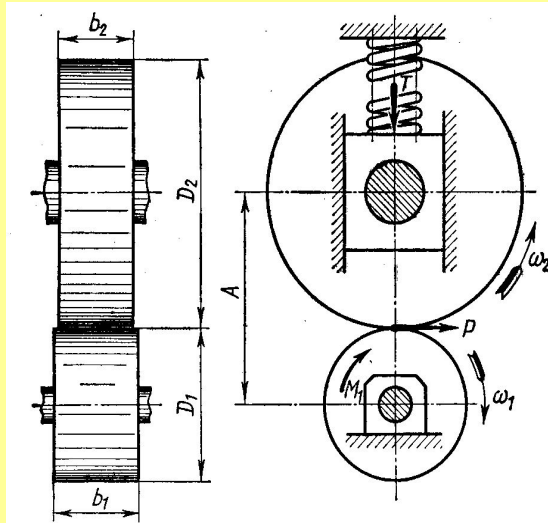


Тема: ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ
2. КЛАССИФИКАЦИЯ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ
3. ДОСТОИНСТВА, НЕДОСТАТКИ И ПРИМЕНЕНИЕ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ
4. К. П. Д. ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ
5. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ФРИКЦИОННЫХ КАТКОВ
6. МАТЕРИАЛЫ КАТКОВ
7. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА
8. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ
9. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ
10. УСИЛИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕ
11. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ГЛАДКИМ ОБОДОМ
12. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ
13. КОНИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА
14. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО КОНИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ
15. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ
16. УСИЛИЯ В КОНИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧЕ
17. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ
18. ВАРИАТОРЫ
19. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

УСЛОВИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ



Условие
работоспособности
передачи
 $T_{тр} \geq P$,

где P — передаваемое окружное усилие;
 $T_{тр}$ — сила трения в месте контакта катков.

В фрикционной передаче движение от ведущего катка к ведомому передается силами трения, которые возникают в месте контакта двух прижатых друг к другу катков

Достоинства:

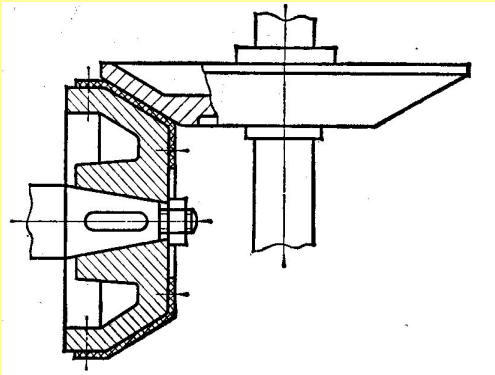
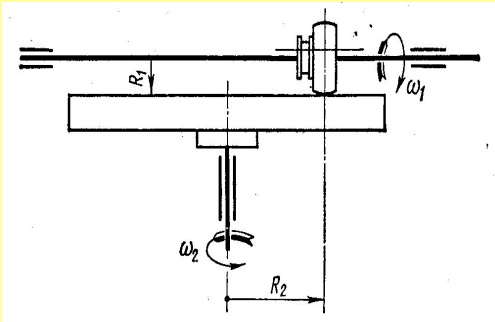
1. Простота конструкции и обслуживания.
2. Равномерность и бесшумность вращения.
3. Возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без останова передачи.

Недостатки:

1. Большой и неравномерный износ рабочих поверхностей катков при буксовании.
2. Большие нагрузки на валы и подшипники от прижимного усилия T , что увеличивает их размеры и делает передачу громоздкой. Этот недостаток ограничивает величину передаваемой мощности.
3. Непостоянное передаточное число i из-за проскальзывания катков.

Нарушение условия $T_{тр} \geq P$ приводит к буксованию. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему; при этом рабочие поверхности катков изнашиваются. Для создания требуемой силы трения $T_{тр}$ катки прижимают друг к другу силой T , величина которой во много раз превышает усилие P .

КЛАССИФИКАЦИЯ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ



В зависимости от назначения различают фрикционные передачи 1) с **не регулируемым** передаточным числом (см. рис. 1); 2) с **бесступенчатым (плавным) регулированием** передаточного числа (рис. 2). Это **вариаторы**.

В зависимости от взаимного расположения осей валов фрикционные передачи бывают: 1) **цилиндрические** при параллельных осях (см. рис. 1); 2) **конические** при пересекающихся осях (рис. 3); 3) **лобовые** при скрещивающихся осях (см. рис. 2).

В зависимости от условий работы фрикционные передачи подразделяют на 1) **открытые** — работают всухую и 2) **закрытые** — работают в масляной ванне.

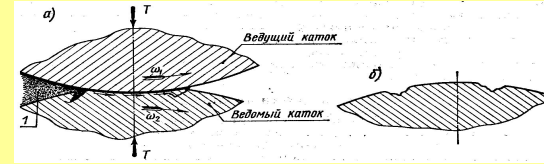
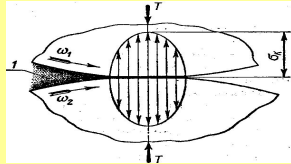
В открытых фрикционных передачах коэффициент трения f выше, прижимное усилие катков T меньше. В закрытых фрикционных передачах масляная ванна обеспечивает хороший отвод тепла, делает скольжение менее опасным, увеличивает долговечность передачи.

Применение. Фрикционные передачи с нерегулируемым передаточным числом в машиностроении применяют редко, например в фрикционных прессах, молотах. Для силовых передач они громоздки и малонадежны. Их применяют преимущественно в приборах (спидометры, магнитофоны и др.), где требуется плавность и бесшумность работы.

Фрикционные передачи— вариаторы — широко применяются в металлорежущих станках, в текстильных и транспортирующих машинах и т. д. Фрикционные передачи предназначены для мощностей, не превышающих 20 кВт, окружная скорость катков допускается до 25 м/сек.

К.П.Д. фрикционных передач зависит от потерь на скольжение катков и потерь в подшипниках. Скольжение в зоне контакта обусловлено деформациями поверхностей катков. Потери в подшипниках определяется прижимным усилием T .

Для закрытых фрикционных передач $\eta=0,88 — 0,93$, для открытых $\eta=0,68 — 0,86$.



Усталостное выкрашивание (питтинг). Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Прижимное усилие T вызывает в месте соприкосновения катков высокие циклические контактные напряжения, которые способствуют развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях. В поверхностном слое катка образуются наклонные микротрещины в результате пластического течения металла (рис. 5, а). Силы трения сдвигают металл, а масло высокого давления заполняет раскрытые трещины. При закрытии трещин давление масла возрастает и частицы металла выкалываются (рис. 5, б). На рабочей поверхности катка появляются мелкие раковины.

Задир. Возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков. В месте касания катков развивается высокая температура, масляный слой разрывается, и катки непосредственно соприкасаются друг с другом. В результате происходит привар частиц металла с последующим отрывом от катков. Эти частицы задирают рабочие поверхности в направлении скольжения.

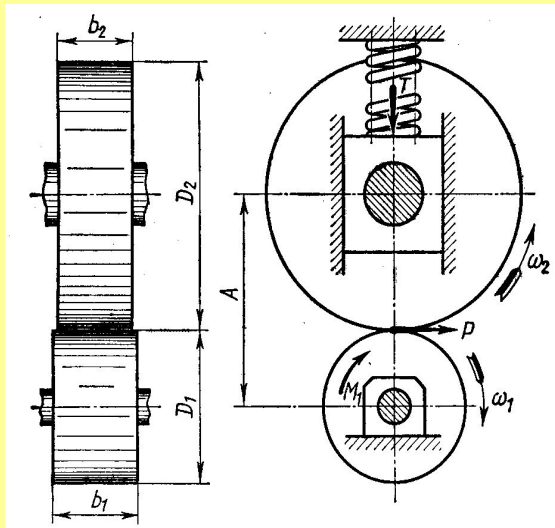
Износ. Повышенный износ имеют открытые передачи, вследствие упругого скольжения и пробуксовывания. Все виды разрушения рабочих поверхностей катков зависят от величины контактных напряжений σ_0 .

Материал фрикционных катков должны иметь высокие коэффициент трения f и модули упругости E , быть износостойкими и влагонепоглощающими, во время работы не засаливаться.

Для фрикционных катков применяют следующие сочетания материалов:

1. **Закаленная сталь по закаленной стали.** Рекомендуются стали: 40ХН, 18ХГТ, ШХ15 и др. Применяют в быстроходных закрытых силовых передачах. Такие передачи отличаются высокими износостойкостью и к. п. д., малыми габаритами, но требуют точность изготовления.
2. **Чугун по стали или чугуну.** Применяют в открытых тихоходных силовых передачах. Для увеличения твердости рабочие поверхности чугунных катков отбеливают. Для повышения коэффициента трения часто рабочую поверхность одного из катков облицовывают фрикционным материалом: прессованным асбестом, ферродо и др.
3. **Текстолит, гетинакс или фибра по стали.** Применяют в малонагруженных открытых передачах. Катки из этих материалов имеют пониженную износостойкость и малый к.п.д.

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ



На рис. показана схема простейшей цилиндрической фрикционной передачи с нерегулируемым передаточным числом. Подшипники ведомого вала выполнены плавающими и находятся под действием пружины сжатия, вследствие чего обеспечивается прижимное усилие T .

В передаче с цилиндрическими катками

$$i = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / [D_1(1 - \varepsilon)] \approx D_2 / D_1$$

где ε — коэффициент скольжения. $\varepsilon = 0,005 \text{ — } 0,03$.

В связи с проскальзыванием ведомого катка относительно ведущего угловая скорость ведомого вала ω_2 , несколько меньше теоретической скорости ω_2' , подсчитанной без учета скольжения. Величина скольжения оценивается коэффициентом скольжения $\varepsilon = (\omega_2' - \omega_2) / \omega_2'$.

В силовых передачах рекомендуется $i \leq 6$.

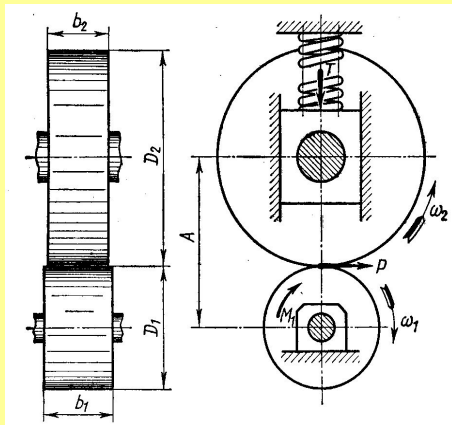
1. Межосевое расстояние
2. Диаметр ведущего катка
3. Диаметр ведомого катка

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_1(1+i)}{2}$$

$$D_1 = \frac{2A}{1+i}$$

$$D_2 = D_1 i = \frac{2Ai}{1+i}$$

Усилия в цилиндрической фрикционной передаче



При работе фрикционных передач (см. рис. 1) должно соблюдаться условие $T_{тр} \geq P$, где сила трения $T_{тр} = fT$.

Окружное усилие

$$P = \frac{2M_1}{D_2} = \frac{M_1(1+i)}{A}$$

Следовательно,

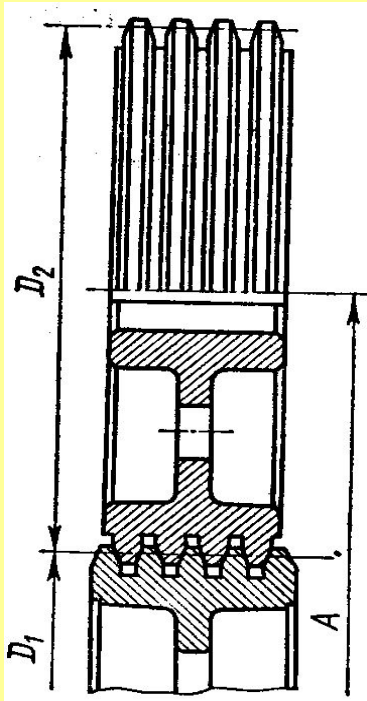
$$fT \geq \frac{M_1(1+i)}{A}$$

откуда прижимное усилие

$$T = K \frac{M_1(1+i)}{fA} = K \frac{P}{f}$$

где K — коэффициент нагрузки (запас сцепления), вводится для предупреждения пробуксовывания катков от перегрузок, в частности, в период пуска.

Применение цилиндрической передачи с клинчатым ободом (рис. 2) уменьшает прижимное усилие T почти в три раза. Однако эта передача применяется редко, так как имеет повышенный износ рабочих поверхностей ручьев из-за геометрического скольжения.



Расчет по контактным напряжениям. Для фрикционных передач с металлическими катками основным критерием работоспособности является усталостная прочность, которая оценивается величиной контактных напряжений. Наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{\text{ПР}}}{\rho_{\text{ПР}}}}$$

где q — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий (погонная нагрузка).

Для фрикционной цилиндрической передачи $q = \frac{T}{b_2} = \frac{M_1 K(1+i)}{b_2 f A}$

b_2 — расчетная ширина обода катков;

$E_{\text{ПР}}$ — приведенный модуль упругости

$$E_{\text{ПР}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

E_1 , и E_2 , — модули упругости материалов ведущего и ведомого катков;

$\rho_{\text{ПР}}$ — приведенный радиус кривизны цилиндрических катков;

$$\rho_{\text{ПР}} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{D_1 D_2}{2(D_1 + D_2)} = \frac{D_2}{2(1+i)} = \frac{A i}{(1+i)^2}$$

Подставив указанные значения q , $E_{\text{ПР}}$ и $\rho_{\text{ПР}}$ в формулу (Ф.8)

получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_k = \frac{0,418}{A} \sqrt{\frac{E_{\text{ПР}}}{f} \cdot \frac{M_1 K(1+i)^2}{b_2 \cdot i}} \leq [\sigma]_k$$

Выразив значение b_2 , через A , т. е. $b_2 = \phi_A \cdot A$, получим формулу проектного расчета

$$A \geq (1 + i)^3 \sqrt{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_K}\right)^2 \cdot \frac{E_{ГП} \cdot M_1 \cdot K}{f \cdot \phi_A \cdot i}}$$

где $[\sigma]_K$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков. Для закаленных сталей при хорошей смазке $[\sigma]_K = 600 \text{ — } 800 \text{ н/мм}^2$ (модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2$); для чугунов $[\sigma]_K = 1,5 \sigma_{\text{ВИ}}$ ($E = 1,1 \cdot 10^5 \text{ н/мм}^2$), где $\sigma_{\text{ВИ}}$ — предел прочности чугуна при изгибе; для текстолита $[\sigma]_K = 80 \dots 100 \text{ н/мм}^2$ ($E = 6 \cdot 10^3 \text{ н/мм}^2$);

$\phi_A = b_2/A$ — коэффициент ширины обода катков. Величина ϕ_A влияет на габариты передачи, ее к. п. д., точность изготовления и монтажа, на величину прижимного усилия. Чем больше ϕ_A , тем меньше масса и габариты передачи за счет уменьшения A , но больше ширина обода катков, что затрудняет получение кон- такта по всей длине. С увеличением ϕ_A повышается требуемая точность изготовления и монтажа. Обычно принимают $\phi_A = 0,2 \text{ — } 0,4$. Предельное значение ширины большого катка $b_2 \leq D_1$, чему соответствует $\phi_A \leq 2/(1+i)$.

Для компенсации неточностей монтажа ширину малого катка принимают

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм.}$$

Полученные формулы справедливы для материалов катков, подчиняющихся закону Гука.

Расчет по нагрузке на единицу длины контактной линии. Для фрикционных передач из материалов, деформации которых не следуют закону Гука (фибра, резина и др.), *основным критерием работоспособности является износостойкость*. В этих случаях передачи рассчитывают из условия ограничения нагрузки q на единицу длины контактной линии.

Учитывая формулу вычисления q , получим формулу проверочного расчета:

$$q = \frac{T}{b_2} = \frac{M_1 K (1 + i)}{b_2 f A} \leq [q]$$

Выразив значение b_2 через A , т. е. $b_2 = \phi_A \cdot A$, получим формулу проектного расчета:

$$A = \sqrt{\frac{M_1 \cdot K \cdot (1 + i)}{[q] \cdot f \cdot \phi_A}}$$

где $[q]$ — допускаемая нагрузка на единицу длины контактной линии для менее прочного из материалов пары катков. Для фибры по стали всухую $[q] = 34 — 39$ н/мм²; для резины по стали всухую $[q] = 10 — 28$ н/мм².

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ГЛАДКИМ ОБОДОМ

Исходные данные:

1. Передаваемая мощность N или вращающий момент M на ведущем или ведомом катке.
2. Угловые скорости катков ω_1 и ω_2 или одна из них и передаточное число i .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Выбирают материалы катков в зависимости от условий работы и для менее прочного материала принимают допустимое напряжение $[\sigma]_K$ или допустимую нагрузку на единицу длины контактной линии $[q]$.
2. Задаются расчетными коэффициентами K и φ_A .
3. Определяют требуемое межосевое расстояние передачи A из условия контактной прочности или из условия ограничения погонной нагрузки.
4. Определяют геометрические размеры катков, уточняя фактическое межосевое расстояние A' .
5. Полученные размеры передачи проверяют по контактными напряжениям σ_K или по нагрузке на единицу длины контактной линии q , сравнивая их с допустимой величиной $[\sigma]_K$ или $[q]$. Проверка нужна не только при уменьшении размеров, но и для выявления вычислительных ошибок. Разрешается недогрузка передачи до 10% и перегрузка до 5%.

ПРИМЕР ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ГЛАДКИМ ОБОДОМ

Пример 1. Рассчитать закрытую фрикционную цилиндрическую передачу с гладким ободом для привода, винтового толкателя. Вращающий момент на ведущем катке $M_1 = 46,4 \cdot 10^3$ н·мм. Передаточное число передачи $i = 3$.

Решение.

1. Для обоих катков закрытой передачи принимаем сталь 40ХН с поверхностной закалкой, для которой $[\sigma]_K = 800$ н/мм² и $E = 2,1 \cdot 10^5$ н/мм².

По формуле (Ф.9) приведенный модуль упругости (оба катка стальные) $E_{\text{пр}} = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ н/мм².

По табл. для закрытой передачи (при работе в масляной ванне) $f = 0,05$.

2. Для передачи принимаем $K = 1,4$; $\phi_A = 0,3$.

3. Определяем межосевое расстояние передачи

$$A \geq (1+i) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_K}\right)^2 \cdot \frac{E_{\text{пр}} \cdot M_1 \cdot K}{f \cdot \phi_A \cdot i}} = (1+3) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{800}\right)^2 \cdot \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 46,4 \cdot 10^3 \cdot 1,4}{0,05 \cdot 0,3 \cdot 3}} = 172 \text{ мм}$$

4. Определяем геометрические размеры передачи:

а) диаметры катков

$$D_1 = \frac{2A}{1+i} = \frac{2 \cdot 172}{1+3} = 86 \text{ мм. Принимаем } D_1 = 90 \text{ мм.}$$

$$D_2 = D_1 \cdot i = 90 \cdot 3 = 270 \text{ мм}$$

б) фактическое межосевое расстояние

$$b_2 = \phi_A \cdot A' = 0,3 \cdot 180 = 54 \text{ мм. Принимаем } b_2 = 55 \text{ мм, } b_1 = 60 \text{ мм.}$$

5. Полученные размеры передачи проверяем по величине контактных напряжений

$$\begin{aligned} \sigma_K &= \frac{0,418}{A} \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} \cdot M_1 K (1+i)^2}{f \cdot b_2 \cdot i}} = \frac{0,418}{180} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 45,4 \cdot 10^3 \cdot 1,4 (1+3)^2}{0,05 \cdot 55 \cdot 3}} = \\ &= 755 \text{ н/мм}^2 \leq [\sigma]_K = 800 \text{ н/мм}^2 \end{aligned}$$

Недогрузка передачи составляет 5,6%, что допустимо.

ПРИМЕР ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ГЛАДКИМ ОБОДОМ

6. Окружное усилие

$$P = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 46,4 \cdot 10^3}{90} = 1,03 \cdot 10^3 \text{ н.}$$

Определяем прижимное усилие

$$T = K \frac{P}{f} = 1,4 \frac{1,03 \cdot 10^3}{90} = 1,03 \cdot 10^3 \text{ н.}$$

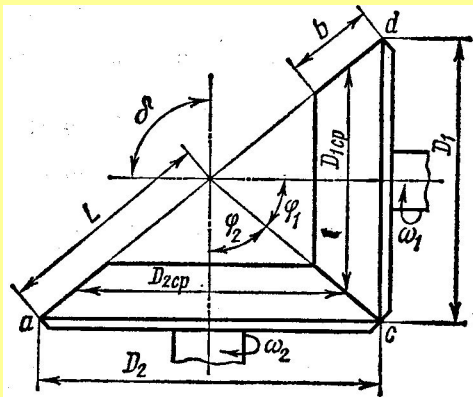
В данном примере прижимное усилие T больше окружного усилия P

$$\frac{T}{P} = \frac{28,8 \cdot 10^3}{1,03 \cdot 10^3} = 28 \text{ раз}$$

что является крупным недостатком фрикционных передач

ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО и ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ

14



Фрикционная передача между валами с пересекающимися осями осуществляется коническими катками. Угол между осями валов δ может быть различным, чаще всего $\delta = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$, где φ_1 и φ_2 — углы при вершинах конусов ведущего и ведомого катков. Без учета проскальзывания, согласно рисунку,

$$i = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = 1 / \operatorname{tg} \varphi_1$$

Для конических фрикционных передач рекомендуется $i \leq 4$.

1. Конусное расстояние. Из треугольника acd (см. рис.)

$$L = \frac{1}{2} \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \frac{D_1}{2} \sqrt{1 + i^2} = \frac{D_2}{2i} \sqrt{1 + i^2}$$

2. Диаметр ведущего катка

$$D_1 = \frac{2L}{\sqrt{1 + i^2}} = 2L \cdot \operatorname{Sin} \varphi_1$$

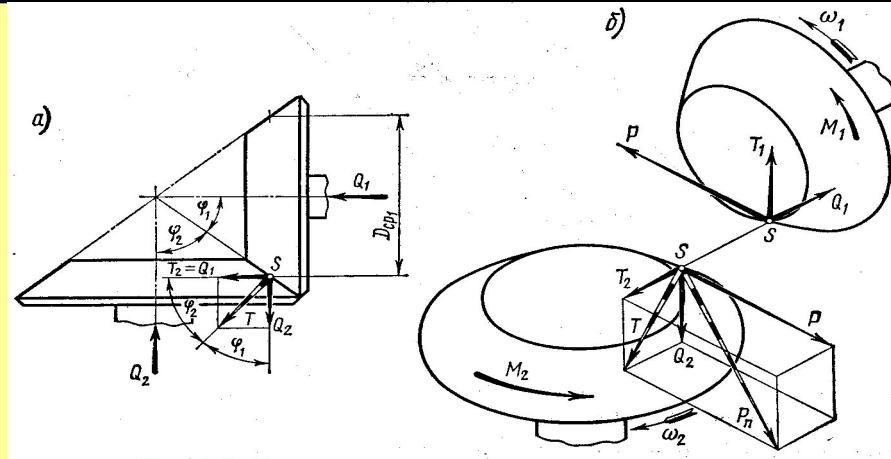
3. Диаметр ведомого катка

$$D_2 = D_1 i = \frac{2L \cdot i}{\sqrt{1 + i^2}} = 2L \cdot \operatorname{Sin} \varphi_2$$

4. Средний диаметр катков

$$D_{cp} = D - b \cdot \operatorname{Sin} \varphi$$

Усилия в конической фрикционной передаче



Усилия в конической передаче определяют по размерам средних сечений катков, в которых лежит условная точка приложения равнодействующей P_n (см. рис. б). По условию работоспособности передачи $T_{\text{ТР}} \geq P$, где сила трения между катками $T_{\text{ТР}} = fT$, а окружное усилие $P = 2M_1/D_{\text{ср1}}$. Следовательно, нормальное прижимное усилие

$$T = K \frac{T_{\text{ТР}}}{f} = K \frac{P}{f} = K \frac{2M_1}{f \cdot D_{\text{ср1}}}$$

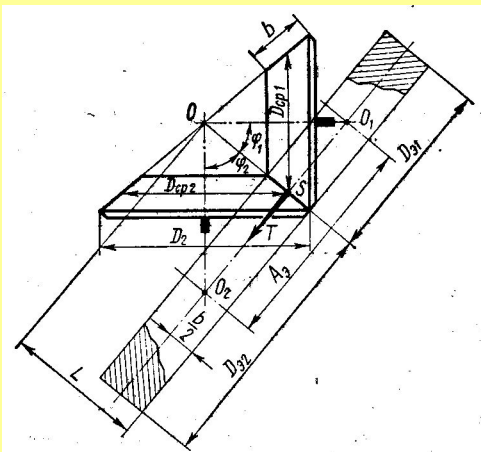
где K — коэффициент нагрузки (см. выше).

Осевые усилия ведущего и ведомого катков (см. рис. а)

$$Q_1 = T \cdot \sin \varphi_1; \quad Q_2 = T \cdot \sin \varphi_2;$$

Радиальные усилия катков (см. рис. б)

$$T_1 = Q_2; \quad T_2 = Q_1.$$



Расчет на контактную прочность фрикционных передач с коническими катками ведется аналогично расчету передач с цилиндрическими катками, для чего коническую передачу заменяют эквивалентной ей цилиндрической передачей с диаметрами катков $D_{\text{Э1}}$ и $D_{\text{Э2}}$. Эквивалентная передача получается в результате развертки средних дополнительных конусов, образующие которых равны $D_{\text{Э1}}/2$ и $D_{\text{Э2}}/2$.

Из треугольников OO_1S и OO_2S

$$0,5D_{\text{Э1}} = (L - 0,5b) \operatorname{tg} \varphi_1 = (L - 0,5b)/i;$$

$$0,5D_{\text{Э2}} = (L - 0,5b) \operatorname{tg} \varphi_2 = (L - 0,5b)i;$$

где b — ширина обода катков.

В параметрах эквивалентной цилиндрической передачи расчетное контактное напряжение

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{0,418}{A_{\text{Э}}} \sqrt{\frac{E_{\text{ПР}} \cdot M_{\text{Э1}} K (1+i_{\text{Э}})^3}{f \cdot b_2 \cdot i_{\text{Э}}}} \leq [\sigma]_{\text{к}}$$

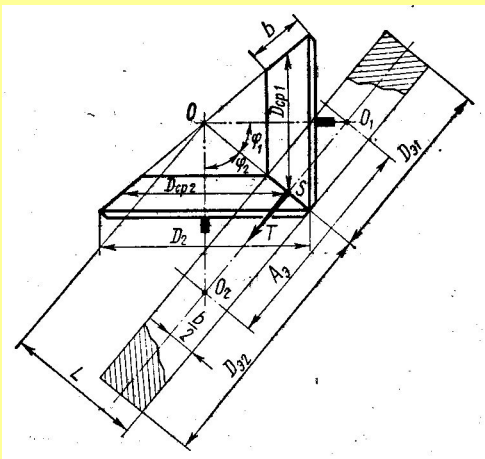
где межосевое расстояние эквивалентной передачи (см. рис.)

$$A_{\text{Э}} = 0,5 (D_{\text{Э1}} + D_{\text{Э2}}) = (L - 0,5b) (1+i)/i;$$

передаточное число эквивалентной передачи

$$i_{\text{Э}} = \frac{D_{\text{Э2}}}{D_{\text{Э1}}} = \frac{D_{\text{CP2}} \operatorname{Sin} \varphi_2}{D_{\text{CP1}} \operatorname{Sin} \varphi_1} = i \frac{\operatorname{Sin} \varphi_2}{\operatorname{Sin} \varphi_1}$$

при $\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$, $\operatorname{Sin} \varphi_1 = \operatorname{Cos} \varphi_2$; $\operatorname{tg} \varphi_2 = i$, следовательно, $i_{\text{Э}} = i^2$;



Момент на эквивалентном катке

$$M_{\text{Э}} = P \frac{D_{\text{Э1}}}{2} = P \frac{D_{\text{CP1}}}{2C \cos \varphi_1} = M_1 \frac{1}{\cos \varphi_1}$$

Преобразовав

$$\frac{1}{\cos \varphi_1} = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \varphi_1 + 1} = \sqrt{\left(\frac{1}{i}\right)^2 + 1} = \frac{\sqrt{1+i^2}}{i}$$

получим

$$M_{\text{Э1}} = M_1 \frac{\sqrt{1+i^2}}{i}$$

Подставив значения $A_{\text{Э}}$, $i_{\text{Э}}$ и $M_{\text{Э1}}$ получим формулу проверочного расчета конических фрикционных передач:

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{0,418}{(L - 0,5b)} \sqrt{\frac{E_{\text{ПР}}}{f} \cdot \frac{M_1 K (\sqrt{1+i^2})^3}{b \cdot i}} \leq [\sigma]_{\text{к}}$$

Выразив ширину обода b через L , т. е. $b = \psi_L L$ и заменив в формуле

$$L = \frac{D_2}{2i} \sqrt{1+i^2}$$

получим формулу для проектного расчета конических фрикционных передач (габаритные размеры конической передачи зависят от величины D_2 по которому и ведется проектный расчет передачи):

$$D_2 \geq 2i^3 \sqrt{\left(\frac{0,418}{[\sigma_{\text{к}}]}\right)^2 \frac{E_{\text{ПР}}}{f} \cdot \frac{M_1 K}{\psi_L (1 - 0,5\psi_L)^2 i}}$$

где $\psi_L = b/L$ — коэффициент ширины обода. Обычно принимают $\psi_L = 0,25 \dots 0,3$.

Последовательность проектного расчета конических фрикционных передач аналогична расчету цилиндрических передач. Исключение составляет пункт 3, в котором определяют диаметр большого катка D_2 из условия контактной прочности.

ПРИМЕР ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Пример 2. Рассчитать открытую коническую фрикционную передачу для привода пресса. Требуемая мощность на ведомом валу $N_2=2$ кВт при $\omega_2=6,6$ рад/сек. Передаточное число $i=2$. Материал ведущего катка текстолит, ведомого - чугун.

Решение.

1. Для текстолита принимаем $[\sigma]_K=90$ н/мм², $E_1=6 \cdot 10^3$ н/мм². Для чугуна $E_2=1,1 \cdot 10^5$ н/мм². Определяем приведенный модуль упругости

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{6 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,13 \cdot 10^4 \text{ н/мм}^2$$

По табл. $f=0,25$. Для открытой передачи принимаем к. п. д. $\eta=0,75$. Определяем момент на ведомом валу

$$M_2 = 10^6 \cdot N_2 / \omega_2 = 10^6 \cdot 2 / 6,6 = 303 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм.}$$

Определяем момент на ведущем валу

$$M_1 = M_2 / (i \cdot \eta) = 303 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,75) = 202 \cdot 10^3 \text{ н} \cdot \text{мм.}$$

2. Для конической передачи принимаем $K=1,5$; $\psi_L=0,3$.

3. Определяем диаметр большого катка

$$\begin{aligned} D_2 &\geq 2i^3 \sqrt{\left(\frac{0,418}{[\sigma_K]}\right)^2 \frac{E_{\text{пр}}}{f} \cdot \frac{M_1 K}{\psi_L (1 - 0,5\psi_L)^2 i}} = \\ &= 2 \cdot 2^3 \sqrt{\left(\frac{0,418}{90}\right)^2 \frac{1,13 \cdot 10^4}{0,25} \cdot \frac{202 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{0,3(1 - 0,5 \cdot 0,3)^2 \cdot 2}} = 354 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем $D_2=355$ мм.

4. Геометрические размеры передачи:

а) конусное расстояние

$$L = \frac{D_2}{2i} \sqrt{1+i^2} = \frac{365}{2 \cdot 2} \sqrt{1+2^2} = 198,5 \text{ мм}$$

ПРИМЕР ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

19

б) ширина обода катков

$$b = \psi_L \cdot L = 0,3 \cdot 198,5 = 59,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 60 \text{ мм}$;

в) диаметры малого катка

$$D_1 = D_2 / i = 355 / 2 = 177,5 \text{ мм};$$

$$D_{CP1} = D_1 - b \cdot \sin \varphi_1 = 177,5 - 60 \sin 26^\circ 34' = 150,7 \text{ мм},$$

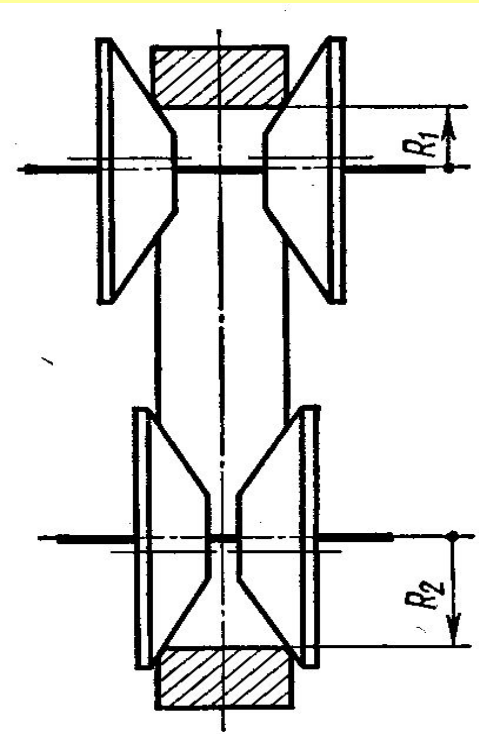
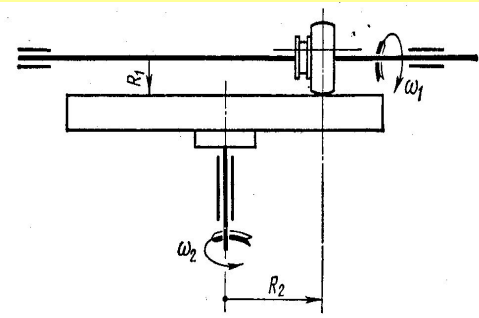
где $\operatorname{tg} \varphi_1 = 1/i = 1/2$; $\varphi_1 = 26^\circ 34'$.

5. Полученные размеры передачи проверяем по формуле контактных напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_k &= \frac{0,418}{(L - 0,5b)} \sqrt{\frac{E_{\text{ГПР}}}{f} \cdot \frac{M_1 K (\sqrt{1+i^2})^3}{b \cdot i}} = \\ &= \frac{0,418}{(198,5 - 0,5 \cdot 60)} \sqrt{\frac{1,13 \cdot 10^4}{0,25} \cdot \frac{202 \cdot 10^3 \cdot 1,5 (\sqrt{1+2^2})^3}{60 \cdot 2}} = \\ &= 88,8 \text{ н/мм}^2 \leq [\sigma]_k = 90 \text{ н/мм}^2 \end{aligned}$$

Недогрузка передачи составляет 1%, что допустимо.

ВАРИАТОРЫ

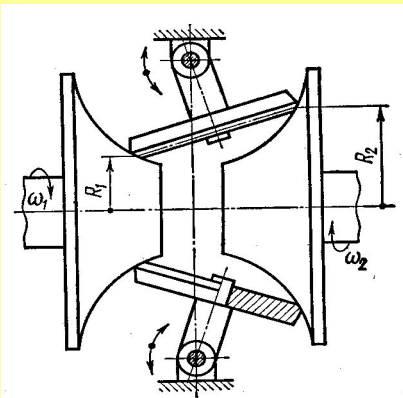
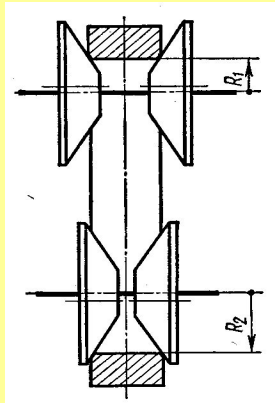
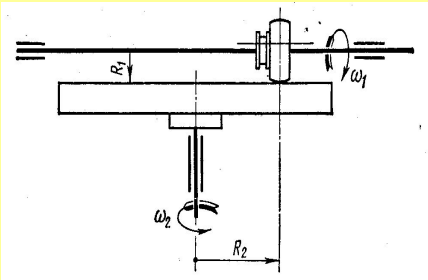


В современном машиностроении применяется большое число вариаторов с различными принципиальными схемами. *Вариаторы служат для плавного изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала.* Выполняются в виде отдельных механизмов с непосредственным контактом ведущего и ведомого катков (см. рис. 1) или с промежуточным элементом (см. рис. 2). Применяются в станках, прессах, конвейерах и т. п. Главной характеристикой вариатора является *диапазон регулирования*, равный отношению максимальной угловой скорости ведомого катка $\omega_{2\max}$ к минимальной его угловой скорости $\omega_{2\min}$:

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min}$$

Практически для одноступенчатых вариаторов $D=3\dots 8$.

В зависимости от формы тела качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.



Лобовые вариаторы (см. рис. 1). Применяются в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка вдоль вала, т. е. изменением радиуса R_2 . Допускают реверсирование вращения. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный к.п.д. вследствие разности скоростей на площадке контакта. Так как $R_1 = \text{const}$, то диапазон регулирования лобового вариатора $D = R_{2\text{max}}/R_{1\text{min}}$.

Вариаторы с раздвижными конусами (см. рис. 2) имеют наибольшее применение в машиностроении. Промежуточным элементом в тихоходных вариаторах является клиновой ремень или специальная цепь, в быстроходных — стальное кольцо. Плавное изменение угловых скоростей ведомого вала достигается раздвижением или сближением конусных катков, т. е. изменением расчетных радиусов катков R_1 и R_2 . Эти вариаторы имеют простую конструкцию, но значительные габариты.

Торовые вариаторы. На рис. 3 показана схема вариатора системы ЦНИИТмаш. Вариатор состоит из двух соосных катков с тороидной рабочей поверхностью и двух промежуточных дисков.

Регулирование угловых скоростей производится поворотом дисков с помощью рычажного механизма, в результате чего изменяются радиусы контакта R_1 и R_2 . Из всех вариаторов торовые наиболее компактны и совершенны, но имеют сложную конструкцию и требуют высокой точности изготовления.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ФРИКЦИОННЫХ ²² ПЕРЕДАЧ

1. Ведущий каток изготавливают из менее твердого материала, чем ведомый, чтобы при буксовании на рабочей поверхности ведомого катка не образовались лыски.
2. Ширину обода b_1 малого катка выполняют на 5—10мм больше расчетной величины b_2 на возможное осевое смещение катков из-за неточности сборки. Предельный размер $b_2 \leq D \min$, так как трудно обеспечить равномерное прилегание катков на большой ширине обода.
3. Прижимное устройство катков может создавать либо постоянную силу (с помощью пружины, силы тяжести конструкции и др.), либо быть самозатягивающимся; при этом прижимное усилие будет изменяться пропорционально изменению передаваемого момента. Вторым способом применяют в ответственных передачах.
4. Для уменьшения буксования при пуске в цилиндрических фрикционных передачах нажимным выполняют ведомый каток. В конических нажимным делают меньший каток.
5. В многоступенчатых приводах фрикционную передачу целесообразно применять на быстроходных ступенях.