

THE INTERNATIONAL SCIENTIFIC JOURNAL

Problems of Tribology

International Federation for Theory of
Mechanics and Mechanisms (IFTOMM)
National Committee of Ukraine
for the Mechanics of Machines and Mechanisms

Khmelnytsky National University,
The Ministry of Education and Science of Ukraine

МІЖНАРОДНИЙ НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

Проблеми трибології

Міжнародна федерація з теорії машин та механізмів
Національний комітет України з машинознавства

Хмельницький національний університет
Міністерство освіти і науки України

1'2011

Попов А.П.,*

Бутаков Б.И.,**

Марченко Д.Д.**

* Национальный университет
кораблестроения им. Адм. Макарова,
г. Николаев, Украина,

** Николаевский государственный
аграрный университет,
г. Николаев, Украина

КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА НАПРЯЖЕННО - ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕЛ ПРИ РАБОТЕ СТАЛЬНОГО КАНАТНОГО БЛОКА И ТРОСА

Вступление

Усталостное контактное изнашивание возникает в результате повторного деформирования микрообъемов материала, вызывающего возникновение трещин и отделение частиц материала. Циклически изменяющиеся контактные напряжения вызывают поверхностное разрушение в виде ямок выкрашивания (питтинг), трещин, осповидного изнашивания, отслаивания. Образующиеся раковинки с диаметром от сотых долей миллиметра до нескольких миллиметров увеличиваются в процессе работы узла трения, возникает шелушение поверхности. Количественная оценка контактной усталости выражается в числе циклов нагружения или в часах работы до возникновения усталостных разрушений поверхностей. Появление усталостного изнашивания приводит к усилению вибрационно-акустической активности механизмов, повышению уровня шума, увеличению концентрации нагрузки, контактных напряжений, уменьшению размера площади несущей поверхности трущихся поверхностей, возникновению интенсивного износа и заедания. Условия возникновения и кинетика развития усталостного контактного изнашивания зависят от напряженно - деформированного состояния поверхностных и приповерхностных слоев материала, физико- механических свойств материала, физико-химических свойств смазочных материалов и окружающей среды, толщины смазочного слоя, кинематики контакта, формы и размеров соприкасающихся деталей. Упругое контактное макродеформирование материалов сопровождается появлением микропластических деформаций в микрообъемах.

Возникновению микротрещин при циклических контактных воздействиях способствует влияние концентраторов напряжений. К поверхностным концентраторам напряжений относятся дефекты в виде царапин, вмятин, рисок, прижогов и др. Подповерхностные концентраторы напряжений - неметаллические включения, микропоры, раковины, карбиды и др. Большое влияние оказывают значения максимальных касательных напряжений. Первичная трещина чаще возникает на поверхности контакта, но может зародиться и в приповерхностных слоях материала.

Скорость развития усталостного контактного изнашивания зависит от многих факторов - механических свойств материала, физико-механических свойств поверхности, качества обработки поверхности, остаточных напряжений в приповерхностных и поверхностных слоях материалов, от концентрации напряжений, степени приработки, частоты изменения напряжений, уровня температуры, химической активности окружающей среды и др. Увеличение коэффициента трения скольжения способствует возникновению выкрашивания. С ростом толщины смазочного слоя уменьшаются число взаимодействующих микронеровностей, продолжительность и величина деформирования, предотвращается металлический контакт. Условиями появления выкрашивания, связанными с пластическими деформациями, можно объяснить положительное влияние повышенных значений пределов упругости, текучести, вязкости материала, твердости несущей области материала, а также ведущее значение дислокационных процессов - образование пустот, слияние дислокаций вдоль плоскостей скольжения или спайности [1].

Состояние проблемы исследования

Контактные напряжения и деформации являются главными факторами, определяющими характер и интенсивность изнашивания деталей машин. Наиболее напряженными зонами материала деталей являются приповерхностные слои, где действуют большие градиенты напряжений. Отметим напряженно - деформированное состояние криволинейных поверхностей при их локальном упругом контакте. При решении контактных задач Г. Герц допускал, что тела гладкие, изотропные и однородные, характер деформации абсолютно упругий, сжимающая сила нормальна к контактной площадке, размеры пятна контакта малы по сравнению с характерными размерами контактирующих тел [1].

Теорию расчета контактных напряжений и деформаций разрабатывали многие ученые. Решение контактной задачи, начатое Герцем и полностью законченное А.Н. Динником и Н.М. Беляевым [2], свыше полувека оставалось единственным, если не считать небольших работ М.Т. Губера, С. Фукса, А. и Л. Фоппля, Г. Лундберга, Ф. Одквиста и других ученых, рассматривавших частные вопросы и неизбежно повторявших результаты, полученные А.Н. Динником и Н.М. Беляевым. Эксперименты и расчеты А. И. Петрусевича, Д. Н. Решетова, В. Н. Кудрявцева, С.В. Пинегины, Г. Лундберга, А. Пальмгрена, Т. Тэллиа-

на и многих других ученых позволили создать расчеты деталей машин на усталостное контактное разрушение [3, 4, 5].

Работы Н.И. Мухелишвили, И.Я. Штаермана, Л.А. Галина, В.М. Коровчинского, А.Н. Грубина, а также В.И. Моссаковского [6], Н.А. Кильчевского и других ученых дали общие методы решения плоских и пространственных контактных задач, охватывающих очень широкий круг внешних условий, в том числе контакт упругих круговых цилиндров, радиусы которых почти равны, скорость перемещения поверхностей, влияние анизотропии материала и переменного по глубине модуля упругости.

Фундаментальные исследования в области контактного взаимодействия твердых тел, выполненные советскими и зарубежными учеными, позволили установить влияние физико - механических свойств и параметров шероховатости поверхностей, времени приложения нагрузки на эксплуатационные свойства контакта деталей машин. Значительный вклад в эту проблему внесли А.С. Ахматов, В.А. Белый, Н.Б. Демкин, Ю.Н. Дроздов, А.Ю. Ишлинский, Б.И. Костецкий, З.М. Левина [7], Н.М. Максак, Н.М. Михин, И.В. Крагельский [8], Д-М. Решетов, а также Аппал, Грин, Линг, Проберт, Хисакадо и другие.

Также следует указать ряд известных ученых, которые непосредственно занимались напряженно - деформируемым состоянием контактирующих тел, геометрией, кинетикой формирования контакта деталей, такие как: Н.Н. Давиденков [9], И.М. Ворович, В.М. Александров, Ю.В. Линник, Я.А. Рудзит, Г. Томлинсон, Р. Хольм, Д. Тейбор, И. Арчард, А. Шалломах, Ж. Гринвуд, Ж. Вильямсон и другие.

Постановка методики исследования

В процессе работы канатного блока в паре со стальным канатом на судоперегрузателях ОАО «Николаевский глиноземный завод» на рабочей поверхности блока после 3-4-х месяцев эксплуатации происходило смятие рабочей поверхности канатного блока. При работе канатного блока наиболее интенсивному износу подвергается галтельный переход, где наблюдается отслаивание металла, особенно при наличии в поверхностях слоя газовых раковин и пустот, полученных в процессе отливки заготовок из литейных сталей 35Л, 45Л. Однако разбиваются канатом и конические поверхности. Соответственно изнашивался и сам стальной канат, а именно происходит перегиб проволок на неровностях изношенного блока [10].

Поэтому, возникла идея провести расчет контактных напряжений, возникающих при работе канатного блока и каната, а для этого необходимо решить контактную задачу.

Основные допущения по решениям:

1. Контактные напряжения определяются на рабочих поверхностях тел.
2. Материалы взаимодействующих тел принимаются однородными и изотропными с разными значениями коэффициентов Пуассона и модулей упругости.
3. Сила, сжимающая тела, создает в зоне контакта только упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука.
4. Площадь контакта тел считается меньшей величиной по сравнению с общей площадью контактирующих тел.
5. Между функциями контактных деформаций и контактных напряжений существует причинно - следственная связь, впервые озвученная и введенная в рассмотрение в [11]. Суть указанной взаимосвязи (связи): функция контактных деформаций (причина) отображает функцию контактных напряжений (следствие).

Основные допущения к расчетной модели контакта:

1. Трос рассматривается как единое целое упругое тело.
2. Радиус шкива r_2 принимается большим по сравнению с радиусом троса r_1 ; в 1,1 ... 1,2 раза, т.е. $r_2/r_1 > 1,1 \dots 1,2$.

Общая информация

В процессе эксплуатации трос, как единое целое тело, подвергается растяжению, изгибу и смятию на поверхностях контакта.

Однако напряжения растяжения и изгиба не являются определяющими в процессе эксплуатации устройства.

Определяющими являются напряжения смятия (контактные напряжения), для определения которых предполагается решение плоской контактной задачи.

В дальнейшем для оценки найденных величин контактных напряжений и сравнения их с допускаемыми значениями необходимо выполнить тщательный анализ источников по данной проблеме.

Методика и результаты исследования

Решение задачи осуществляется, исходя из вышеприведенных рассуждений, допущений и упрощающих предположений. Выполненное ниже решение базируется на основах новой методологии тео-

Контактная задача напряженно - деформированного состояния тел при работе стального канатного блока и троса

ретических исследований контактной прочности упруго сжатых полупространств, ограниченных криволинейными поверхностями применительно к начальному линейному взаимодействию тел [11].

Для решения плоской контактной задачи необходимо найти две функции контактных деформаций. В соответствии с рис. 1 запишем:

$$2r_1 \quad 2r_2$$

где $S_1(a)$, $S_2(a)$ - расстояние между упруго взаимодействующими телами соответственно каната 1 и канатного блока 2 (рис. 1) и горизонтальной осью X.

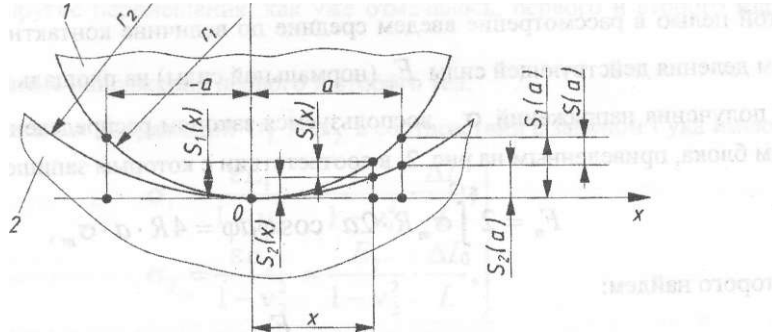


Рис. 1 - Расчетная модель контакта:
1 - канат;
2 - канатный блок

В соответствии с выражениями $S_x(a)$ и $S_2(a)$ расстояние между ними в точке $x = a$ равно:

$$S(a) = S_1(a) + S_2(a) = \frac{a^2}{2\Gamma_1} + \frac{a^2}{2\Gamma_2} + \frac{a^2}{2r_{np}} \quad (0)$$

где $\Gamma_{np} = \Gamma_1\Gamma_2 / (\Gamma_2 + \Gamma_1)$ - приведенный радиус кривизны взаимодействующих тел;
 a - полуширина площадки контакта.

По аналогии с выражениями $S_1(a)$ и $S_2(a)$ запишем выражения $S_x(x)$ и $S_2(x)$ в точке x , а именно:

$$2r_1 \quad 2r_2$$

Исходя из зависимостей $S_x(x)$ и $S_2(x)$, найдем расстояние между телами 1 и 2 в точке x :

$$S(x) = \frac{x^2}{2\Gamma_1} + \frac{x^2}{2\Gamma_2} + \frac{x^2}{2r_{np}} \quad (2)$$

С учетом зависимостей (1) и (2) функция контактных деформаций примет вид:

$$W(x) = S(a) - S(x) = \frac{a^2 - x^2}{2} \left(\frac{1}{\Gamma_1} + \frac{1}{\Gamma_2} + \frac{1}{r_{np}} \right) \quad (3)$$

Из уравнения (3) очевидно, что оно является параболическим.

Таким образом, располагая функцией (3), перейдем к определению второй ей равнозначной функции $W(x)$. С этой целью воспользуемся законом Гука и гипотезой Винклера.

При этом рассмотрим последовательность получения указанной функции. При сжатии тел 1 и 2 (рис. 1) при изменении деформации в направлении оси x (плоская задача) исходим из подчинения сближаемых тел в пределах упругости гипотезе Винклера [11], в связи с чем запишем:

$$W(x) = W_1(x) + W_2(x), \quad (4)$$

где $W_1(x) = A_1(x) \cdot \phi(x)$ и $W_2(x) = A_2(x) \cdot \psi(x)$ - упругие перемещения тел;

$A_1(x)$, $A_2(x)$ - коэффициенты постелей первого и второго тел, мм²/Н, сумма которых равна $A_x(x) + A_2(x) = A(x)$;

$w(x)$ - функция нагрузки распределенной по оси X в пределах ширины площадки контакта $2a$, измеряемая в Н/мм.

В соответствии с принятыми обозначениями и пояснениями функцию (4) представим в более упрощенном виде:

$$W(x) = A(x) \cdot w(x). \quad (5)$$

Из уравнения (4) очевидно, что коэффициент постели $A(x)$ является переменной величиной, которая не позволяет осуществить решение задачи в явном виде. В связи с этим необходимо найти решение коэффициентов $A(x)$ в виде постоянной величины, т.е. константы A , не зависящей от переменной величины X .

С этой целью в рассмотрение введем средние по величине контактные напряжения G_m , полученные путем деления действующей силы F_n (нормальной силы) на площадь контакта.

Для получения напряжений G_m воспользуемся законом распределения усилий в пределах дуги охвата тросом блока, приведенным на рис. 2, в соответствии с которым запишем уравнение:

$$F_n = 2 \int_0^{\pi/2} G_m R - 2a \cos \varphi \, d\varphi = 4R \cdot a \cdot G_m,$$

исходя из которого найдем:

$$G_m = \frac{F_n}{4aR}. \quad (6)$$

В качестве основной зависимости, характеризующей взаимосвязь между упругими перемещениями W тел и возникающими при этом в телах напряжениями G , примем выражение [11]:

$$W = C_m G, \quad (7)$$

где C_m - размерный параметр в мм/МПа, определение которого будет дано далее.

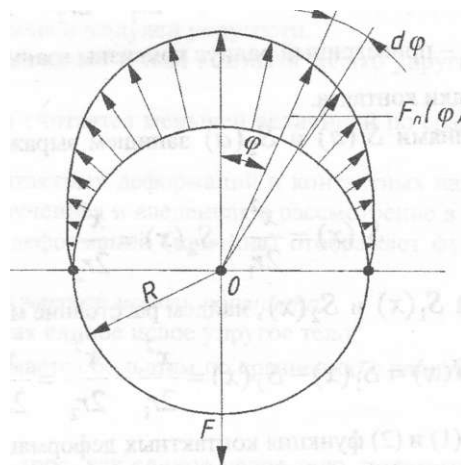


Рис. 2 - Схема распределения усилий, возникающих между тросом и канатным блоком

Размерный параметр C_m , как и функция (5), даны для случая, когда коэффициенты Пуассона ν_1 и ν_2 , как и модули упругости материалов E_1 и E_2 равны друг другу. Так как практический интерес представляет решение задачи для случая $\nu_1 \neq \nu_2$ и $E_1 \neq E_2$, то на рассмотрении этой задачи и остановимся.

При этом необходимо отметить, что при решении задачи будут фигурировать размерные параметры C_{m1} и C_{m2} , относящиеся к первому и второму упруго сжатым телам. С физической точки зрения размерные параметры C_{m1} и C_{m2} представляют собой величины деформаций первого и второго тел, измеряемые в миллиметрах при действии напряжений, равных одному МПа.

Контактная задача напряженно - деформированного состояния тел при работе стального канатного блока и троса

Напряжения в месте соприкосновения тел характеризуются действием одной и той же силы и одинаковой площадкой смятия (контакта). В связи с этим можно принять $C_{T1} = C_{T2}$, причем $C_{m1} + C_{m2} = C_m$. В действительности при неизменной по размерам площадке контакта параметры C_{m1} и C_{m2} отличаются друг от друга вследствие разных значений ν_1, ν_2 и E_1, E_2

Так как в большинстве случаев трос и блок изготавливаются из сталей, то принятое допущение о равенстве между собой размерных параметров C_{m1} и C_{m2} можно считать обоснованным.

На основе изложенного с учетом выражения (7), полагая $C_n = C_{m1}$ и $C_n = C_{m2}$ а также $G = G_j$ и $\sigma = \sigma_2$, запишем уравнение:

$$W = W_1 + W_2 = C_{T1} \sigma_1 + C_{m2} \sigma_2, \quad (8)$$

где W_1, W_2 - упругие перемещения, как уже отмечалось, первого и второго взаимодействующих тел;

σ_1, σ_2 - контактные напряжения первого и второго тел.

Выражения контактных напряжений σ_1 и σ_2 в соответствии с законом Гука имеют вид:

$$\sigma_1 = \frac{E_1 \delta_1}{L}, \quad \sigma_2 = \frac{E_2 \delta_2}{L} \quad (9)$$

где $\delta = AL / L$ - относительная деформация;

AL - абсолютная деформация;

L - некоторый условный линейный размер, который в соответствии с [11] принимаем равным ширине площадки контакта $2a$, т.е. $L = 2a$.

С учетом уравнений (9) зависимость (8) представим в виде двух равнозначных выражений, а именно:

$$W = 2C_{m1} \sigma_1 = 2C_{m1} \frac{E_1 \delta_1}{L}, \quad W = 2C_{m2} \sigma_2 = 2C_{m2} \frac{E_2 \delta_2}{L} \quad (10)$$

Исходя из равенства между собой упругих перемещений и деформаций, т.е. полагая $W = AL$, из выражений (10) определим зависимости размерных параметров приняв $L = 2a$, а именно:

$$C_{m1} = \frac{W}{2\sigma_1} = \frac{AL}{2\sigma_1} = \frac{AL}{2(1-\nu_1^2)\sigma_1} \quad (11)$$

На основе зависимостей (6) и (11), приняв в формуле (6) $\sigma_m = \sigma_{m1} = \sigma_{m2} = F_n / 4aR$, найдем уравнения контакта податливости каждого из взаимодействующих между собой тел:

$$\sigma_{m1} = \frac{F_n}{4aR} = \frac{C_{m1} \sigma_{m1}}{4aR} \quad (12)$$

Затем, умножив ширину площадки контакта $2a$ на сумму $b_{1q} + b_{k2}$, определим в виде константы коэффициент постели:

$$A = \frac{2\phi_{n+B_n}}{E_1} + \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \frac{L}{2R} a \quad (13)$$

Контактная задача напряженно - деформированного состояния тел при работе стального канатного блока и троса

В соответствии с выражением (13) вторая функция контактных деформаций при $A(x) = A = \text{const}$ примет окончательный вид:

$$fV(x) = \frac{a}{2R} \sqrt{\frac{1 - \nu f}{E_1}} + \frac{1 - \nu^2}{J} \ln(\frac{a}{x}). \quad (14)$$

Таким образом, располагая уравнениями (3) и (14), запишем выражение напряженно - деформированного состояния тел:

$$A \int w(x) dx = AF_n = \frac{aF_n}{2R} \sqrt{\frac{1 - \nu f}{E_1}} + \frac{1 - \nu^2 A}{2J} = \frac{1}{2} \int \left(\frac{a}{x} \right) dx - \frac{2a}{3r_f}$$

исходя из которого найдем зависимость полуширины площадки контакта:

$$a = 0,866 \frac{z_{np} F_n}{R} \sqrt{\frac{1 - \nu f}{E_1}} + \frac{1 - \nu^2 J}{D_1 J} \quad (15)$$

Умножив и разделив правую часть выражения (5) на $2R$ при $A(x) = A$, получим зависимость:

$$W(x) = A \cdot ma(x) \frac{1}{2R} = 2AR \cdot a(x),$$

исходя из которой с учетом функции (3) определим функцию контактных напряжений:

$$\sigma(x) = \frac{W(x)}{2AR} = \frac{a^2 - x^2}{4ARr_{np}} \quad (16)$$

При $x = 0$ из выражения (16) найдем зависимость максимальных контактных напряжений:

$$K^{AR}$$

которая после подстановки в нее правой части уравнения (13) примет вид:

$$\sigma_{max} = 0,433 \frac{F_n}{r_{np} R} \sqrt{\frac{1 - \nu^2 J}{E_1 E_2}} \quad (17)$$

При $\nu_1 = \nu_2 = \nu \sim 0,3$ и $E_1 = E_2 = E$, т.е. при материалах троса и канатного блока, изготовленных из одинаковых сталей, уравнения (15) и (17) будут сведены к более упрощенному виду:

$$\sigma_{max} = \frac{F_n}{RE} \quad (18)$$

$$\sigma_{шах} = 0,32 \frac{F_n}{V_{np} R} \quad (19)$$

Оценим достоверность полученных решений, заменив рассматриваемую модель моделью контакта двух упруго сжатых круговых цилиндров длиной l с учетом их внутреннего соприкосновения. В этом случае средние контактные напряжения будут равны:

$$\frac{F_n}{2ab} \quad (20)$$

Сравнивая правые части выражений (6) и (20), отмечаем, что $4aR = lab$, откуда $R = b/2$. В соответствии со сказанным, подставив в уравнения (18) и (19) вместо радиуса R половину длины цилиндров, т.е. $b/2$, получим выражения:

$$\sigma_{max} = 1,168 \frac{F_n}{V_{np} bE} = 1,652 \frac{F_n}{V_{np} bE} \quad ; \quad (21)$$

$$\sigma_{шах} = 0,321 \frac{F_n}{V_{np} bE} = 0,454 \frac{F_n}{V_{np} bE} \quad (22)$$

Сравнивая выражения (21) и (22) с выражениями полуширины площадки контакта и максимальных контактных напряжений, полученных в [11] применительно к параболическому закону изменения контактных деформаций (3), отмечаем, что найденные нами уравнения (21) и (22) идентичны таковым, приведенным в данной книге. Данное обстоятельство подтверждает достоверность полученных решений.

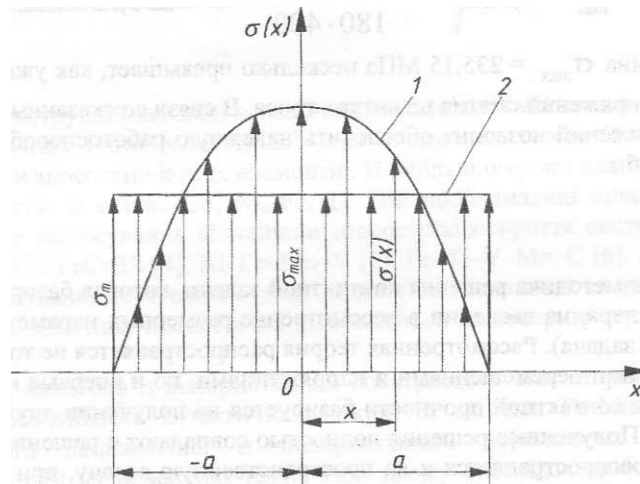


Рис. 3 - Эпюры распределения напряжений в пределах ширины площадки контакта 2a:
 1 - реальная эпюра;
 2 - замененная прямоугольная эпюра

К вышеизложенному следует добавить, что площади реальной 1 и замененной 2 эпюр напряжений (рис. 3) должны быть равны между собой, а именно:

$$\int_{-a}^a \sigma(x) dx = \int_{-a}^a \sigma_m dx \tag{23}$$

Для определения функции $a(x)$, входящей в равенство (23), воспользуемся уравнением (3), которое представим так:

$$W(x) = a \sqrt{2 - \frac{x^2}{a^2}} \tag{24}$$

где $J_{V_{max}} = a^2 \cdot 12\varepsilon$ - максимальная величина деформации.

В соответствии с уравнением (24) выражение функции $\sigma(x)$ примет вид:

$$\sigma(x) = \frac{G_r}{v} \left(1 - \frac{x^2}{2a^2} \right) \tag{25}$$

С учетом зависимости (25) выражение (23) представим следующим образом:

$$\int_{-a}^a \sigma(x) dx = 2a \sigma_m = a_{max} \int_{-a}^a \left(1 - \frac{x^2}{2a^2} \right) dx$$

Исходя из последнего уравнения, запишем:

$$= \frac{2\sigma_m}{3} \quad \text{или} \quad a_{max} = \frac{3a}{2}$$

В заключение отметим, что при использовании полученных выражений следует исходить из соотношения $\Gamma_2 / \Gamma_1 > 1,1 \dots 1,2$.

Выполним расчет по приведенным функциям, исходя из $\Gamma_1 = 18$ мм; $\Gamma_2 = 1,1 \Gamma_1 = 20$ мм; $R = 800/2 = 400$ мм; $F_n = 18,4 \cdot 10^4$ Н; $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

По общеизвестной формуле находим

$$\Gamma_{np} = \frac{\Gamma_1 \Gamma_2}{\Gamma_1 - \Gamma_2} = \frac{18 \cdot 20}{20 - 18} = 180 \text{ мм,}$$

а по формулам (18) и (19) определяем:

$$a = 1,168 \sqrt{\frac{180-18,4-10^4}{V 400-2,1-10^5}} - 0,733 \text{ мм} \approx 33 \text{ мкм};$$

$$\sigma_{\max} = 0,321 \sqrt{\frac{2,1-10^5-18,4-10^4}{180-400}} = 235,15 \text{ МПа.}$$

Указанная величина $\sigma_{\max} = 235,15$ МПа несколько превышает, как уже указывалось ранее, действительную величину напряжений смятия на витках троса. В связи со сказанным можно утверждать, что указанная величина напряжений позволит обеспечить надежную работоспособность устройства в течение заданного срока службы.

Выводы

Разработана новая методика решения контактной задачи, которая базируется на обобщенном законе Гука, гипотезе Винклера, на введении в рассмотрение размерных параметров, размерных коэффициентов постели (плоская задача). Рассмотренная теория распространяется не только на случай линейной зависимости между упругими перемещениями и напряжениями, но и впервые на случай нелинейной зависимости. Данная теория контактной прочности базируется на получении двух равнозначных функций контактных деформаций. Полученные решения полностью совпадают с решениями Герца (плоская задача). Новая теория также распространяется и на пространственную задачу, при введении размерных коэффициентов подушки и полностью совпадают с решениями Герца в явном виде для сферических тел.

Литература

1. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов - М.: Высш. шк., 1991. - 319 с.
2. Беляев Н.М. Труды по теории упругости и пластичности / Беляев Н.М. - М.: Гос-техиздат, 1957. - 632 с.
3. Пинегин С.В. Контактная прочность в машинах / С.В. Пинегин - М.: Машиностроение, 1965. - 192 с.
4. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению / С.В. Пинегин - М.: Машиностроение, 1969. - 243 с.
5. Рыжов Э.В. Контактное взаимодействие твердых тел при статических и динамических нагрузках / Э.В. Рыжов, Ю.В. Колесников, А.Г. Суслов - К.: Наукова думка, 1982. - 172 с.
6. Контактная прочность пространственных конструкций: [сб. науч. работ / научн. ред. Моссаковский В.И. и др.] - К.: Наукова думка, 1976. - 200 с.
7. Левина З.М. Контактная жесткость / З.М. Левина, Д.Н. Решетов - М.: Машиностроение, 1971. - 264 с.
8. Контактное взаимодействие твердых тел и расчет сил трения и износа. Посвящается 60-летию профессора, доктора технических наук, заслуженного деятеля науки и техники РСФСР И.В. Крагельского: [сб. науч. работ / отв. ред. академик А.Ю. Ишлинский, д.т.н. Н.Б. Демкин]. - М.: Наука, 1971. - 239 с.
9. Проблемы прочности и пластичности. К 100-летию со дня рождения академика АН УССР Н.Н. Давиденкова - Л.: Наука, 1979. - 120 с.
10. Бутаков Б.И. Повышение контактной прочности стальных деталей с помощью поверхностного пластического деформирования / Б.И. Бутаков, Д.Д. Марченко // Проблемы трибологии. - 2008. - № 1. - С. 14-23.
11. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов / А.П. Попов - Николаев: Изд-во НУК, 2008. - 580 с.

Надійшла 18.10.2010

ЗМІСТ

Кубич В.И., Ивченко Л.И. Рентгеноспектральный анализ приповерхностных слоев элементов трибосопряжений.....	6
Чернец М.В., Береза В.В., Чернец Ю.М. Оцінка впливу параметрів конічних евольвентних передач на їх довговічність та зношування. Частина 1. Прямозубі передачі. . . .	12
Гайдамака А.В. Випробування на знос деталей роликотітників важких режимів експлуатації. 1. Способи та обладнання.....	19
Криль А.О., Криль Я.А., Дрогомирецький Я.М. Конструкційна кераміка на основі карбїду кремнію для вузлів тертя і деталей нафтогазового та хїмічного обладнання.....	25
Попов А.П., Бутаков Б.И., Марченко Д.Д. Контактная задача напряженно - деформированного состояния тел при работе стального канатного блока и троса.....	29
Пашечко М.І., Дзедзіц К., Барщ М. Механїзм зношування евтектичних покриттів Fe-Mn-C-B-Si-Ni-Cr.....	37
Романюк В.В. Про особливі компоненти оптимальної стратегії проектувальника у моделі дії нормованого одиничного навантаження на триколонну будівельну конструкцію. . . .	44
Смирнов І.В. Підвищення захисних властивостей плазмових покриттів з застосуванням плакованих керамічних порошків.....	47
Цыбанев Г.В., Марчук В.Е., Калиниченко В.И. Управление свойствами поверхностей трения при приработке дискретных покрытий в условиях фреттинга.....	52
Костогриз С.Г., Шалапко Ю.І., Мисліборський В.В. В'язкий опір деформації зсуву у номінально нерухомому фрикційному контакті.....	58
Довбня Н.П., Бондаренко Л.М., Коренюк Р.А. Аналитические зависимости для определения сопротивления качению конических колес.....	64
Завгородний В.В., Абрамов А.А., Кузьменко А.Г. Модели изнашивания наконечников токоподводящих мундштуков сварочных горелок.....	67
Довбня Н.П., Бондаренко Л.М., Бобырь Д.В. К определению замыкающего усилия зажимных устройств колодочного типа.....	77
Киндрачук М.В., Кульгавый Э.А., Шевченко А.Л. Механїзм износа гетерогенных газотермических покрытий на титановом сплаве VT-22.....	80
Кульгавый Э.А. Формирование потока отказов в антифрикционных системах.....	gg
Замота Т.Н., Аулин В.В. Исследования процессов выделения пузырьков газа в смазывающей среде при приработке и их влияние на изменение режима трения.....	95
Кузьменко А.Г. Исследование метода индентирования поверхности шаром с определением новых механических характеристик металла.....	100
Сорокатый Р.В., Писаренко В.Г., Дыха М.А. Вероятностные модели процесса изнашивания.....	j ^
Кирилков В.А. О способе учета влияния объемных упругих деформаций установки на величину предварительного смещения.....	120
Хлопенко Н.Я., Сидорика И.Н. Экспериментальные исследования упорного подшипника при торцовых биениях гребня и осевых колебаниях вала по отношению к корпусу.....	124
Кузьменко А.Г., Милятинский С.В. Контактное взаимодействие с учетом износа внутреннего кольца подшипника качения и оси ступицы колеса транспортной машины. Сообщение 2. Взаимодействие элементов с учетом износа.....	129
Дыха О.В., Сорокатый Р.В., Гедзюк Т.В. Вплив швидкісного фактора на зносостійкість трибосистем граничного тертя.....	131
Кузяев И.М., Буря А.И. Расчет давления в зоне контакта жесткой сферы с вязкоупругой средой.....	136
Чернец М.В., Ярема Р.Я. Розрахункова модель зношування та довговічності черв'ячних передач з евольвентним черв'яком. . . .	142
Вимоги до публікацій.....	147
Реферати.....	150