

Ю. И. БАЙБОРОДОВ

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА МОЩНОСТИ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ВНЕШНИМ КОНТАКТОМ ДЛЯ СТАЛЬНЫХ И ЭЛАСТИЧНЫХ КАТКОВ

Существенным недостатком известных фрикционных передач является относительно малая мощность при заданных габаритах передачи.

Одним из факторов, определяющих величину передаваемой мощности при заданном коэффициенте трения, являются допускаемые контактные напряжения в случае сплошных катков, и изгибные напряжения в случае полых катков.

Предварительный анализ показывает, что при заданных габаритах, коэффициенте трения и допускаемых контактных напряжениях увеличение мощности передачи (усилия прижатия) возможно лишь за счет увеличения площади контакта, по аналогии с полыми фрикционными катками.

Однако для монолитных стальных катков выполнить это условие не представляется возможным.

Вместе с тем известно, что площадь контакта существенным образом зависит от модуля упругости материала, иными словами, от упругой податливости материала в контактной зоне.

Так как модуль упругости стали практически постоянен, то с целью получения требуемого эффекта предлагается выполнить фрикционные катки (рис. 1) из трех основных элементов: вала 1; навитого на него с требуемым натягом рулона стальной ленты 2 и наружной тонкостенной контактной втулки 3, смонтированной на стальном рулоне 2 с некоторым натягом.

В связи с тем, что податливость многослойного пакета отличается от податливости монолитного материала, в предлагаемой конструкции приведенный модуль упругости будет меньше, чем модуль упругости сплошного стального катка при одинаковых со сплошным катком допускаемых контактных напряжениях. Причем величиной приведенного модуля упругости такого пакета можно варьировать в относительно широком

диапазоне за счет толщины пакета и натяга между его витками.

Данное обстоятельство позволяет, на наш взгляд, увеличить усилия прижатия и мощность фрикционной передачи при неизменных допускаемых контактных напряжениях, присущих стали.

Для сравнительной оценки рассмотрим одноступенчатую фрикционную передачу с внешним контактом мощностью 25 л. с. со стальными и эластичными катками.

Диаметр катка — $d = 80$ мм; длина катка — $L = 60$ мм; модуль упругости стальных катков $E_{ст} = 2 \cdot 10^{10}$ кг/м²; приведенный модуль упругости эластичных катков $E_{эл} = 8 \cdot 10^3$ кг/м²; обороты $n = 1500$ об/мин; коэффициент трения $f = 0,02$; передаточное отношение $i = [1]$.

Как показывает расчет, необходимое усилие прижатия для передачи требуемой мощности равно 14920 кг.

Определим величину деформации, ширину площадки контакта и контактные напряжения для стального и эластичного катков I.

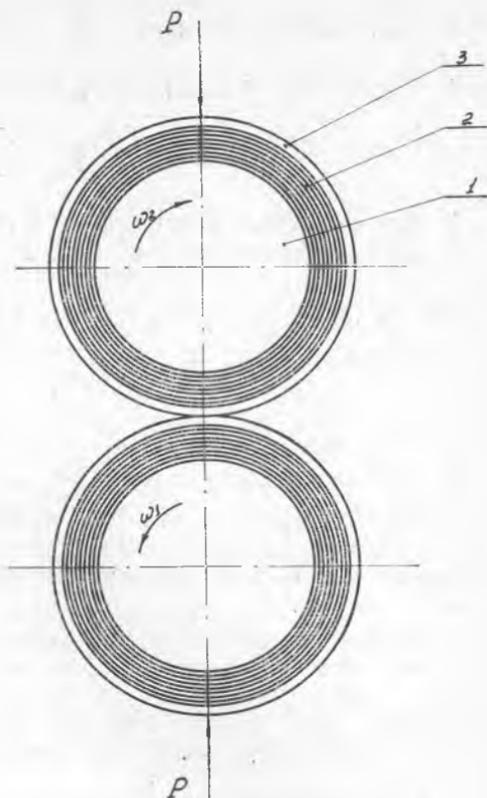


Рис. 1.

1. Величина деформации

$$\delta = 1,3 \frac{P}{EL} \cdot \lg \frac{33,5 \cdot E \cdot L}{N \cdot P} \quad (1)$$

где δ — величина деформации, м; P — усилие прижатия, кг; L — длина катка, м; E — модуль упругости, кг/м²; $N = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$ — приведенный радиус кривизны; r — радиус катка, м.

В результате расчетов было получено:

1. Для стального катка — $\delta_{ст} = 0,0765$ мм.

2. Для эластичного катка — $\delta_{эл} = 1,36$ мм.

II. Ширина площадки контакта

$$b = 1,52 \sqrt{\frac{P}{L \cdot E \cdot N}}. \quad (2)$$

1. Для стального катка — $b_{ст} = 0,769$ мм.

2. Для эластичного катка — $b_{эл} = 3,78$ мм.

III. Максимальные напряжения

$$\sigma_{max} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E \cdot N}{L}}. \quad (3)$$

1. Для стального катка — $\sigma_{max}^{ст} = 20900$ кг/см².

2. Для эластичного катка — $\sigma_{max}^{эл} = 4170$ кг/см².

Расчет показывает, что при выбранном приведенном модуле упругости эластичного катка максимальные контактные напряжения в пять раз меньше, чем у стального монолитного катка.

Данное обстоятельство дает возможность резко увеличить долговечность передачи по усталостным контактным напряжениям либо увеличить усилия прижатия до достижения допускаемых для стали контактных напряжений и, следовательно, существенно увеличить мощность фрикционной передачи.

Оценка деформации многослойного катка в радиальном направлении показывает, что она имеет существенную величину, что естественно приведет к возникновению изгибных напряжений в толкостенной втулке 3.

Большие изгибные напряжения могут привести к быстрой поломке втулки 3.

Учитывая, что при данной деформации величина изгибных напряжений (долговечность) зависит от толщины стенки втулки, выберем ее толщину, исходя из требуемой долговечности.

В этом случае должно выполняться условие:

$$\sigma_{и max} < \sigma_{-1}, \quad (4)$$

где $\sigma_{и max}$ — максимальные изгибные напряжения, кг/см²;

σ_{-1} — допускаемые изгибные напряжения, обеспечивающие требуемую долговечность, кг/см².

При расчете изгибных напряжений [2] в первом приближении можно воспользоваться схемой, где рассматриваемые втулки представлены в виде колец.

В этом случае изгибающий момент будет:

$$M_{\text{и}} = 0,3183 P_1 \cdot r, \quad (5)$$

где P_1 — сила, вызывающая деформацию рассматриваемой втулки, кгс.

Зная деформацию кольца, определим величину силы P_1 из соотношения:

$$\delta = 0,137 \frac{P_1 \cdot r^3}{E \cdot I}, \quad (6)$$

где $I = \frac{b \cdot h^3}{12}$ — момент инерции сечения, м^4 .

Примем толщину стенки $h = 1 \cdot 10^{-3}$ м, тогда сила $P_1 = 7,77$ кгс.

По найденной силе P_1 определяем изгибающий момент, который будет: $M_{\text{и}} = 0,0989$ кгс·м.

Зная изгибающий момент, находим изгибные напряжения из соотношения

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W} + \frac{P_1}{F}, \quad (7)$$

где $W = \frac{b \cdot h^2}{6} = 10_{\text{м}^3}^{-3}$ — момент сопротивления;

$F = b \cdot h = 6 \cdot 10_{\text{м}^2}^{-5}$ — площадь сечения.

С учетом W и F определяем, что изгибные напряжения будут: $\sigma_{\text{и}} = 10,02$ кгс/мм².

Расчет показывает, что изгибные напряжения значительно меньше допустимых, следовательно, наружная контактная втулка обеспечивает требуемую долговечность.

В связи с тем, что наружная контактная втулка 3 во время работы испытывает растягивающие напряжения от силы трения, произведем проверку ее прочности по напряжениям растяжения

$$\sigma^{\text{н}} = \frac{T}{F} = \frac{P \cdot f}{F}. \quad (8)$$

Расчет показывает, что напряжения растяжения равны: $\sigma^{\text{н}} = 1,42$ кгс/мм², что значительно меньше допускаемых напряжений при растяжении для стали.

Анализ предварительных расчетов показывает, что предложенная конструкция обладает большим запасом по статическим и усталостным напряжениям. Кроме того, из расчета видно, что данная конструкция позволяет значительно увеличить усилия прижатия катков друг к другу и повысить мощность, передаваемую одной парой фрикционных катков без увеличения габаритов.

Вместе с тем на предельно допустимые контактные напряжения и передаваемую мощность эластичных катков будет

оказывать существенное влияние относительное проскальзывание трущихся поверхностей и тепловыделение в зоне контакта.

Последнее обстоятельство, особенно в быстроходных передачах, может быть определяющим для данной конструкции. Однако полная оценка преимуществ и работоспособности предлагаемой конструкции возможна лишь на основании проведения теплового и контактно-гидродинамического расчетов, а также длительного экспериментального исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бейзельман Р. Д. и Цыпкин Б. В. Подшипники качения (справочник).
2. Справочник машиностроения, т. III.