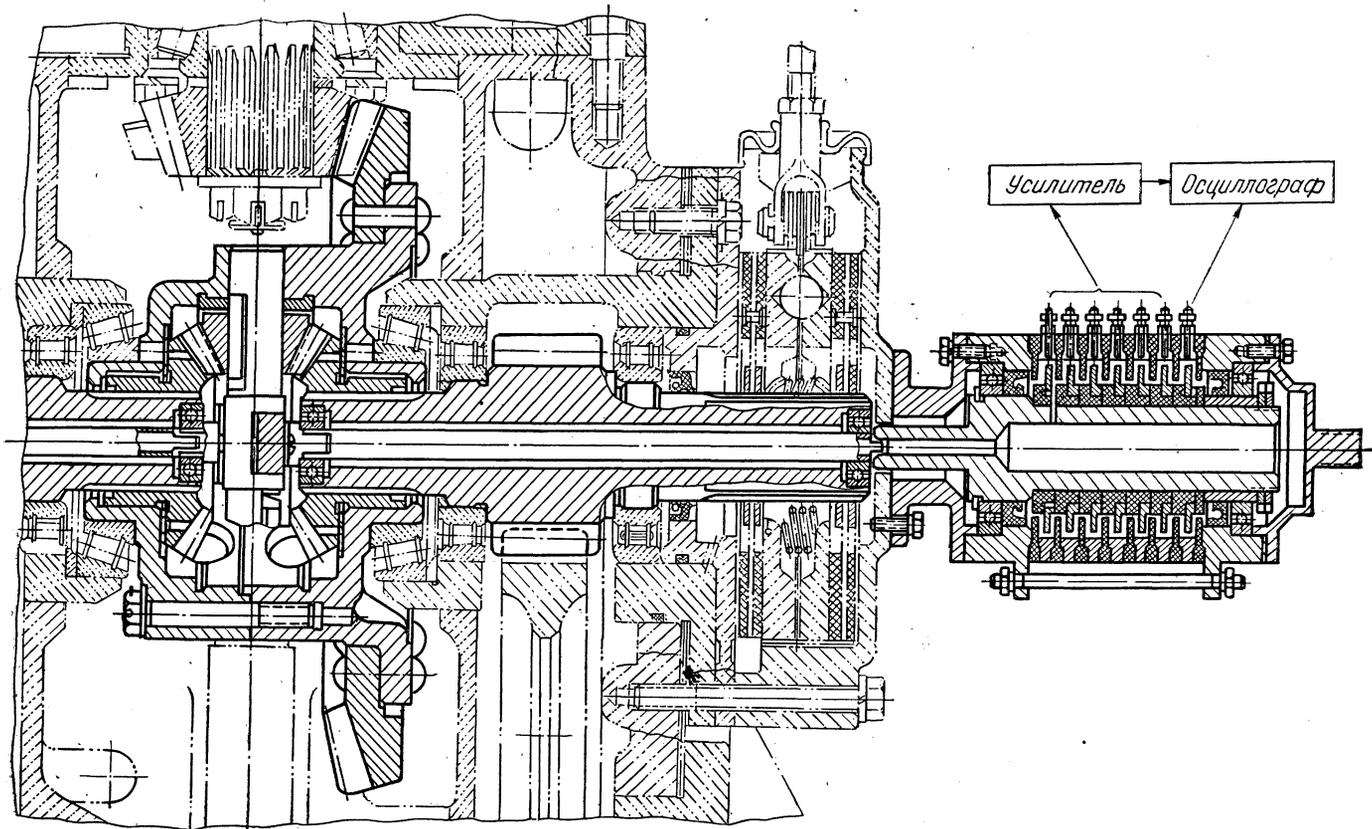


Рис. 3. Установка тензоизмерительных устройств на трансмиссии трактора

Для определения величины фактической нагрузки, передаваемой каждым сателлитом, производится тарировка датчиков, наклеенных на вкладыши.

Применялось три вида тарировок: две статические и одна динамическая. Схема первой статической тарировки приведена на

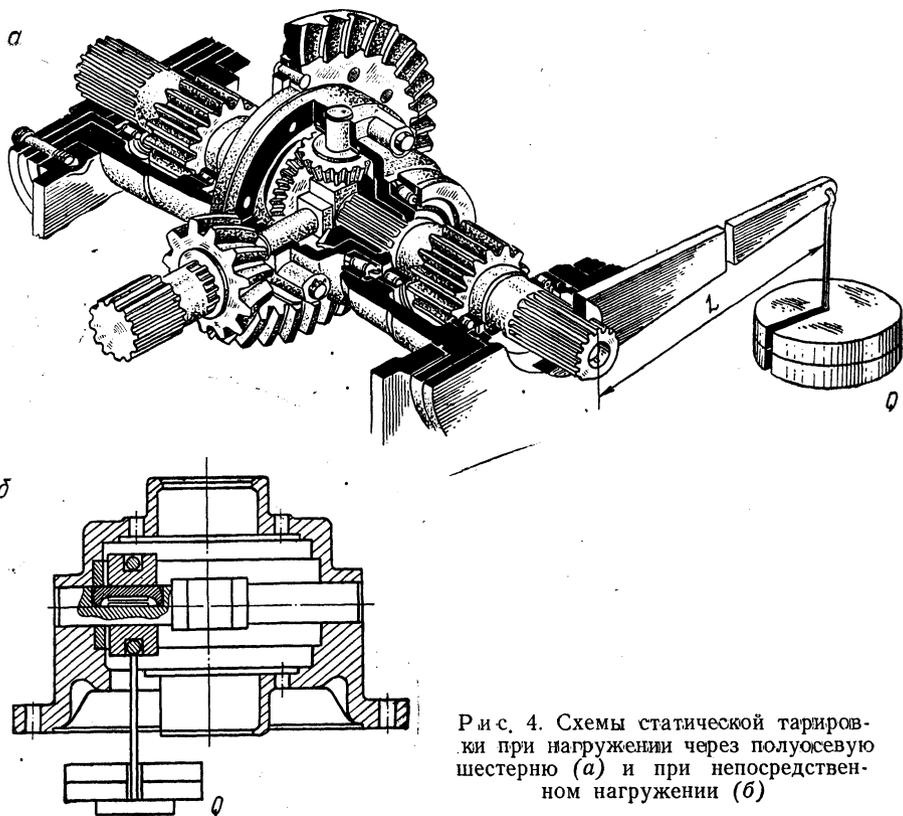


Рис. 4. Схемы статической тарировки при нагружении через полуосевую шестерню (а) и при непосредственном нагружении (б)

рис. 4, б. Нагружение вкладыша производится через втулку, имеющую внутренний диаметр и длину, равные одноименным параметрам сателлита. При тарировке втулка ставится в то место оси, где стоит сателлит при работе. К втулке через стержень прикреплена тарелка для грузов, необходимых при тарировке. Ось устанавливается в корпусе дифференциала, как обычно. Тарировка цапф производится по величине прилагаемой силы.

Преимущество указанного вида тарировки состоит в том, что нагружение вкладыша осуществляется непосредственно измеряемой силой и отсутствует необходимость пересчета действующей на цапфу нагрузки.

Схема второй статической тарировки приведена на рис. 4, а. В дифференциал устанавливаются обе полуосевые шестерни со своими опорными шайбами, две оси и лишь один сателлит с опорной шайбой. Собранный таким образом дифференциал устанавливается в трансмиссию. Тарировке подвергается датчик вкладыша, на котором установлен сателлит.

При тарировке одна полуосевая шестерня дифференциала стопорится на корпусе трансмиссии через ведущую шестерню конечной передачи; корпус дифференциала стопорится через главную передачу. Вторая полуосевая шестерня через ведущую шестерню конечной передачи нагружается моментом, создаваемым рычагом с грузом.

Величина силы, действующей на вкладыш, подсчитывается по формуле

$$P = \frac{2QL}{r_{п.ш}} \eta_i,$$

где Q — величина груза на рычаге; L — длина плеча рычага, $L = 1$ м; η — к. п. д. передачи, $\eta = 0,96$; $r_{п.ш}$ — средний радиус делительного конуса полуосевой шестерни, $r_{п.ш} = 0,0462$ м.

Описанная статическая тарировка имеет то преимущество, что в этом случае сателлит на оси устанавливается со свойственными ему кинематическими связями.

Недостатком этого вида тарировки является необходимость расчета величины силы, действующей на вкладыш, по расчетной формуле, в которой неизвестными являются потери в механизме, а также могут быть допущены другие неточности, что может увеличить ошибку измерений.

Динамическая тарировка проводится при работающем дифференциале. В собранном узле вместо четырех сателлитов устанавливается один со своей опорной шайбой. При работе вся нагрузка в дифференциале передается одним сателлитом. Величина нагрузки на цапфу подсчитывается по формуле

$$P = \frac{M_{дв} i}{r_{п.ш}} \eta_i,$$

где $M_{дв}$ — момент на первичном валу КПП; i — передаточное число от первичного вала КПП до дифференциала; η — к. п. д. передачи от первичного вала до дифференциала.

Преимущество указанного вида тарировки заключается в возможности учета различных факторов, обусловленных вращением деталей при работе узла.

Недостаток динамической тарировки, как и второго вида статической тарировки, связан с учетом потерь в механизмах, по-

грешность величин которых в случае динамической тарировки возрастает из-за большой длины кинематической цепи.

Применение трех указанных видов тарировки дает возможность использовать преимущества каждого вида, в результате чего получаются результаты с большей точностью.

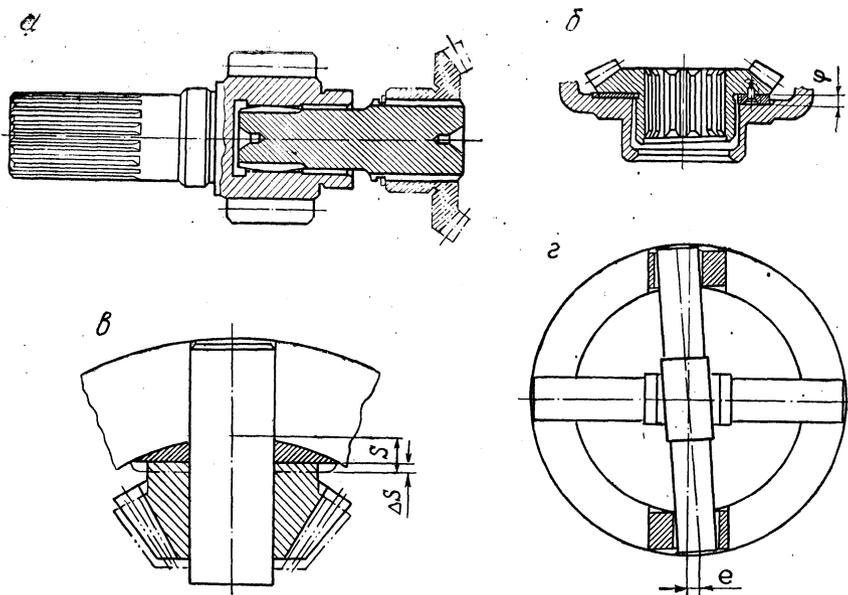


Рис. 5. Конструктивные решения для проверки факторов, влияющих на распределение нагрузки между сателлитами:

φ — угол перекоса торца полуосевой шестерни; S — толщина опорной шайбы сателлита; ΔS — погрешность толщины шайбы; e — смещение оси от номинального положения

Регистрация нагрузок на всех цапфах производится одновременно. При регистрации приняты следующие режимы работы дифференциала: 1) крутящий момент на корпусе дифференциала — 43, 86, 129 $\kappa\Gamma\text{м}$; 2) скорость вращения корпуса дифференциала — 171, 288, 422 об/мин . Комбинации указанных режимов дают возможность установить влияние скоростных и нагрузочных факторов на исследуемые параметры. При этом исследуется влияние на нагруженность сателлитов приведенных выше факторов точности. Эти факторы, как известно, являются суммой целого ряда других факторов, имеющих место в реально изготовленном дифференциале.

Различное взаимное положение осей сателлитов при исследовании обеспечивается установкой осей во втулках, имеющих различный эксцентриситет наружной и внутренней поверхностей (рис. 5, г). При ориентированной установке втулок в расточки кор-

пуca дифференциала создается необходимый угол взаимного положения осей сателлитов и величина параллельного смещения осей.

Различное биение опорного торца полуосевой шестерни при исследованиях возникает в результате закрепления к торцу шестерни шайб, имеющих заданную непараллельность опорных поверхностей (рис. 5, б).

Возможность радиального перемещения полуосевой шестерни обеспечивается за счет изменения зазора между ступицей шестерни и расточкой корпуса дифференциала. Регистрация нагруженности сателлитов при определении влияния радиального перемещения полуосевой шестерни производится при соединении этой шестерни с серийной ведущей шестерней конечной передачи и с опытной (рис. 5, а).

Разность ИМР сателлитов одного дифференциала создается за счет установки в него сателлитов с различными и фиксированными значениями ИМР. Исследованию подвергаются факторы взаимного расположения и величин минимума ИМР отдельных сателлитов.

Осевое смещение сателлитов создается посредством последовательного уменьшения толщины их опорных шайб, определяющей осевое положение сателлитов (рис. 5, в).

Оценочным параметром результатов исследований является величина коэффициента неравномерности распределения нагрузки, определяемая по формуле (4).

Для возможности определения величины Ω производится запись нагрузок на всех цапфах одновременно. Значение величины P_i определяется в один и тот же момент времени для наиболее характерных участков осциллограмм (для экстремальных значений нагрузок) на участке прямолинейного движения, на участке поворота с полностью остановленной одной полуосевой шестерней и на переходном участке между двумя первыми.

Величина P_i определяется методом ординат с использованием тарифовочных коэффициентов k_i предварительно проведенной тарировки:

$$P_i = k_i h_i,$$

где h_i — ордината экстремальной точки на осциллограмме для данной цапфы.

С целью более глубокого анализа процессов, происходящих при работе дифференциала, одновременно с записью нагрузок на цапфах производится регистрация на осциллограмме отметок оборотов корпуса дифференциала.

Проведенные исследования подтверждают справедливость изложенных теоретических положений о неравномерности распределения нагрузок между сателлитами и правильность разработанного метода проведения исследований.

Л и т е р а т у р а

1. С. М. Белов, Л. И. Вензель. Распределение нагрузки между сателлитами и долговечность дифференциала трактора МТЗ-50. Тр. Белорус. ин-та механизации с. х., вып. 13, 1969.

2. А. И. Курганов. Основы расчета шасси тракторов и автомобилей. М., 1953.