

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.

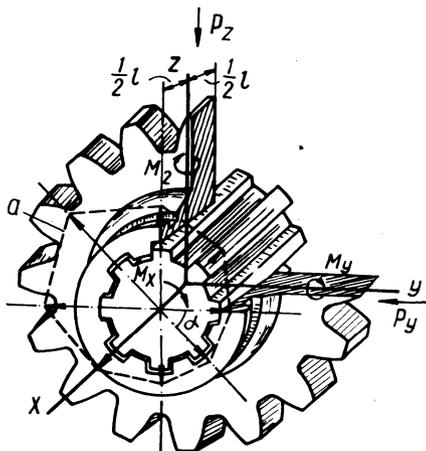
С.М. Белов, Г.Ф. Бутусов

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.

Рис. 1. Схема к расчету распределения нагрузки в шлицевом соединении: а—диаграмма распределения нагрузки.



Представим, что на шлицевое соединение (рис. 1) действует крутящий момент M_x , радиальные усилия P_y, P_z и перекашивающие моменты M_y, M_z в двух плоскостях.

Общая длина шлицевого соединения — l , число шлицев z и средний радиус r_{cp} .

В силу принятых допущений перемещения V в шлицах (их сближения) считаются пропорциональными нагрузке, т.е.

$$V = k q, \quad (1)$$

где k — некоторый коэффициент пропорциональности; q — нагрузка, передаваемая шлицем.

Для дальнейшего решения используем энергетический метод составления уравнений совместной деформации, т.е. вместо рассмотрения геометрических соотношений для сближений V составим и будем минимизировать выражение для потенциальной энергии деформации.

Энергия деформации, приходящаяся на единицу длины шлица

$$W_{\pi} = \frac{1}{2} V q = \frac{1}{2} k q^2. \quad (2)$$

Чтобы представить расчет в простом и удобном для вычислений виде, будем в дальнейшем суммы нагрузок и энергий по шлицам заменять интегралами, т.е. применять подстановку вида

$$\sum_{i=1}^z q_i \approx \frac{z}{2\pi} \int_0^{2\pi} q d\alpha, \quad (3)$$

где α — угол расположения шлицев.

Такая замена для плавных функций дает весьма малую погрешность. Кроме того, суммирование возможно лишь при каком-то фиксированном положении шлицев относительно координат.

натных осей. Замену сумм интегралами делают, например, при расчете подшипников качения.

Уравнения равновесия с учетом подстановки выражения (3) представим в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{z r_{\text{ср}}}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q d\alpha &= M_x; \\ \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q \sin\alpha d\alpha &= P_y; \\ \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q \cos\alpha d\alpha &= P_z; \\ \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q x \sin\alpha d\alpha &= M_z; \\ \frac{z}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q x \cos\alpha d\alpha &= M_y, \end{aligned} \right\} (4)$$

где x — координата вдоль оси соединения, отсчитываемая от центра.

Потенциальная энергия деформации

$$W_{\text{п}} = \frac{z k}{2\pi} \int_{-1/2}^{1/2} dx \int_0^{2\pi} q^2 d\alpha. \quad (5)$$

Минимизируя потенциальную энергию, воспользуемся теоремой о минимуме [4], которую в данном случае сформулируем так: в классе функций $q = q(x, \alpha)$, удовлетворяющих условиям вида

$$\iint q_i(x, \alpha) q dx d\alpha = A_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

где интегралы берутся по некоторой области, $q_i = q_i(x, \alpha)$ — заданные функции; A_i — заданные константы;

$$\text{функция } q = \lambda_1 q_1 + \lambda_2 q_2 + \dots + \lambda_n q_n, \quad (7)$$

коэффициенты которой $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ однозначно определяются уравнениями (6), обращают в минимум функционал

$$W_{\Pi} = \iint q^2 dx d\alpha \quad (8)$$

Для доказательства добавим к выражению (7) некоторую вариацию δq , не нарушающую условий (6), т.е.

$$\iint q_i \delta q dx d\alpha = 0. \quad (9)$$

Вычислим функционал для суммы $q + \delta q$

$$\begin{aligned} W_{\Pi}(q + \delta q) &= \iint (q + \delta q)^2 dx d\alpha = \\ &= \iint q^2 dx d\alpha + \iint \delta q^2 dx d\alpha + 2 \iint q \delta q dx d\alpha. \end{aligned}$$

При подстановке выражения (7) интеграл $\iint q \delta q dx d\alpha$ обратится в нуль в силу равенства (9).

Поскольку интеграл $\iint \delta q^2 dx d\alpha$ не может быть отрицательным, любая вариация вызовет увеличение функционала. Тем самым теорема доказана.

Отождествив условия теоремы с нашей задачей, получим решение

$$q = \lambda_1 + \lambda_2 \sin \alpha + \lambda_3 \cos \alpha + \lambda_4 x \sin \alpha + \lambda_5 x \cos \alpha \quad (10)$$

или после определения постоянных с помощью уравнений (4) получим окончательно

$$\begin{aligned} q &= \frac{1}{Z_1} \left(\frac{M_x}{r_{cp}} + 2P_y \sin \alpha + 2P_z \cos \alpha + \right. \\ &\left. + 24 \frac{M_z}{l^2} x \sin \alpha + 24 \frac{M_y}{l^2} x \cos \alpha \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Если окажется, что по расчету на некоторых участках $q < 0$, то это будет означать, что шлицы находятся в контакте не по всей длине. В этом случае решение следует искать в той же форме (10), сужая пределы интегрирования в выражениях (4) и добиваясь выполнения условия $q \geq 0$.

В частном случае для шлицевого соединения вал - скользящая шестерня

$$q_{ш} = \frac{1}{z_1} \left(\frac{M_x}{r_{ср}} + 2P_z \cos \alpha + 24 \frac{M_y}{l^2} x \cos \alpha \right). \quad (12)$$

Рассматривая качественную диаграмму распределения нагрузки между шлицами в шлицевом соединении шестеренчатой передачи (рис. 1,а), рассчитанную по формуле (12), можно сделать выводы:

- 1) распределение нагрузки между шлицами в абсолютно точном шлицевом соединении зависит от характера передаваемой нагрузки, отношения радиусов шлицевого соединения и делительной окружности шестерни и перекоса сопряженных деталей;
- 2) величина нагрузки, передаваемая одним шлицем, зависит от места расположения его на окружности;
- 3) максимальную нагрузку несет шлиц, находящийся со стороны действия силы, создающей крутящий момент, а противоположный шлиц несет минимальную нагрузку.

Л и т е р а т у р а

1. Глухарев Е.Г. О нагрузке шлицевых пар соединения зубчатого колеса с валом. Зубчатые и червячные передачи. Л., 1968. 2. Костровский Г.И. Исследование работы и износа шлицевых соединений зубчатых колес тракторных коробок передач. Автореф. докт. дис. М., 1970. 3. Татарников И.Я. Износостойкость шлицевых соединений. Автореф. канд. дис. М., 1967. 4. Татур Г.К., Лившиц Э.Г., Рубенчик В.Я. Расчет максимальных напряжений у основания зуба. - "Вестник машиностроения", 1969, №10.

А.В. Войтиков

ВЛИЯНИЕ ПОВОРОТА КОЛЕС ТРАКТОРА НА УСТОЙЧИВОСТЬ ЕГО ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА СКЛОНЕ

Для обработки почвы на склонах крутизной до 20° были созданы как за рубежом, так и в СССР специальные тракторы. Они представляют собой или модификацию равнинных тракторов, имеющих пониженный центр тяжести (МТЗ-82Н, Т-40Н, ТК-224К), или склоноходы (Т-50К, МТЗ-82К, ДСШ-14, СШ-16Г и др.), автоматически сохраняющие вертикальность остова и колес.