Приведенные экспериментальные данные являются лишь частью проводимой исследовательской работы, но уже сейчас можно говорить о том, что результаты исследований могут быть использованы в практической деятельности для производственных и лабораторных испытаний оборудования с механическими приводами, содержащими зубчатые передачи, и для дальнейшего развития методов диагностики. Перспективным направление также может оказаться разработка программного обеспечения, способного сравнивать эталонные сигналы механизма, с текущими характеристиками, предоставляя при этом информацию о динамике изменения виброакустических сигналов определенных узлов механизма.

Список цитированных источников

1. Robert Bond Randall, Vibration-based Condition Monitoring. – School of Mechanical and Manufacturing Engineering, University of New South Wales, Australia: Wiley, 2011. – 289 c.

2. C. Scheffer, Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. – Pondicherry, India: Newnes, 2004. – 255 c.

3. Клюев, В.В. Неразрушающий контроль: справоч. в 7 т. Вибродиагностика / Ф.Я. Балицкий [и др.]. – М.: Машиностроение, 2005. – Т.7. – Кн.2.

4. Разработка макетного образца компьютерной системы для проведения оценки качества изготовления и технического состояния зубчатых приводов с использованием высокоэффективных компонентов и новейших информационных технологий: отчет о НИР (промежуточный) / БрГТУ; рук. НИР Драган А.В. – Брест, 2007. – 55 с. – № ГБ 06/615 / № госрегистрации 20062631.

УДК 621.81.001.63

Ниничук А.В.

Научный руководитель: к.т.н., доцент Санюкевич Ф.М.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Передаточное отношение планетарной зубчатой передачи обозначают буквой *i* с индексами, например $i_{13}^{(H)}$. Нижние индексы при *i* показывают ведущее и ведомое звено, т.е. направление передачи движения. Верхний индекс, заключённый в скобках, указывает неподвижное звено, относительно которого рассматривается движение.

Для определения передаточного отношения рассмотрим дифференциальную планетарную передачу, у которой три основных звена имеют положительные угловые скорости ω_1, ω_3, ω_H. Сообщим мысленно дифференциальной передаче вращение в обратном направлении с угловой скоростью водила ω_H. Тогда основные звенья будут иметь скорости $\omega_1 - \omega_H$; $\omega_3 - \omega_H$; $\omega_H - \omega_H = 0$. Водило H оказалось неподвижным. Такой метод мысленной остановки водила дифференциальной планетарной передачи называется методом Виллиса.

В результате мысленной остановки водила H вместо дифференциальной планетарной передачи получили обычную простую непланетарную передачу, в которой сателлиты 2 становятся паразитными зубчатыми колёсами, не влияющими на её передаточное отношение. Такую передачу называют обращённым механизмом. Для этого механизма при ведущем центральном колесе 1, ведомом центральном колесе 3 и мысленно остановленном водиле H передаточное отношение в соответствии с формулой Виллиса имеет вид:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1-\omega_H}{\omega_3-\omega_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(\frac{z_3}{z_2}\right) = -\frac{z_3}{z_1}, \qquad (1)$$

где через z обозначены числа зубьев соответствующих зубчатых колёс.

Передаточное отношение $(-\frac{z_2}{z_1})$ имеет знак минус для внешнего зацепления (разное направление угловых скоростей ω_1 и ω_2), а передаточное отношение $(\frac{z_3}{z_2})$ имеет знак плюс для внутреннего зацепления (одинаковое направление угловых скоростей ω_2 и ω_3).

Таким образом, по формуле (1) вычисляют передаточное отношение планетарной зубчатой передачи, у которой неподвижно водило Н ($\omega_H = 0$), центральное зубчатое колесо 1 является ведущим, а центральное зубчатое колесо 3 – ведомым.

Формула (1), записанная в виде

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1},$$

широко используется [1-5] для определения передаточного отношения планетарной зубчатой передачи при любом остановленном основном звене и любом направлении передачи движения.

Учитывая, что планетарная зубчатая передача с одновенцовыми сателлитами, выполненная по схеме 2К – Н, получила наибольшее распространение, запишем в окончательном виде формулы передаточного отношения i этой передачи для всех возможных вариантов её работы в режиме, когда одно звено является ведущим, другое – ведомым, а третье звено неподвижно, т.е. заторможено:

$$i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1};$$

$$i_{31}^{(H)} = \frac{1}{i_{13}^{(H)}} = -\frac{z_1}{z_3}; \tag{2}$$

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^{(H)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; \tag{3}$$

$$i_{H1}^{(3)} = \frac{1}{i_{1H}^{(3)}} = \frac{z_1}{z_1 + z_3}; \tag{4}$$

$$i_{3H}^{(1)} = 1 - i_{31}^{(H)} = 1 + \frac{z_1}{z_3}; \tag{5}$$

$$i_{H3}^{(1)} = \frac{1}{i_{3H}^{(1)}} = \frac{z_3}{z_1 + z_3}. \tag{6}$$

В качестве **дифференциальной планетарной зубчатой передачи**, называемой **дифференциалом**, как правило, служат планетарные передачи, также выполненные по схеме 2К – Н. Звенья дифференциальной планетарной передачи подвижны и вращаются вокруг основной оси, двигаясь параллельно некоторой неподвижной плоскости. Для этих звеньев справедливы равенства:

$$\left.\begin{aligned} \omega_3 &= i_{31}^{(H)}\omega_1 + i_{3H}^{(1)}\omega_H; \\ \omega_1 &= i_{13}^{(H)}\omega_3 + i_{1H}^{(3)}\omega_H; \\ \omega_H &= i_{H1}^{(3)}\omega_1 + i_{H3}^{(1)}\omega_3; \\ \omega_2 &= i_{21}^{(H)}\omega_1 + i_{2H}^{(1)}\omega_H. \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

Уравнения (7) используют для определения угловых скоростей звеньев дифференциала.

Рассмотрим одноступенчатую дифференциальную планетарную зубчатую передачу с одновенцовыми сателлитами, выполненную по схеме 2К – Н. Этот механизм имеет три основных выходных звена: 1, 3 и Н. Обозначим вращающие моменты на этих звеньях через T_1, T_3 и T_H, а угловые скорости соответственно через ω_1, ω_3 и ω_H.

При установившемся движении планетарная передача, состоящая из трёх основных звеньев 1, 3 и Н, находится в равновесии и для неё можно написать два очевидных уравнения:

по условию равновесия $$T_1 + T_3 + T_H = 0; \qquad (8)$$
по условию сохранения энергии $$T_1\omega_1 + T_3\,\omega_3 + T_H\omega_H = 0. \qquad (9)$$

В этих уравнениях вращающим моментам T и их произведениям на угловые скорости T_ω приписывают знак плюс при совпадении направлений T и ω (ведущие звенья) и знак минус, если они противоположны (ведомые звенья). Кроме того, в формуле (9) пока не учтены потери на трение, учитываемые КПД η.

Два уравнения (8) и (9) позволяют определить два неизвестных момента T при одном заданном и известных ω. Обычно задан момент на ведущем (входном) или ведомом (выходном) валах передачи.

При $\omega_3 = 0$ (колесо 3 соединено с неподвижным корпусом) имеем:

$$T_1\,\omega_1 + T_H\omega_H = 0$$

и

$$T_H = -T_1\frac{\omega_1}{\omega_H} = -T_1 i_{1H}^{(3)}, \qquad (10)$$

где $i_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$.

Если учесть потери на трение путём введения КПД $\eta_{1H}^{(3)} = 0{,}97$ при передаче движения от ведущей центральной шестерни 1 к ведомому водиле Н, то получим

$$T_H = -T_1\, i_{1H}^{(3)}\, \eta_{1H}^{(3)}. \qquad (11)$$

Согласно уравнению (8) условие равновесия запишем в виде

$$T_1 + T_3 + \left(-T_1 i_{1H}^{(3)}\,\eta_{1H}^{(3)}\right) = 0.$$

Отсюда

$$T_3 = T_1\left(i_{1H}^{(3)}\,\eta_{1H}^{(3)} - 1\right). \qquad (12)$$

Таким же образом можно получить формулу для определения вращающего момента на центральном колесе 3 при известном вращающем моменте T_H на водиле (на выходном валу планетарной передачи):

$$T_3 = -T_H\left(1 - \frac{1}{i_{1H}^{(3)}\,\eta_{1H}^{(3)}}\right). \qquad (13)$$

При этом, вращающий момент T_3 мало отличается от момента T_H на выходном валу. Например, при $T_H = -450$ *Н м,* $i_{1H}^{(3)} = 10$ и $\eta_{1H}^{(3)} = 0{,}97$ $T_3 = 405$ *Н·м.*

Таким образом, при больших значениях $i_{1H}^{(3)}$ в приближённых расчётах можно принимать $T_3 = -T_H$.

Для двухступенчатой планетарной зубчатой передачи с двухвенцовыми сателлитами условие равновесия и условие сохранения энергии имеют вид:

$$T_1 + T_4 + T_H = 0; \qquad (14)$$

$$T_1\omega_1 + T_4\,\omega_4 + T_H\omega_H = 0. \qquad (15)$$

При $\omega_4 = 0$ (колесо 4 соединено с неподвижным корпусом) имеем:

$$T_1\,\omega_1 + T_H\omega_H = 0$$

и

$$T_H = -T_1\frac{\omega_1}{\omega_H} = -T_1 i_{1H}^{(4)}, \qquad (16)$$

где $i_{1H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2}{z_1}\cdot\frac{z_4}{z_3}$.

С учётом потерь на трение ($\eta_{1H}^{(4)} = 0{,}96$)

$$T_H = -T_1\, i_{1H}^{(4)}\, \eta_{1H}^{(4)}. \qquad (17)$$

Далее по аналогии с рассмотренной выше одноступенчатой планетарной передачей с одновенцовыми сателлитами определяется вращающий момент T_4 на центральном колесе 4:

$$T_4 = T_1 \left(i_{1H}^{(4)} \eta_{1H}^{(4)} - 1\right) \qquad (18)$$

или

$$T_4 = -T_H\left(1 - \frac{1}{i_{1H}^{(4)} \eta_{1H}^{(4)}}\right). \qquad (19)$$

Список цитированных источников

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2010. – 408 с.
2. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, Л.В. Скойбеда. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
4. Детали машин / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2004. – 520 с.
5. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. – Мн.: Высш. шк., 2000. – 584 с.

УДК 5-39.38

Русецкий Э.В.

Научный руководитель: доцент Хвисевич В.М.

РАСЧЁТ ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК, НАХОДЯЩИХСЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ АНАЛИЗ

Введение

В инженерной практике широко применяются оболочки в виде цилиндров, шаров, конусов или их комбинаций. Задачей расчета на прочность – жёсткость таких оболочек является определение напряжений и деформаций в их стенках под действием заданных внутренних нагрузок. Данная задача может быть решена двумя методами:

а) применением безмоментной (мембранной) теории оболочек;

б) применением моментной теории.

Так как у тонкостенных оболочек отношение толщины стенки к диаметру очень мало, то они плохо приспособлены к работе на изгиб, потому что относительно малые изгибающие моменты вызывают в них значительные напряжения и прогибы.

Наличие чисто изгибного типа напряжений опасно и технологически невыгодно для тонкостенных оболочек. Поэтому их всегда стараются избежать, выбирая соответствующую форму аппарата, определенным образом закрепляя его края и т.п. Если кривизна оболочки, ее толщина или нагрузка изменяются скачкообразно, то это приводит к наличию в точках изменения перерезывающих сил и изгибающих моментов, а это приводит к отказу от безмоментной теории [4].

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Моментная теория применяется в случае нагружения тонкостенных сосудов краевыми силами и моментами (краевая задача). Причины появления краевых сил и моментов следующие:

а) разная жесткость соединяемых частей сосуда, заделка края оболочки в недеформируемое основание (фланец, трубная доска), насаживание на обечайку бандажа;

б) сопряжение оболочек в стыковом сечении под углом (например, цилиндр – конус);

в) внезапное изменение по меридиану какого-либо силового или физического параметра.