

05;12

Способ определения динамического коэффициента трения на основе модифицированного метода Кольского

© А.М. Брагов, А.Ю. Константинов, А.К. Ломунов

Научно-исследовательский институт механики Нижегородского государственного университета
E-mail: postmaster@mech.unn.ru

В окончательной редакции 13 ноября 2007 г.

Предложен простой, но эффективный способ определения динамического коэффициента трения на основе модификации метода Кольского, в которой вместо опорного стержня используется мерная трубка, а контролируемое давление на контактной поверхности двух металлов создается за счет посадки с гарантированным натягом.

PACS: 07.73.Sp, 46.55+d

При решении ряда технологических проблем обработки металлов давлением (ковка, штамповка, непрерывная прокатка), а также при анализе ударного взаимодействия твердых деформируемых тел важное значение имеет знание сил трения. В этой связи определение динамического коэффициента трения является важной научно-технической задачей.

В последние годы наметился определенный прогресс в разработке методик, позволяющих определять динамический коэффициент трения [1–3]. Однако в этих работах предлагаемые экспериментальные схемы его определения достаточно сложны и требуют привлечения аналитических или численных методов.

Нами предлагается простой, но эффективный способ определения динамического коэффициента трения на основе модифицированной схемы метода Кольского с использованием системы разрезного стержня Гопкинсона (РСГ), предложенной Линдхольмом [4], в которой вместо опорного стержня используется мерная трубка.

В этом способе предварительно осуществляется посадка (одевание) с натягом δ полого цилиндра на сплошной (или полый) цилиндр.

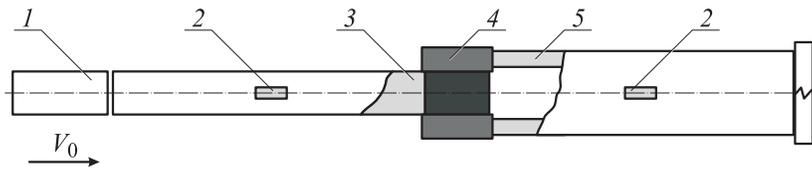


Рис. 1. Схема эксперимента: 1 — ударник, 2 — тензодатчик, 3 — нагружающий мерный стержень, 4 — образец-сборка, 5 — опорная мерная трубка. V_0 — скорость ударника.

Посадка может быть реализована путем механической запрессовки либо при помощи термической посадки. При посадке с гарантированным натягом, представляющим собой разность между наружным диаметром внутреннего цилиндра и внутренним диаметром наружного цилиндра (отрицательный зазор), на поверхности контакта возникает статическое внутреннее давление p , которое связано с известным натягом δ зависимостью [5–6]:

$$p = \frac{\delta}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right)d}, \quad \text{где } c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2.$$

Здесь E_1 и E_2 — модули упругости внутреннего и наружного цилиндров соответственно; μ_1 и μ_2 — значения коэффициентов Пуассона, d_1 — внутренний диаметр сердечника, d — диаметр поверхности сопряжения, d_2 — внешний диаметр наружного цилиндра.

В работе внутренний цилиндр был сплошным, т.е. $d_1 = 0$. В этом случае формула для расчета p упрощается. После посадки цилиндров сборка размещается в системе разрезного стержня Гопкинсона, как показано на рис. 1. Для сохранения постоянной длины поверхности контакта при нагружении сборки внутренний цилиндр имеет меньшую длину, чем наружный. Импульсы сжатия возбуждаются в нагружающем стержне ударом бойка, разогнанного сжатым воздухом в стволе газовой пушки. Импульс сжатия, распространяясь по нагружающему стержню, достигает сборки. Часть импульса отражается обратно в стержень, другая часть передается в опорную мерную трубку, при этом внутренний цилиндр сборки смещается (выдавливается) относительно внешнего. Регистрация импульсов осуществляется тензодатчиками.

По зарегистрированному импульсу в опорной мерной трубке определяется осевое усилие F , действующее на испытываемую сборку,

расположенную в системе РСГ:

$$F(t) = EA_b \varepsilon_t(t),$$

где E и A_b — соответственно модуль упругости и площадь поперечного сечения мерной трубки, $\varepsilon_t(t)$ — прошедший импульс деформации.

Регистрация отраженного от сборки импульса дает возможность определить относительное смещение цилиндров. Таким образом, динамический коэффициент трения f может быть вычислен:

$$f = \frac{F_{\max}}{p\pi dl},$$

где F_{\max} — максимальное усилие срабатывания, p — давление на контактной поверхности, d — диаметр поверхности сопряжения цилиндров и l — ее длина.

Следует иметь в виду, что указанная формула позволяет определить как величину коэффициента трения покоя (по величине первого максимума сил), так и трения скольжения.

Тестирование методики проводилось на образцах-сборках, внутренний стержень которых был изготовлен из титана, а наружный — из алюминиевого сплава. Диаметр контактной поверхности был равен 14 мм. Величина натяга в экспериментах составляла 0.020–0.025 мм. Значения упругих постоянных, входящих в указанные выше формулы расчета коэффициента трения, составили: для титана $E_1 = 123000$ МПа, $\mu_1 = 0.34$, для алюминиевого сплава $E_2 = 71000$ МПа, $\mu_2 = 0.33$.

При таких условиях предварительное статическое давление на контактной поверхности за счет натяга было равно 27.7–35.4 МПа. Следует отметить необходимость тщательного измерения исходных диаметров компонентов перед сборкой для точного определения величины реализованного натяга.

Была проведена серия из пяти экспериментов при близких условиях, по результатам которых построена средняя кривая изменения усилия выдавливания, определены стандартные отклонения и доверительный интервал при величине относительной погрешности 5%. Эти результаты представлены на рис. 2.

Следует отметить „колебательный“ характер изменения усилий выдавливания во времени. Это факт свидетельствует о скачкообразном движении сопряженных цилиндров во времени. Подобный эффект обычно наблюдается и при статических испытаниях. В расчетах коэффициента трения покоя брался первый максимум на профиле силы (F_1), а для расчета коэффициента трения скольжения экспертно

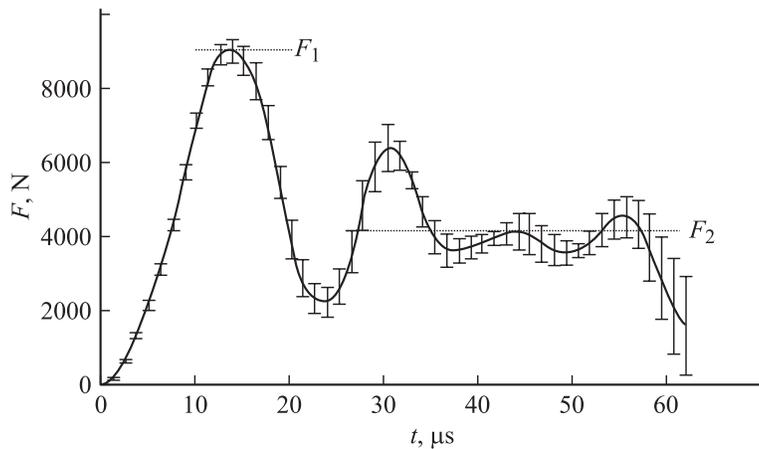


Рис. 2. График изменения усилия выдавливания.

выбиралась некоторая средняя величина усилий (F_2) в промежутке времени 30–60 μs . Для более точного определения этой величины необходимо увеличить длительность нагружающего импульса, что легко осуществить за счет увеличения длины ударника.

На основании полученных результатов были определены средние значения динамических коэффициентов трения покоя и трения скольжения пар „титан-алюминий“, которые составили 0.43 и 0.20 соответственно.

Работа выполнена при частичной поддержке Российского фонда фундаментальных исследований, грант № 06-08-01480а.

Список литературы

- [1] Bowden F.P., Persson P.A. // Proc. Roy. Soc. Lond. 1961. V. A 260. P. 433–458.
- [2] Prakash V. // Exp. Mech. 1995. V. 35. N 4. P. 329–336.
- [3] Juanicotena A. // J. Phys. IV France. 2006. V. 134. P. 559–564.
- [4] Lindholm U.S., Yeakley L.M. // Exp. Mech. 1968. V. 8. N 1. P. 1–9.
- [5] Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. М.: Машиностроение, 1999.
- [6] Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.