

прямозубой скользящей шестерне, не зависит от числа оборотов, прямо пропорциональна силе в зубчатом зацеплении и уменьшается с уменьшением величины асимметрии зубчатого венца относительно середины шлицевой части ступицы, зазоров между посадочными поверхностями в шлицевом соединении и увеличением отношения диаметра шестерни к диаметру шлицевого соединения.

## Л и т е р а т у р а

1 Белов С.М. Исследование явления самовыключения прямозубых шестерен и зубчатых муфт тракторных коробок передач. Канд. дис. Минск, 1963. 2. Белов С.М., Бутусов Г.Ф. Исследование нагруженности шлицевого соединения. -- В рефер. сб.: Новое в технологии машиностроения. М., 1969, вып. 2.

А.Г. Выгонный, А.Т. Ковальков, И.В. Сурков

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ В НОВОМ И ПРИРАБОТАННОМ ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЯХ

Все имеющиеся в литературе исследования продольной неравномерности распределения нагрузки в зубчатом (шлицевом) соединении относятся к новым неприработанным соединениям. Поэтому представляет интерес исследование влияния приработки на продольную неравномерность распределения нагрузки в соединении.

Для проведения такой работы в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ были подготовлены два зубчатых соединения карданного вала автомобиля МАЗ-500: новое и бывшее в эксплуатации, снятое с автомобиля после пробега 130 тыс. км. Конструкция исследуемого соединения показана на рис. 1.

Работа сводилась к определению коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в максимально нагруженном сечении соединения (конечное сечение шлицевой части втулки) и влияния величины передаваемого соединением крутящего момента на значение этого коэффициента. Коэффи-

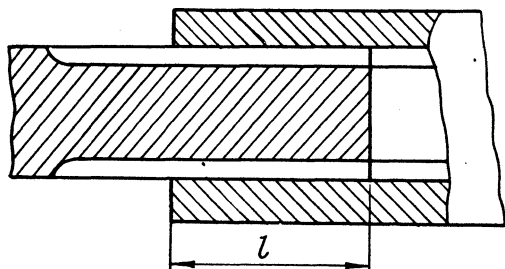


Рис. 1. Конструкция исследуемого зубчатого соединения.

коэффициент неравномерности определялся на закруточном стенде по методике, описанной в работе [1]. Исследование проводилось тензометрированием с использованием транзисторного усилителя типа ТУП-101, в качестве регистрирующих приборов использовались микроамперметры.

Параметры исследуемых соединений:

|                                      |                  |
|--------------------------------------|------------------|
| условное обозначение по ГОСТ 1139-58 | — Д16 х 56 х 65; |
| рабочая длина зубьев                 | — 130 мм;        |
| материал: вала                       | — сталь 40 X;    |
| втулки                               | — сталь 40;      |
| твердость зубьев: вала               | — 43—55 HRC ;    |
| втулки                               | — 229—269 НВ.    |

Результаты микрометража зубьев исследуемых соединений показывают, что толщина зубьев нового вала колеблется в зависимости от места расположения зуба по окружности и изменяется примерно по гармоническому закону. Разность между максимальным и минимальным размерами по толщине составляет 0,09 мм; толщина каждого зуба по длине одинакова (колебания размера в пределах точности измерений). Наружный диаметр шлицевой части нового вала по всей длине одинаков.

Вал, бывший в эксплуатации, имеет значительный износ как по толщине зубьев, так и по наружному диаметру. Наибольший износ по толщине зуба составляет 0,39 мм, по наружному диаметру — 0,19 мм. Наибольшие величины износа как по толщине, так и по наружному диаметру отмечены по концам соединения. Величины износов зависят от углового расположения зубьев соединения относительно плоскости вилки карданных шарниров. Наибольший износ наблюдается на зубьях, расположенных в плоскости, перпендикулярной плоскости расположения вилки. Замеренные величины износов зубьев вала, бывшего в эксплуатации, предельны, так как они привели к такому перекашиванию осей вала и втулки, которое вызывает

недопустимые вибрации карданного вала при движении автомобиля.

Коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки в соединении определяется по формуле

$$K = \frac{M_{\max}}{M_{\text{ср}} \delta},$$

где  $M_{\max}$  — крутящий момент в измеряемом сечении втулки;  $\delta$  — расстояние от середины датчика до торца шлицев вдоль оси втулки,  $\delta = 13,5$  мм;  $M_{\text{ср}}$  — средний погонный момент в соединении;

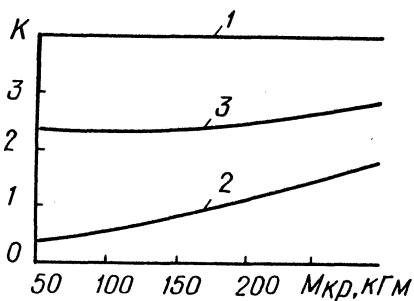
$$M_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{кр}}}{l},$$

где  $M_{\text{кр}}$  — крутящий момент, нагружающий соединение;  $l$  — рабочая длина соединения.

Новый вал нагружался и разгружался несколько раз. При первом нагружении неравномерность распределения нагрузки по длине соединения наибольшая. После первых 2—3 нагружений происходит обжатие рабочих поверхностей зубьев соединения, и при дальнейших нагружениях коэффициент продольной неравномерности при одинаковых нагружающих крутящих моментах остается стабильным.

Соединение, бывшее в эксплуатации, нагружалось при таком относительном положении вала и втулки, каким оно было при эксплуатации (по меткам). Коэффициент продольной неравномерности в зоне рабочих нагрузок 100–150 кгМ приближается к единице. При повороте втулки на 180° относительно прежнего ее положения на валу, когда вступают в контакт новые зубья вала и втулки, коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки принимает значения, промежуточные между значениями  $K$  для приработанного и нового валов.

Рис. 2. Зависимость коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в зубчатом соединении от величины нагружающего крутящего момента.



Результаты исследования представлены графически на рис. 2. Кривая 1 относится к новому серийному валу после обжатия. Кривая 2 — к валу, бывшему в эксплуатации при нормальной сборке, кривая 3 — то же, но после изменения относительного положения зубьев вала и втулки.

## В ы в о д ы

1. Приработка снижает неравномерность распределения нагрузки в зубчатом соединении, но не устраняет этой неравномерности при переменных нагрузках, так как коэффициент продольной неравномерности зависит от величины передаваемого соединения крутящего момента. При малых значениях крутящего момента наиболее нагруженное сечение перемещается от торца втулки в сторону середины соединения.

2. Нарушение первоначального положения сборки деталей зубчатого соединения значительно увеличивает продольную неравномерность распределения нагрузки в соединении.

## Л и т е р а т у р а

1. Выгонный А.Г. Методика экспериментального исследования продольной неравномерности распределения нагрузки в шлицевом соединении карданной передачи. — В сб.: Расчеты, конструирование и технологическая доводка грузовых автомобилей. М., 1969.

С.М. Белов, Г.Ф. Бутусов

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

Анализ механизма работы шлицевого соединения и эксплуатационные данные показали, что шлицевые соединения вал—скользящая шестерня выходят из строя по износу за счет истирания рабочих поверхностей в результате их относительных перемещений под нагрузкой.