

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПО ЭМПИРИЧЕСКИМ ЗАВИСИМОСТЯМ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ВАЛОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Обычно параметры (динамической грузоподъемности или размерности) подшипников качения валов коробок передач определяют по специальным расчетным методикам. При этом выполняется большой объем расчетов.

Окончательный выбор параметров подшипников по конструктивным, технологическим, экономическим и т.п. соображениям часто производят с отступлением от расчетных рекомендаций. В связи с этим в ряде случаев (первичная компоновка конструкции, сравнение конструкций, оценка долговечности или нагруженности существующих конструкций и т.п.) полезен метод определения параметров подшипника, исключающий длительные расчеты.

Основой такого метода, предназначенного для грузовых автомобилей, являются эмпирические зависимости между динамической грузоподъемностью или размерами подшипников в опорах валов коробок передач и максимальным крутящим моментом двигателя силового агрегата автомобиля.

Взаимосвязь параметров подшипников и нагружающего их силового потока установлена при анализе параметров двигателей и применяющихся в подшипниковых опорах валов коробок передач, подшипников качения для большинства отечественных грузовых автомобилей по данным, приведенным в технической литературе [1 - 5].

За типовую была принята трехвальная коробка передач, содержащая первичный, промежуточный и вторичный валы.

В результате анализа связь между параметрами подшипников (динамическая грузоподъемность - S кгс, наружный диаметр - D мм) и максимальным крутящим моментом M кгс·м двигателя удалось представить в виде графиков (рис. 1, 2) и формул (1 - 12). Как видно из рис. 1, 2, характерные точки связи между параметрами на графиках расположены в пределах полос, ограниченных сверху и снизу кривыми 1 и 3 (для подшипников задних опор валов) или прямыми 1' и 3' (для подшипников передних опор валов).

В пределах каждой из полос находятся по три линии, каждая из которых соответствует некоторому условному уровню связи между параметрами: верхняя - максимальному, нижняя -

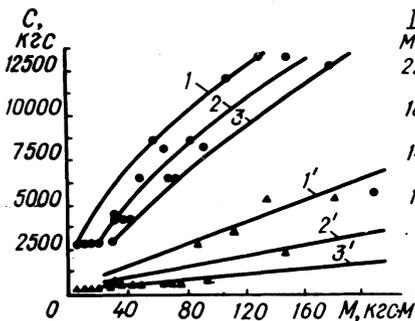


Рис. 1. График зависимости динамической грузоподъемности подшипников первичного вала коробок передач от максимального крутящего момента двигателя.

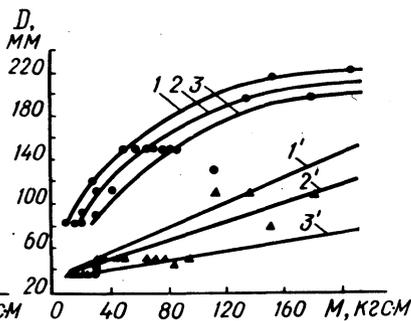


Рис. 2. График зависимости наружного диаметра подшипников первичного вала коробок передач от максимального крутящего момента двигателя.

минимальному, промежуточная – усредненному (линии 2 или 2'). Таким образом, в пределах крайних уравнений при фиксированном значении одного из параметров возможна вариация значений сопряженного другого относительно среднего уровня. При этом величина отклонения параметра относительно среднего значения возрастает с увеличением численного значения каждого из сопряженных параметров. В общем, численные значения параметров чаще всего варьируются в пределах 5 – 60% от среднего уровня.

Для усредненных значений параметров (промежуточные линии на графиках) были подобраны эмпирические формулы, расчет по которым обеспечивает погрешность не более 5% в сравнении с соответствующими значениями, полученными по графикам.

Эти эмпирические формулы имеют следующий вид:
 первичный вал; передний подшипник:

$$C = 670 + 13,6 M \text{ кгс}; \quad (1)$$

$$D = 32 + 0,43 M \text{ мм}; \quad (2)$$

первичный вал; задний подшипник:

$$C = \frac{210 M}{1,2 + 0,1 \sqrt{M}} \text{ кгс}; \quad (3)$$

$$D = 18,6\sqrt{M} - 0,00115M^2 \text{ мм}; \quad (4)$$

промежуточный вал; передний подшипник:

$$C = 1920 + 55,75 M \text{ кгс}; \quad (5)$$

$$D = 42 + 0,83 M \text{ мм}; \quad (6)$$

промежуточный вал; задний подшипник:

$$C = 500\sqrt[3]{M^2} - 0,2 M^2 \text{ кгс}; \quad (7)$$

$$D = 16\sqrt{M} - 0,0001 M^2 \text{ мм}; \quad (8)$$

вторичный вал; передний подшипник:

$$C = 83 M \text{ кгс}; \quad (9)$$

$$D = 40 + 0,4 M \text{ мм}; \quad (10)$$

вторичный вал; задний подшипник:

$$C = 470\sqrt[3]{M^2} - 0,0006 M^3 + 15 \text{ кгс}; \quad (11)$$

$$D = 15\sqrt{M} - 0,0004 M^2 + 20 \text{ мм}. \quad (12)$$

В дополнение к формулам (2), (4), (6), (8), (10), (12), по которым определяется нужный диаметр подшипника, предлагается использовать в расчетах соотношения D/V , позволяющие при известном наружном диаметре установить ширину подшипника — V мм. Как показал анализ, отношение D/V для большинства подшипников находится в пределах 3,5 — 4,5.

Предлагаемый метод выбора параметров подшипников основан на анализе взаимосвязи параметров реально существующих конструкций силовых агрегатов, показавших достаточную долговечность и надежность в эксплуатации.

При проектировании таких агрегатов использовались как расчетные методики, так учитывались и специфические конструктивные соображения.

Поэтому в итоге можно полагать, что определение параметров подшипников по предлагаемому методу дает (в пределах вариаций параметров) достаточно надежные результаты.

Последнее, в частности, важно для установления параметров переднего подшипника первичного вала, так как для него в технической литературе не приводятся какие-либо конкретные рекомендации.

Л и т е р а т у р а

1. Автомобили СССР, ч. 3. Каталог-справочник. М., 1969.
2. Анохин В.И. Советские автомобили. М., 1954.
3. Краткий автомобильный справочник. Изд. 6-е; переработ. М., 1967.
4. Подшипники качения. Каталог-справочник. М., 1972.
5. Подшипники качения автомобилей и автобусов. Каталог-справочник. М., 1969.

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

К ИССЛЕДОВАНИЮ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО ДЛИНЕ ЗУБЧАТОГО (ШЛИЦЕВОГО) СОЕДИНЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН

В связи с повышением требования к надежности и долговечности машин и механизмов становится актуальным вопрос совершенствования методов расчета отдельных деталей, узлов, соединений.

Неотъемлемая часть трансмиссии любой транспортной машины – зубчатые (шлицевые) соединения. В последнее время намечается тенденция перехода от условного расчета зубчатых¹ соединений по напряжениям смятия к расчету по действительным напряжениям, имеющим место в этих соединениях при их работе. Напряжения в зубчатом соединении зависят от многих факторов: распределения нагрузки между зубьями, распределения нагрузки по длине соединения, наличия радиальной силы и т.д.

Одним из вопросов исследования зубчатого соединения является распределение нагрузки по длине от закручивания вала и втулки. Этому вопросу посвящены работы А.Т. Алтухова [1],

¹Здесь и дальше имеются в виду зубчатые (шлицевые) соединения.