Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова,
1986, т. 108

УДК 62-233.3/9

ПОГРЕШНОСТИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ НА СТЕНДАХ С ЗАМКНУТЫМ ПОТОКОМ МОЩНОСТИ

Г. А. ТЕРЕХОВ

Коэффициент полезного действия зубчатой передачи определяет степень энергетического совершенства преобразования движения механизмом. Потери энергии в зубчатых передачах возникают в результате трения между зубьями при их относительном движении, трения в опорах валов, в уплотнениях, а также при перемешивании масла в картере зубчатой передачи и выдавливании его из впадин между зубьями. Механические потери в зубчатых передачах можно разбить на два вида – постоянные, не зависящие от величины передаваемой мощности, и переменные, зависящие от этой величины. Поэтому зависимость КПД зубчатой передачи от нагрузки имеет нелинейный характер. Цикловой КПД зубчатого механизма зависит не только от конструктивных, но и от режимных параметров работы механизма (нагрузки, угловой скорости колес, вязкости и температуры смазки).

Аналитическое определение коэффициентов потерь и КПД механизмов является весьма приближенным. Вводимые в теоретические формулы осредненные коэффициенты трения, не соответствующие действительным условиям трения в кинематических парах, приводят к приближенным значениям вычисляемых КПД, и все усложнения аналитических формул оказываются малоэффективными. Поэтому аналитически определяемые значения КПД зубчатых механизмов используются для сравнительного анализа различных схем механизмов. Абсолютные значения КПД определяются экспериментально на специальных стендах.

Стенды для испытаний и исследований зубчатых механизмов по своей конструкции должны обеспечивать работу исследуемой зубчатой передачи в заданном режиме нагружения. Основными частями такого стенда являются двигатель и нагружающее устройство. Нагружение зубчатого механизма осуществляется двумя различными способами – разомкнутым и замкнутым [3]. При разомкнутом способе вся энергия, развиваемая двигателем стенда, проходит через испытываемый механизм и направляется в нагружающее устройство, где полностью переводится в тепловую энергию и рассеивается. Такой способ несовершенен, так как требует больших установленных мощностей электродвигателя и тормоза стенда, специальных устройств для охлаждения тормозов, значительного расхода электроэнергии. Кроме того, необходимо с высокой точностью измерять большие по величине нагрузки.

При замкнутом способе испытываемая зубчатая передача включается в

замкнутый силовой или энергетический контур, по которому обеспечивается циркуляция энергии. Наиболее просто это решается применением упругих элементов, работающих на кручение (рис.I). Характерно наличие двух (или иного, но четного числа) зубчатых механизмов, имеющих одинаковую или близкую конструкцию и равные значения передаточного числа. В элементах зубчатых передач создается предварительно нагруженное состояние при помощи закрутки торсионных валов. При работе в заданном режиме двигатель потребляет из сети энергию, необходимую только для компенсации механических потерь в исследуемых передачах и самом двигателе. При исследовании на таком стенде точность определения КПД зубчатых передач зависит от расположения упругого элемента на стенде и принятой методики проведения эксперимента.

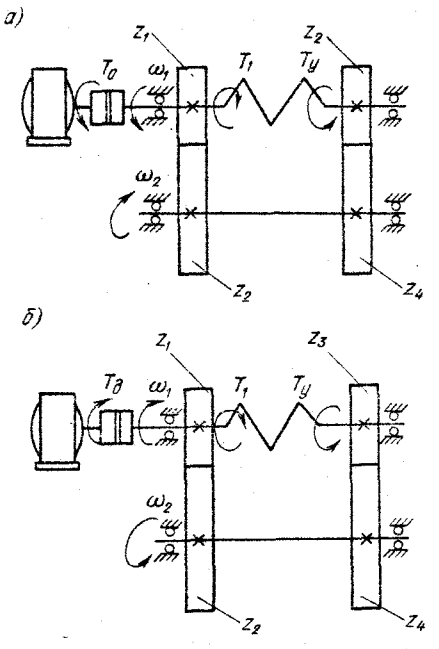


Рис.1. Схема стенда с замкнутым потоком мощности при согласном (а) и несогласном (б) направлениях угловой скорости и упругого момента торсиона

На рис.I изображена схема стенда с расположением упругого элемента (торсиона) на валу, соединенном с валом двигателя. При различных направлениях вращения вала электродвигателя его угловая скорость либо совпадает с направлением момента упругих сил (рис.I,а), либо противоположна ему (рис.I,б). В первом случае зубчатые колеса z_1 и z_4 будут ведущими и, соответственно, z_2 и z_3 – ведомыми. Во втором случае ведущими будут колеса z_3 и z_2, а ведомыми z_4 и z_1.

Введем следующие обозначения: $P_д$, $T_д$ – мощность и вращающий момент на валу двигателя; ω_1, ω_2 – угловые скорости валов стенда; P_i, T_i – мощность и вращающий момент на колесе i; $P_у$, $T_у$ – мощность и вращающий момент на упругом торсионе. Верхние индексы будут соответствовать различным направлениям вращения вала электродвигателя.

Для случая согласного направления (рис.I,а) можно записать условие равновесия вала I в виде равенства нулю мгновенных мощностей внешних силовых факторов, при этом момент в упругом торсионе принимается равным вращающему моменту на зубчатом колесе z_3:

$$P_д' - P_1' + P_у' = 0, \qquad (1)$$

откуда

$$P_д' = P_1' - P_у'. \qquad (2)$$

Выражая величину P_i' через P_y' и КПД зубчатых механизмов, получаем

$$P_i' = \frac{1}{\eta_{12}\,\eta_{43}} P_y' . \qquad (3)$$

После подстановки в формулу (2) и деления на ω_1

$$T_\partial = \frac{1-\eta_{12}\,\eta_{43}}{\eta_{12}\,\eta_{43}} T_y' . \qquad (4)$$

При обратном вращении ротора электродвигателя (рис.I,б) уравнение равновесия имеет вид

$$P_\partial'' + P_1'' - P_y'' = 0 . \qquad (5)$$

Выполняя преобразования в той же последовательности, получим выражение для момента на валу двигателя

$$T_\partial'' = (1-\eta_{21}\,\eta_{34}) T_y . \qquad (6)$$

Уравнения (4) и (6) при некоторых упрощающих предположениях могут быть использованы для определения КПД замкнутого контура (для раздельного определения КПД зубчатых передач необходимо привлекать дополнительные независимые экспериментальные данные) и величины упругого момента, если она не контролируется при закручивании торсиона. Разделив уравнение (6) на (4), получаем

$$\frac{T_\partial''}{T_\partial'} = \frac{T_y''}{T_y'}\,\eta_{12}\,\eta_{43}\,\frac{1-\eta_{21}\,\eta_{34}}{1-\eta_{12}\,\eta_{43}} . \qquad (7)$$

Уравнение (7) упрощается, если в нем полагать, что $\eta_{12}=\eta_{21}$ и $\eta_{34}=\eta_{43}$, т.е. что КПД зубчатых механизмов не зависит от направления энергетического потока. Для цилиндрических зубчатых передач и простых зубчатых рядов, составленных из таких передач, такое предположение вполне допустимо. КПД пары цилиндрических зубчатых колес при направлении энергетического потока от шестерни к колесу [2]

$$\eta_{12} = \frac{1-\frac{\pi f}{z_2}}{1+\frac{\pi f}{z_1}} , \qquad (8)$$

при обратном направлении энергетического потока "тыловой" КПД той же зубчатой передачи

$$\eta_{21} = \frac{1-\frac{\pi f}{z_1}}{1+\frac{\pi f}{z_2}} . \qquad (9)$$

Отношение этих КПД после тождественных преобразований выразится зависимостью

$$\frac{\eta_{12}}{\eta_{21}} \cong 1+\left(\frac{\pi f}{z_1}\right)^2\left(1-\frac{1}{u^2}\right) , \qquad (10)$$

из которой видно, что различие в прямом и "тыловом" КПД цилиндрических зубчатых передач тем больше, чем выше коэффициент трения в контакте f,

больше передаточное число u и меньше число зубьев шестерни z_1, но в любом случае это различие пренебрежимо мало. Поэтому, принимая в уравнении (7) $\eta_{12}=\eta_{21}$ и $\eta_{34}=\eta_{43}$, получим

$$\frac{T_д''}{T_д'} \cong \frac{T_у''}{T_у'}\eta_{12}\eta_{43}. \qquad (11)$$

Полагая далее $T_у'=T_у''=T_у$, из уравнений (11), (4), (6) могут быть определены КПД замкнутого контура

$$\eta_{12}\eta_{43}=\eta_{21}\eta_{34} \cong \frac{T_д''}{T_д'} \qquad (12)$$

и величина момента сил упругости торсиона

$$T_у=\frac{T_д' T_д''}{T_д' - T_д''}. \qquad (13)$$

Максимальная относительная погрешность определения КПД замкнутого контура при этом будет равна

$$\delta\eta = 2\delta T_д,$$

где $\delta T_д$ – относительная погрешность измерения момента на валу двигателя.

Максимальная относительная погрешность определения момента упругих сил стенда (нагрузки зубчатых передач) по формуле (13)

$$\delta T_у = \delta T_д \left|\frac{T_д' + T_д''}{T_д' - T_д''}\right| = \delta T_д\left(\frac{1+\eta}{1-\eta}\right), \qquad (14)$$

где $\eta=\eta_{12}\eta_{43}=\eta_{21}\eta_{34}$ – КПД замкнутого контура.

Погрешность определения этой величины слишком велика и поэтому момент сил упругости следует определять независимым измерением экспериментально. В этом случае КПД замкнутого контура может быть определен из уравнений (4) и (6) по следующим зависимостям

$$\eta_{12}\eta_{43}=\eta_{21}\eta_{34}=\frac{T_у'}{T_д' + T_у'}=\frac{T_у'' - T_д''}{T_у''}, \qquad (15)$$

с максимальной относительной погрешностью

$$\delta\eta=\frac{T_д'}{T_д' + T_у'}\left(\delta T_у+\delta T_д\right)=\left(1-\eta\right)\left(\delta T_у+\delta T_д\right) \qquad (16)$$

или

$$\delta\eta=\frac{T_д''}{T_у'' - T_д''}\left(\delta T_у+\delta T_д\right)=\frac{\left(1-\eta\right)}{\eta}\left(\delta T_у+\delta T_д\right). \qquad (17)$$

Измерение сил упругости $T_у'$ и $T_у''$, возникающих при установившемся движении стенда, технически трудно выполнить, поэтому важно оценить эти величины аналитически. Значения упругих моментов на торсионном валу зависят от направления энергетического потока в замкнутом контуре. Упругое напряженное состояние замкнутого контура аналогично напряженному состоянию, например, предварительно затянутого болтового соединения. Для анализа изменений момента на торсионном валу можно использовать известную диаграмму "усилие–деформация" [1].

Для замкнутого контура по рис.I,а соответствующая диаграмма представлена на рис.2,б. Линии OA_0 и OB_0 соответственно изображают кривые нагрузки торсионного вала и приведенную к торсионному валу кривую нагрузки испытываемых зубчатых механизмов. Точки A_0 и B_0 диаграммы соответствуют напряженному состоянию неподвижного замкнутого контура. При вращении зам-

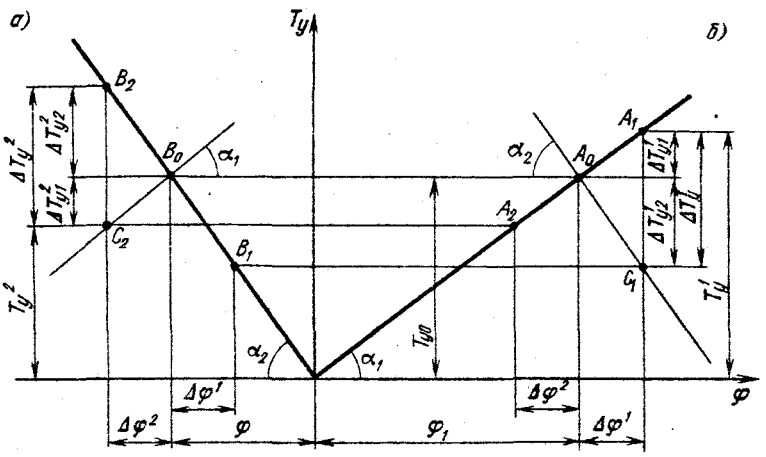


Рис.2. Диаграмма напряженного состояния элементов стенда при противоположном (а) и при согласном (б) направлении угловой скорости и упругого момента торсиона

кнутого контура, при котором направление упругого момента предварительной закрутки торсиона совпадает с направлением его угловой скорости, торсионный вал дополнительно деформируется на угол $\Delta\varphi'$. На такую же величину, но с противоположным знаком, будут деформированы детали зубчатых механизмов (имеется в виду приведенный угол закручивания). Напряженное состояние частей замкнутого контура теперь будет характеризоваться точками A_1 и B_1. Из треугольника $A_0A_1C_1$ следуют зависимости:

$$\Delta T_y' = \Delta T_{y1}' + \Delta T_{y2}' = \Delta\varphi'\left(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2\right) = \Delta\varphi'\left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2}\right), \qquad (18)$$

где $\lambda_1 = \varphi_1/T_{y0}$ – упругая податливость торсионного вала; $\lambda_2 = \varphi_2/T_{y0}$ – приведенная упругая податливость зубчатых механизмов.

Тогда

$$\Delta T_{y1}' = \Delta T_y' - \Delta T_{y2}' = \Delta T_y' \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \qquad (19)$$

и

$$T_{y1}' = T_{y0} + \Delta T_{y1}' = T_{y0} + \Delta T_y' \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}. \qquad (20)$$

Момент упругих сил в торсионе при втором случае нагружения (см. рис.I,б) может быть установлен, исходя из диаграммы на рис.2,а. На осно-

вании аналогичных геометрических соображений можно записать

$$\Delta T''_{y1} = \Delta T''_{y} - \Delta T''_{y2} = \Delta T''_{y} \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} \qquad (21)$$

и

$$T''_{y} = T_{y0} - \Delta T''_{y1} = T_{y0} + \Delta T''_{y} \frac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2} . \qquad (22)$$

Величины $\Delta T'_{y}$ и $\Delta T''_{y}$ дополнительного момента закручивания торсионного вала, вызванного действием сил трения в испытываемых зубчатых механизмах замкнутого контура, могут быть определены как разность вращающих моментов на зубчатых колесах z_1 и z_3, т.е. равны моменту, развиваемому двигателем. Тогда соотношение (II) запишем в виде

$$\frac{T''_{\partial}}{T'_{\partial}} = \frac{T_{y0} - T''_{\partial} \dfrac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}}{T_{y0} + T'_{\partial} \dfrac{\lambda_2}{\lambda_1 + \lambda_2}} \eta_{12}\,\eta_{43} . \qquad (23)$$

Вводя обозначения $k_1 = T'_{\partial} / T_{y0}$, $k_2 = T''_{\partial} / T_{y0}$ и $\Psi = \lambda_1 / \lambda_2$, преобразуя и решая относительно $\eta = \eta_{12}\,\eta_{43}$, получим

$$\eta = \eta_{12}\,\eta_{43} = \frac{1 + k_1 \dfrac{1}{\Psi + 1}}{1 - k_2 \dfrac{1}{\Psi + 1}} \frac{T''_{\partial}}{T'_{\partial}} . \qquad (24)$$

Полагая для оценки $k_1 \approx k_2$, имеем

$$\eta = \eta_{12}\,\eta_{43} \cong \left(1 + 2k \frac{1}{\Psi + 1}\right) \frac{T''_{\partial}}{T'_{\partial}} . \qquad (25)$$

Используя уравнение (6), можно записать

$$k_1 \cong k_2 = \frac{T''_{\partial}}{T''_{y}} = (1 - \eta) . \qquad (26)$$

Тогда относительная погрешность определения КПД замкнутого контура, вызванная предположением о равенстве моментов сил упругости $T'_{y} = T''_{y}$, будет равна

$$\delta\eta = 2(1 - \eta) \frac{1}{\Psi + 1} , \qquad (27)$$

а величина нагрузки определяется с погрешностью

$$\delta T_{y} = \pm (1 - \eta) \frac{1}{\Psi + 1} . \qquad (28)$$

Из выражений (27), (28) следует, что при конструировании стенда для уменьшения погрешности измерений необходимо стремиться к увеличению $\Psi = \lambda_1 / \lambda_2$. Прямое использование уравнений (20), (22) и (23) затруднительно, так как приведенная упругая податливость зубчатых передач обыкновенно неизвестна. Напротив, возможно использование формулы (23) для приближенной оценки величины λ_2 при известном значении λ_1.

ЛИТЕРАТУРА

1. И о с и л е в и ч Г.Б., Ш а р л о в с к и й Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М., Машиностроение, 1971.

2. К о л г и н Н.И. Механика машин. Ч. II. М.-Л., Машгиз, 1953.

3. Машины и стенды для испытания деталей / Под ред. Д. Н. Решетова. М., Машиностроение, 1979.