

ская лаборатория. – 1996. – Т. 72. – № 2. – С. 39–42. 15. Сосновский Л.А. Износоусталостные повреждения и предельное состояние силовой системы типа колесо/рельс // Вестник БелГУТа: наука и транспорт. – 2001. – № 2. – С. 100–104. 16. Sosnovskiy L.A. Tribo-Fatigue. Wear-fatigue damage and its prediction (Foundations of engineering mechanics). – Springer. – 2004. – 424 p. 17. Сосновский Л. А. и др. Общий подход к оценке интенсивности повреждения при циклическом деформировании, трении и комплексном нагружении // Заводская лаборатория. – 2005. – Т. 71. – № 2. – С.38-40. 18. Андрияшин В. А. и др. Изменение состояния материала нетермоупрочненных рельсов при эксплуатации в условиях Минского метрополитена // Вестник БелГУТа: наука и транспорт. – 2005. – № 2. – С. 98–113.

УДК 519.28:620.171

Сосновский Л. А., Щербаков С. С.

АНАЛИЗ ТРЕНИЯ В СИЛОВОЙ СИСТЕМЕ

ООО «НПО ТРИБОФАТИКА» Гомель, Беларусь
Белорусский государственный университет Минск, Беларусь

Силовая система представляет собой, по существу, пару трения, в которой хотя бы один из элементов находится под воздействием внеконтактной циклической нагрузки (рисунок 1) [1, 2]. К настоящему времени разработано три подхода к анализу трения в силовой системе.

(1) Сила трения в силовой системе может рассматриваться как некоторая функция обычной силы трения, например, при скольжении F_S , которая возникает в окружном направлении (объект – пара трения), и *циклической составляющей* F_C силы трения, которая дополнительно возникает вследствие возбуждения циклических напряжений (деформаций) в осевом направлении (см. рисунок 1) [2, 3].

Согласно первому подходу трение в силовой системе можно описать четырьмя отдельными (независимыми) характеристиками:

– сила трения при скольжении (закон Амонтона)

$$F_S = f_S F_N = \tau_w A_a = \gamma_S G A_a, \quad (1)$$

– коэффициент трения при скольжении

$$f_S = \frac{F_S}{F_N} = \frac{\tau_w A_a}{F_N} = \frac{\tau_w}{p_a} = \frac{\gamma_S G}{p_a}, \quad (2)$$

– *циклическая сила трения*

$$\pm F_C(t) = f_C(t) F_N = \sigma(t) A_a = \varepsilon(t) E A_a = M(t) \frac{A_a}{W}, \quad (3)$$

– *циклический коэффициент трения*

$$\pm f_C(t) = \frac{F_C(t)}{F_N} = \frac{\sigma(t) A_a}{F_N} = \frac{\varepsilon(t)}{p_a} = \frac{M(t) A_a}{F_N W}. \quad (4)$$

В формулах (1)–(4) f_S – коэффициент трения в трибологической паре; F_N – контактная нагрузка; p_a – номинальное контактное давление; $\tau_w = f_S p_a$ – удельная сила трения, или фрикционное напряжение; A_a – номинальная площадь контакта; γ_S – относительный сдвиг; G – модуль сдвига; $\sigma = M / W$ – наибольшее циклическое напряжение; ε – относительная деформация (растяжения – сжатия); E – модуль нормальной упругости; M – изгибающий момент; W – момент сопротивления изгибу.

Четыре характеристики (1)–(4) можно свести к двум относительным характеристикам трения в силовой системе

$$\pm F_C / F_S = \pm F_{CS} \text{ и } \pm f_C / f_S = \pm f_{CS},$$

которые, как нетрудно видеть, имеют одинаковое численное значение

$$\pm F_{CS} = \pm f_{CS} = \pm \sigma / \tau_w.$$

Таким образом, хотя трение в силовой системе есть более сложное явление, чем трение при (чистом) скольжении, тем не менее оно может быть описано единственной характеристикой

$$f_F = \pm \sigma / \tau_w = \sigma / f_S p_a = \psi_{\sigma\tau}, \quad (5)$$

которая является комплексным показателем трения в силовой системе; его называют индексом трения в силовой системе [2]. При этом оказывается, что индекс Сосновского f_f [4] есть, по существу, управляющий параметр износоусталостного повреждения [3]

Индекс трения имеет простейшую форму, но комплексный характер. Ибо одновременно учитывает “нормальный эффект” (через посредство p_a), “фрикционный эффект” (через посредство τ_w или f_S) и “циклический эффект” (через посредство $\pm \sigma$) в процессах трения в силовой системе.

Величину, обратную индексу трения (5), называют параметром трения в силовой системе:

$$\pm f_{\tau/\sigma} = f_S \frac{p_a}{\sigma}. \quad (6)$$

Из (6) следует, что параметр трения может быть больше, меньше или равным обычному коэффициенту трения:

$$\pm f_{\sigma/\tau} \geq f_S \quad (7)$$

поскольку соотношение контактных и циклических напряжений $f p_a / \sigma \geq 1$. Подчеркнем, что параметр трения (6) не зависит от уровня $f p_a$ и σ , а зависит только от соотношения этих величин.

(2) Другой подход к анализу трения в силовой системе предложен в работе [3].

Используя обобщенный закон Гука,

вычислим окружную деформацию (по направлению движения)

$$\varepsilon_{\theta} = \frac{1}{E} [\sigma_{\theta} - \nu(\pm\sigma_0 - \sigma_n)] + \alpha T_{\Sigma},$$

откуда окружное напряжение

$$\sigma_{\theta} = 2G \left[\varepsilon_{\theta} + \frac{3\nu}{1-2\nu} \varepsilon_{cp} - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \alpha T_{\Sigma} \right], \quad (8)$$

где

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad \varepsilon_{cp} = \frac{1}{3} (-\varepsilon_n + \varepsilon_{\theta} \pm \varepsilon_0). \quad (9)$$

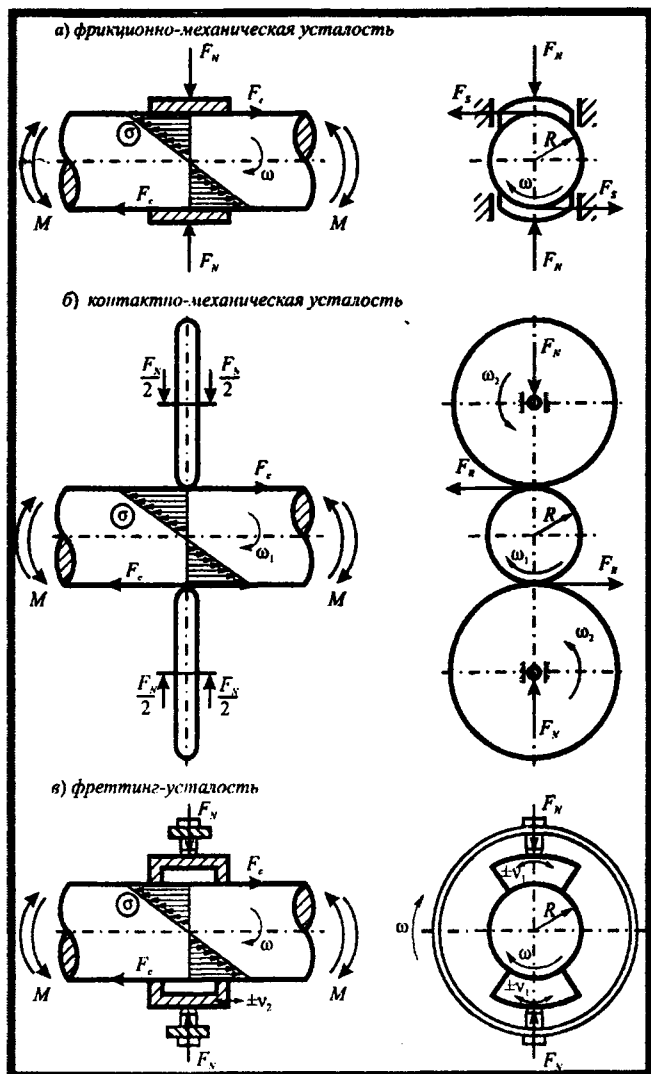


Рисунок 1 – Принципиальные схемы типичных силовых систем твердое тело / твердое тело

Примем, что напряжение σ_θ , определяемое согласно (8), пропорционально окружной силе трения F_θ в силовой системе. Тогда из (8) и (9) имеем

$$F_\theta \approx 2GA_a \left[\varepsilon_\theta + \frac{\nu}{1-2\nu} (-\varepsilon_n + \varepsilon_\theta \pm \varepsilon_0) - \frac{1+\nu}{1-2\nu} \alpha T_\Sigma \right]. \quad (10)$$

Согласно (10) окружная сила F_θ определяется не только окружной ε_θ и радиальной (нормальной) ε_n , но и осевыми (циклическими) деформациями $\pm \varepsilon_0$; следовательно, формула (10) описывает обратный эффект (влияние циклических напряжений на изменение характеристики трения) [2–4]. В этой связи величину F_θ уместно назвать *квасистатической силой трения* (в силовой системе), а величину $f_\theta = F_\theta / F_N$ – *квасистатическим коэффициентом трения* (в силовой системе).

Достоинство формулы (10) состоит в том, что здесь учтено физическое взаимодействие трех (составляющих) деформаций – в нормальном (радиальном), осевом и окружном направлениях; эти деформации обусловлены как контактной, так и внеконтактной нагрузками. Другими словами, формула (10) вполне описывает то, что в трибологии именуют *механофрикционным эффектом при трении*, однако с иных позиций и с дополнительным учетом

термодинамического состояния в зоне контакта. Речь идет, следовательно, о *механотермофрикционном эффекте* (МТФ-эффекте) в силовой системе [3].

Сила трения F_S , вычисляемая по формуле (1), и квазистатическая сила трения F_θ , вычисляемая по формуле (10), хотя они обнаруживаются в одном и том же (окружном) направлении, не тождественны. Во-первых, потому, что в формуле (10) учтены тепловые эффекты, тогда как в (2) таковые отсутствуют. Во-вторых, потому, что сила F_θ обусловлена совокупным действием как контактной, так и внеконтактной нагрузок, тогда как сила F_S определяется одной (и только) контактной нагрузкой.

Из изложенного следует, что в силовой системе измеренная в окружном направлении сила трения может оказаться большей, меньшей или равной той традиционной силе трения, которая будет измерена в аналогичной паре трения – в зависимости от условий нагружения. Это означает, что в общем случае закон трения в силовой системе, аналогично закону Амонтона – Кулона для пары трения, имеет вид [4]

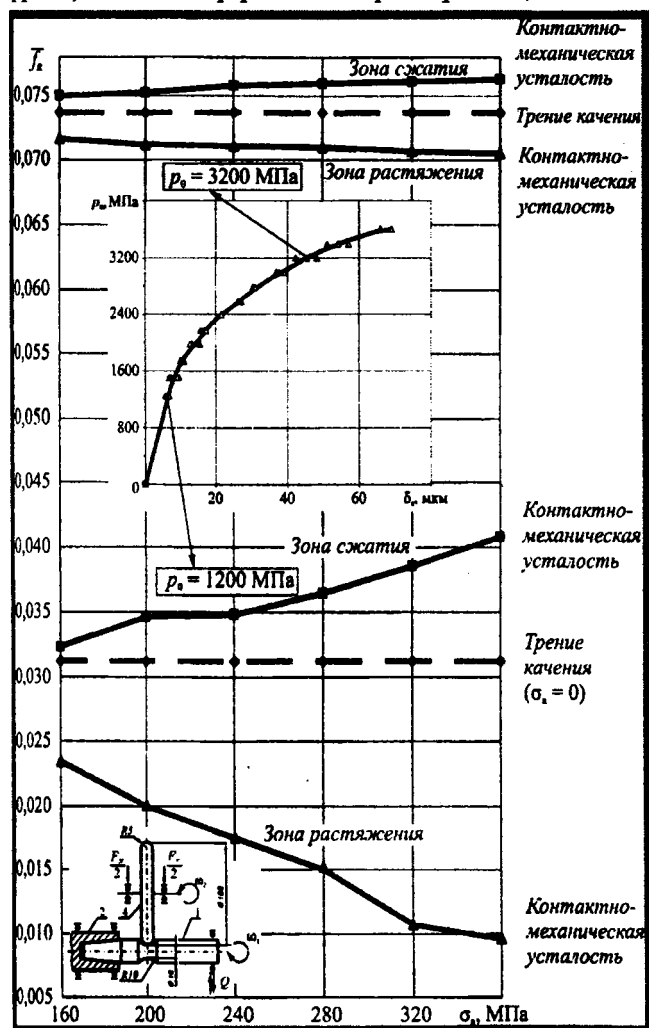


Рисунок 2 – Зависимость средних значений коэффициента трения \bar{f}_k от амплитуды напряжений σ_0 (Л. А. Сосновский, С. А. Тюрин, С. С. Щербаков, В. В. Комиссаров)

$$F_\sigma = f_\sigma(f_S, Q_i, T)F_N + F_A(Q_i, T, F_N), \quad (11)$$

где F_σ и f_σ – сила и коэффициент трения в силовой системе, обусловленные как кон-

тактной (F_N), так и комплексом (Q_i, T) внеконтактных (Q_i) и термодинамической (T) нагрузок. Здесь

$$f_{\sigma}(f_S, Q_i, T)F_N = F_{TM}, \quad (12)$$

есть *термомеханическая составляющая*, а

$$F_A(Q_i, T, F_N) = F_{AT}, \quad (13)$$

– *адгезионно-тепловая составляющая* силы трения в силовой системе.

В простейшем случае контактно-изгибного нагружения *удельная сила трения в силовой системе* определяется, в соответствии с (11) [4], при $F_A = 0$:

$$\tau_{\sigma} = f_{\sigma}(f_S, \sigma) p_a. \quad (14)$$

(3) *Третий подход* состоит в том, что коэффициент трения в силовой системе может быть определен как функция проскальзывания.

В ряде работ (см., например, [5]) указывается, что в общем случае трения в зоне контакта формируются (а) область сцепления, где сила трения (при движении) меньше предельной $|q(x, y)| \leq f|p(x, y)|$ (f – коэффициент трения), а величина относительного проскальзывания равна нулю ($s = 0$), и (б) область проскальзывания, где сила трения равна предельной $|q(x, y)| = f|p(x, y)|$, а величина относительного проскальзывания [5]

$$s = s_1 - s_2 = (\bar{u}_1 - \delta_1) - (\bar{u}_2 - \delta_2) = (\bar{u}_1 - \bar{u}_2) - (\delta_1 - \delta_2),$$

оказывается отличной от нуля. Здесь индексы 1 и 2 соответствуют двум контактирующим телам; \bar{u} – упругие касательные перемещения на поверхности; δ – жесткие смещения точек, удаленных от поверхности контакта.

Если к одному из контактирующих тел, например, к телу 1, приложить внеконтактную нагрузку F_b (которая, скажем, может быть ортогональна направлению движения), то в области контакта тела 1 возникнут, в силу закона Гука, дополнительные перемещения. Найдем их, рассматривая, например, силовую систему ролик/вал (см. рисунок 1, б). Пусть ось x сонаправлена с силой трения, а ось y ортогональна x , так, чтобы площадка контакта принадлежала плоскости xy . Начало системы координат поместим в точку первоначального контакта ролика и вала.

Полное перемещение вдоль оси x на площадке контакта в результате действия контактной (индекс c) и внеконтактной (индекс b) нагрузок:

$$\bar{u}_x = \bar{u}_x^{(c)}(f, p(x, y)) + \bar{u}_x^{(b)}(Q_b).$$

Относительное проскальзывание вдоль оси x также изменилось в результате изгиба:

$$\begin{aligned} s_x^{(b)} &= s_{x1} - s_{x2} = (\bar{u}_{x1} + \bar{u}_{x1}^{(b)} - \delta_{x1}) - (\bar{u}_{x2} - \delta_{x2}) = \\ &= (\bar{u}_{x1} + \bar{u}_{x1}^{(b)} - \bar{u}_{x2}) - (\delta_{x1} - \delta_{x2}) = s_x + \bar{u}_1^b. \end{aligned}$$

Таким образом, вследствие изменения граничных условий в области контакта – появления перемещений $\bar{u}_{x1}^{(b)}$ (см. например [4]) – соответственно изменились характеристики фрикционного процесса. Изменение силы трения $q(x, y)$ в соответствии с ее традиционным определением может быть выражено двояко: через изменение нормальных контактных усилий $p(x, y)$ либо через изменение коэффициента трения. Поскольку Q_b не влияет на изменение $p(x, y) = \sigma_{zz}(x, y, z = 0)$, то рассчитаем измененный коэффициент трения в точке (x, y)

$$f_{\sigma}^{(\bullet)}(Q_b, p_0, x, y) = f_{\sigma}^{(\bullet)}[\bar{u}_x^{(c)}(x, y), \bar{u}_x^{(b)}(x, y)]. \quad (15)$$

Согласно (15), локальный коэффициент трения $f_{\sigma}^{(\bullet)}$ изменяется в зависимости от координат точки области контакта. Тогда (интегральное) значение коэффициента трения в силовой системе

$$f_{\sigma} = \frac{1}{S} \int_S f_{\sigma}^{(*)}(S) dS, \quad (16)$$

где S – величина площадки контакта. Конкретизация (16) с учетом (15) приводит [4] к определению коэффициента трения Щербакова – Сосновского

$$f_{\sigma} = f + \frac{1}{S} \iint_{S(x,y)} \frac{2G\bar{u}_x^{(b)}}{p_0(C - Ax^2 - By^2)} dx dy = f - \frac{1}{S} \iint_{S(x,y)} \frac{2G\nu M(Q_b)x}{EWp_0(C - Ax^2 - By^2)} dx dy. \quad (17)$$

Анализ (16) и (17) показывает, что коэффициент трения в силовой системе (f_{σ}) может быть больше, меньше или равным обычному коэффициенту трения при качении (в паре трения):

$$f_{\sigma} \lesseqgtr f_R,$$

– подобно тому, как это было установлено в условиях скольжения (см. (7)).

Заметим: если в процессе трения качения постепенно увеличивать степень проскальзывания, то в конечном счете реализуется трение скольжения, при этом значение коэффициента трения возрастает примерно в 10 раз. Отсюда следует перспективность анализа силы и коэффициента трения как функций степени проскальзывания в системе. Поскольку последняя может быть рассчитана (методами теорий упругости, вязкоупругости и др.) практически при действии любого комплекса нагрузок, в повестку дня ставится задача разработки деформационной теории трения (и изнашивания) [4].

Экспериментальное подтверждение (7) и (18) можно найти в работах [4, 6, 7]. Здесь приведем лишь один пример [4].

На рисунке 2 представлены зависимости осредненных значений коэффициента трения качения \bar{f}_R от амплитуды напряжений цикла σ_a при испытаниях на контактно-механическую усталость. Каждой точке на графиках соответствует 66 значений f_R . Главное заключение по данным рисунка 2: величины f_R всегда меньше или больше того значения, которое установлено при чистом трении качения, когда $\sigma_a=0$ (показано пунктиром). Это наблюдается как при упругом ($p_0 = 1200$ МПа), так и при упругопластическом ($p_0 = 3200$ МПа) деформировании.

Особенности влияния циклических напряжений на изменение коэффициента трения таковы. (1) Чем больше величина σ (и, следовательно, чем больше соотношение σ/p_0), тем сильнее изменяется коэффициент трения в силовой системе. Такая закономерность наблюдается и при упругом и при упругопластическом контакте. Но если в первом случае циклические напряжения способны изменять величину f_R в 2–3 раза, то во втором – лишь на 3–5 % (в условиях опыта). Одна из причин этого: при упругом деформировании величина σ достигает ~ 40 % от значения p_0 , а при упругопластическом контакте – лишь ~ 10 %. (2) Циклические напряжения сильнее изменяют величину f_R , когда трение организуется в зоне растяжения изгибаемого образца – по сравнению со случаем, когда оно организуется в зоне сжатия. И эта закономерность соблюдается как при упругом, так и при упругопластическом деформировании. Но в условиях упругого контакта она выражена более ярко: в зоне сжатия изменение f_R составляет до ~ 30 %, тогда как в зоне растяжения – в ~ 3 раза.

Наиболее общий вывод из изложенного анализа состоит в том, что в силовой системе величиной коэффициента трения можно управлять внеконтактными нагрузками примерно в такой же мере, как и нагрузкой контактной.

ЛИТЕРАТУРА

- ГОСТ 30638-99. Трибофатика. Термины и определения (Межгосударственный стандарт). – 1999. – 17 с. 2 Сосновский Л. А. Основы трибофатики. – Гомель: БелГУТ, 2003. – Т.1. – 246 с., – Т.2. – 234 с. 3 Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). Научный редактор Сосновский Л. А. / Авт.: Л. А. Сосновский, В. Т. Трощенко, Н. А. Махутов, Гао Ван-Чжэн, А. В. Богданович, С. С. Щербаков. – Гомель, Киев, Москва, Ухань,

2001. – 170 с. 4 Сосновский Л. А. Механика износоусталостного повреждения. – Гомель: УО «БелГУТ», 2007. – 434 с. 5 Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989, – 510 с. 6 Тюрин С. А., Щербаков С. С., Сосновский Л. А. Сравнительное исследование коэффициентов трения при качении и контактно-механической усталости // Заводская лаборатория. – 2005. – Т. 71. – № 2. – С. 48–51. 7 Щербаков С. С. Об одном требовании к выбору коэффициента трения в силовой системе // Заводская лаборатория. – 2005. – Т. 71. – № 2. – С.46–48.

УДК 620.178.16

Костюченко А.А., Бордовский А.М., Воробьев В.В.

ОСОБЕННОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И РАЗРУШЕНИЯ ТРУБ НЕФТЕПРОВОДОВ

РУП «Гомельтранснефть Дружба»
Гомель, Беларусь

Исследования авторов [1-2] и данные обследований нефтепроводов внутритрубными диагностическими снарядами в 2004-2006 г.г. показали, что для трубопроводов с периодом работы более 30 лет существует проблема накопления и развития внутренних коррозионных дефектов стенки трубы. Опасные тенденции, связанные с накоплением коррозионных повреждений, уже вынудили предприятие наметить и провести ряд дорогостоящих мероприятий по замене участков нефтепроводов, например, резервных ниток подводных переходов.

На рисунке 1 представлено количество коррозионных дефектов и их распределение по трассе нефтепровода Мозырь-Брест -1 с 233 по 441 км, как наиболее полно характеризующего важность данной проблемы и необходимость разработки и внедрения комплекса упреждающих мероприятий. На данный момент большинство из выявленных дефектов не опасны.

Повреждения носят локальный характер и не превышают величин потери металла в 10-20 % от толщины стенки трубы. Но, даже если предположить, что коррозия равномерная, а ее скорость не возрастает со временем, видно, что уже в ближайшие 5-7 лет принятие мер грозит остановкой работы данного участка нефтепровода.

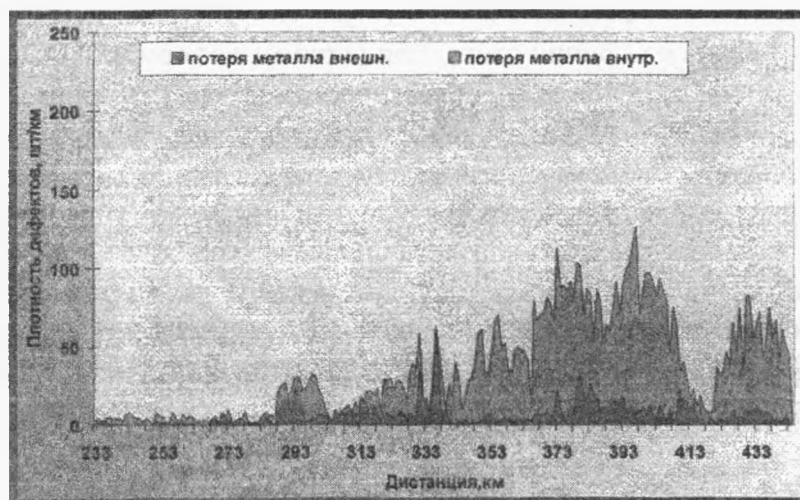


Рисунок 1 – Распределение коррозионных дефектов по длине нефтепровода Мозырь-Брест-1

С целью определения опасности внутренних коррозионных дефектов были проведены натурные испытания отрезка трубы.