

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

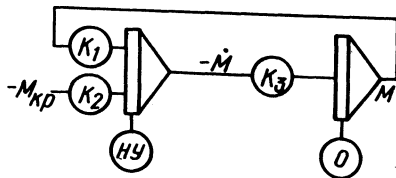
В связи с повышением требования к надежности и долговечности машин и механизмов становится актуальным вопрос совершенствования методов расчета отдельных деталей, узлов, соединений.

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.

Рис. 1. Блок-схема решения уравнения (1) на АВМ.



Г.К. Татура и А.Г. Выгонного [2], Е.Г. Глухарева [3] и др. Е.Г. Глухарев впервые применил для исследования аналоговые вычислительные машины (АВМ), но при составлении блок-схемы решения уравнения совместности деформаций вала и втулки допущена неточность, которая несколько влияет на результаты расчета.

Уравнение совместности деформации вала и втулки для соединения с подводом и снятием момента с разных сторон имеет вид

$$\ddot{M} - \alpha^2 M + \beta M_{кр} = 0, \quad (1)$$

где

$$\alpha^2 = c_{\varphi} \left(\frac{1}{G_1 I_1} + \frac{1}{G_2 I_2} \right); \quad \beta = \frac{c_{\varphi}}{G_2 I_2};$$

M – крутящий момент на валу в текущем сечении; $M_{кр}$ – крутящий момент, приложенный к соединению; c_{φ} – удельная крутильная жесткость соединения; G_1, G_2 – модули сдвига материалов вала и втулки; I_1, I_2 – геометрические характеристики крутильной жесткости вала и втулки.

Если удельную крутильную жесткость соединения c_{φ} брать постоянной, то уравнение (1) решается на АВМ с помощью простейшей блок-схемы (рис. 1).

В действительности же удельная крутильная жесткость соединения зависит от погонной нагрузки в соединении и изменяется по закону, представленному на графике рис. 2.

С учетом нелинейной зависимости удельной крутильной жесткости соединения от погонной нагрузки уравнение (1) для решения на АВМ может быть записано в виде машинного уравнения

$$\ddot{M} = K_1 c(\dot{M}) M - k_2 c(\dot{M}), \quad (2)$$

где $c_{\varphi} = c(\dot{M})$; k_1 и k_2 – передаточные коэффициенты.

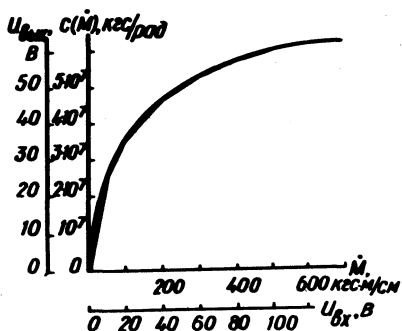


Рис. 2. Зависимость крутильной жесткости зубчатого соединения от погонной нагрузки в соединении.

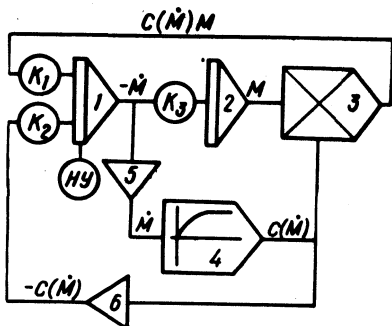


Рис. 3. Блок-схема решения уравнения (2) на АВМ: 1,2—интеграторы; 3—блок перемножения; 4—функциональный преобразователь; 5,6—инверторы.

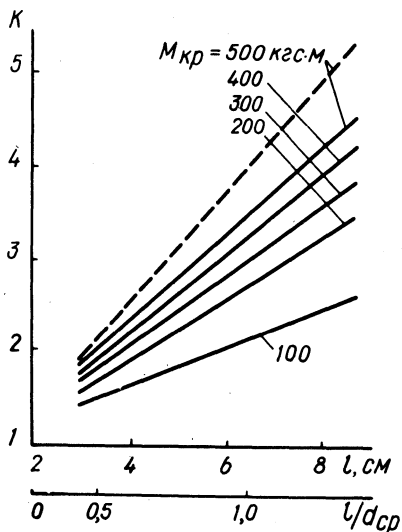
Блок-схема решения уравнения (2) представлена на рис. 3. Блок нелинейности включен после первого интегратора (у Е. Г. Глухарева - после второго интегратора), так как удельная крутильная жесткость соединения является функцией погонной нагрузки \dot{M} , а не момента M .

Решение проводилось на АВМ типа МН-7. Масштаб времени принимался равным единице, т.е. 1 см длины соединения соответствовал одной секунде работы АВМ. Граничные условия задачи применительно к машинной форме уравнения имеют вид
 при $t = 0$ $M = 0$, $\dot{M} \neq 0$;
 при $t = t_{\max}$ $M = M_{\max}$, $\dot{M} \neq 0$.

Начальные условия $\dot{M} \neq 0$ подбирались таким образом, чтобы в момент времени $t = t_{\max}$, где t_{\max} в секундах численно равно длине соединения l в см, величина крутящего момента на выходе второго интегратора (см. рис. 3) составляла M_{\max} , т.е. 100 В. В этот момент фиксировалось значение максимального погонного крутящего момента \dot{M}_{\max} , по которому определялся коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки соединения k по формуле

$$k = \frac{\dot{M}_{\max}}{\dot{M}_{\text{ср}}} = \frac{M_{\max} l t}{M_{\text{кр}}}$$

Рис. 4. Зависимость коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки от длины соединения при различных крутящих моментах.



Было исследовано зубчатое соединение с треугольными зубьями, имеющее следующие параметры: средний диаметр соединения $d_{ср} = 6,525$ см; $I_1 = 158$ см⁴; $I_2 = 681$ см⁴; $G = 0,83 \cdot 10^6$ кгс/см²; длина соединения l изменялась в пределах 2 – 10 см, график функции $s(M)$ для этого соединения, полученный на основе экспериментальных данных из работы [3], представлен на рис. 2.

На этом соединении исследовалось влияние длины соединения и величины передаваемого им крутящего момента на значение коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки в соединении. Результаты исследования представлены на рис. 4. Из этого рисунка видно, что с увеличением передаваемого соединением крутящего момента коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки возрастает. Сплошные линии графика получены по итогам решения уравнения (2) на АВМ по блок-схеме, представленной на рис. 3, т.е. при $s(M) \neq \text{const}$. Для сравнения на графике дана штриховая линия, которая показывает изменение коэффициента продольной неравномерности распределения нагрузки при передаче соединением крутящего момента 500 кгс·м при $s(M) = \text{const}$. Штриховая и соответствующая ей сплошная линии с увеличением $l/d_{ср}$ все больше расходятся. Для значений $l/d_{ср} \leq 1$ это расхождение не превышает 7%, а при $l/d_{ср} \approx 1,5$ составляет до 20%. График наглядно показывает, что для нагру-

зок менее 500 кгс·м удельную крутильную жесткость нельзя принимать такой же, как при 500 кгс·м. Так, например, при длине соединения 8 см коэффициент продольной неравномерности распределения нагрузки при 500 кгс·м в 1,75 раза превышает коэффициент при 100 кгс·м. В случае применения неточной блок-схемы из работы [3] отличие коэффициентов составило бы только 30%.

Л и т е р а т у р а

1. Алтухов А.Т. К расчету на прочность шлицевых муфт реактивных двигателей. Рига, 1957. 2. Татур Г.К., Выгонный А.Г. Определение неравномерности распределения нагрузки вдоль зубчатого (шлицевого) соединения. - "Вестник машиностроения", 1969, №4. 3. Глухарев Е.Г., Ганов Э.В. Расчеты продольной загрузки шлицевых соединений на электронно-вычислительных машинах непрерывного действия (ЭВМНД). - "Изв. высш.учеб.завед. Машиностроение", 1971, № 10.

С.М. Белов, Г.Ф. Бутусов

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ШЛИЦАМИ

В ранее проделанных работах [1 - 3] были сделаны попытки рассмотреть нагруженность шлицевого соединения с точки зрения распределения нагрузки между шлицами. В этих работах в основном рассматривался плоский случай распределения нагрузки между шлицами геометрически точного соединения.

Ниже будет рассмотрен общий случай распределения нагрузки между шлицами в пространстве при следующих допущениях: 1) шлицевое соединение изготовлено абсолютно точно; 2) усилия действуют нормально к осям симметрии шлица; 3) перемещения в шлицах пропорциональны нагрузке, т.е. не учитываются объемные деформации деталей, считая, что ступица и вал представляют собой достаточно массивные детали (в противном случае при тонкой втулке следует учитывать объемные деформации); 4) деформации поверхностных слоев в контакте пропорциональны удельной нагрузке.