

О РАБОТОСПОСОБНОСТИ БЫСТРОХОДНЫХ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Л. М. Фельдман

Рассматривая напряжения, возникающие в ремне плоскоремной или клиноремной передачи, работающей при постоянном межцентровом расстоянии, обычно принимают, что в ремне возникают напряжения от натяжения ремня σ_z , изгиба σ_u и центробежной силы $\sigma_{ц}$.

Суммарные напряжения в ремне

$$\sigma_{\max} = \sigma_z + \sigma_u + \sigma_{ц}. \quad (1)$$

При расчете ременной передачи на статическую прочность исходят из условия, что:

$$\sigma_{\max} \leq R_z, \quad (2)$$

где R_z — допускаемое напряжение материала ремня.

На основании зависимости Эйлера напряжение в ведущей ветви

$$\sigma_z = \frac{P e^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1) F_p}. \quad (3)$$

Величина напряжения от центробежной силы принимается

$$\sigma_{ц} = \frac{q V^2}{g F_p}. \quad (4)$$

Напряжение от изгиба ремня прямоугольного сечения, исходя из известных формул сопротивления материалов,

$$\sigma_u = E_p \cdot \frac{\delta}{D}, \quad (5)$$

- где P — окружное усилие в кг;
 e — основание натуральных логарифмов;
 f — коэффициент трения;
 α — геометрический угол обхвата;
 F_p — площадь сечения ремня в см²;
 q — погонный вес ремня в кг/м;
 V — окружная скорость в м/сек;
 g — ускорение силы тяжести в м/сек²;
 E_p — модуль упругости ремня в кг/см²;
 δ — толщина ремня в мм;
 D — диаметр шкива в мм.

Считая, что величина центробежной силы полностью воспринимается прямолинейным участком ремня, и подставляя значения уравнений из (3), (4), (5) в уравнения (1), (2), получим:

$$R_z \geq \frac{P}{F_p} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{qV^2}{gF_p} + E_p \frac{\delta}{D} \quad (6)$$

или

$$\frac{P}{F_p} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \leq R_z - E_p \frac{\delta}{D} - \frac{qV^2}{gF_p}.$$

При увеличении скорости значение $\frac{qV^2}{gF_p}$ возрастает, создавая дополнительную нагрузку на ремень, которая может полностью исчерпать статическую прочность ремня. Одновременно с этим центробежная сила отбрасывает ремень от шкива и тем самым снижает величину окружного усилия, которое может передавать ремень без пробуксовывания.

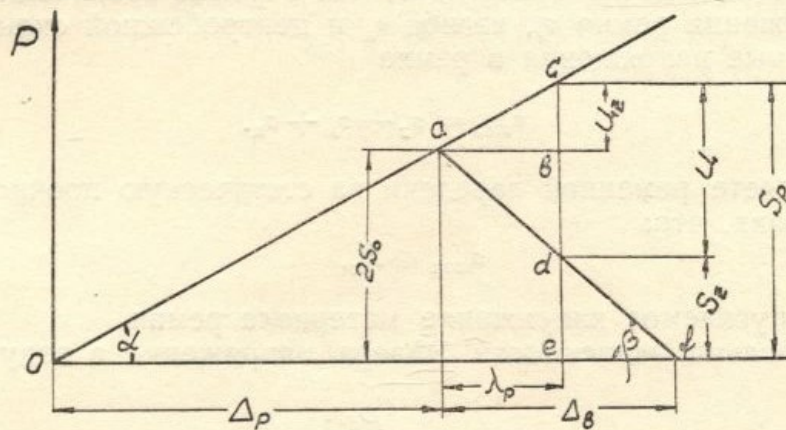


Рис. 1.

При определении напряжений в ремне от центробежной силы, а также отбрасывающей центробежной силы, Добровольский [1], Беляев [2], Поляков [3], [4], Иванов [5] и другие рассматривают условия равновесия ремня под действием центробежных сил при неизменном межцентровом расстоянии.

Все известные нам исследования не учитывают деформаций прямолинейных участков ремня, а также изгибных деформаций валов ременных шкивов. Действительная картина работы ременной передачи будет несколько иной.

Рассмотрим влияние центробежной силы в ременной передаче с неподвижными опорами валов, при угле обхвата 180° и работе вхолостую. (Учет передаваемой мощности и $\alpha \neq 180^\circ$ принципиально ничего не изменяет).

Если обозначить расстояние между осями шкивов до одевания ремня через A , то после одевания ремня с некоторым предварительным натяжением, равным S_0 , это расстояние уменьшится за счет прогиба валов y_1 и y_2 (рис. 1).

$$A_1 = A - y_1 - y_2.$$

Напряжение в ремне будет

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F_0}.$$

Сделав допущение, что ремень удлиняется только на прямолинейных участках, получим удлинение одной ветви ремня

$$\Delta_p = \frac{S_0 A}{E_p F_p}.$$

Прогиб валов под действием сил предварительного натяжения ремня $2S_0$ будет

$$y_1 \approx \frac{2S_0 l_1^3}{48E_B I_1}; \quad y_2 \approx \frac{2S_0 l_2^3}{48E_B I_2} \quad \text{при расположении шкивов посередине между опорами}$$

и

$$y_1 \approx \frac{2S_0 l_1^3}{3E_B I_1}; \quad y_2 \approx \frac{2S_0 l_2^3}{3E_B I_2} \quad \text{при консольном расположении шкивов,}$$

где l_1 и l_2 — расстояние между опорами при расположении шкивов посередине или расстояние от шкива до опоры при консольном расположении шкива,

E_B — модуль упругости материала вала,

I_1 и I_2 — моменты инерции соответствующих валов.

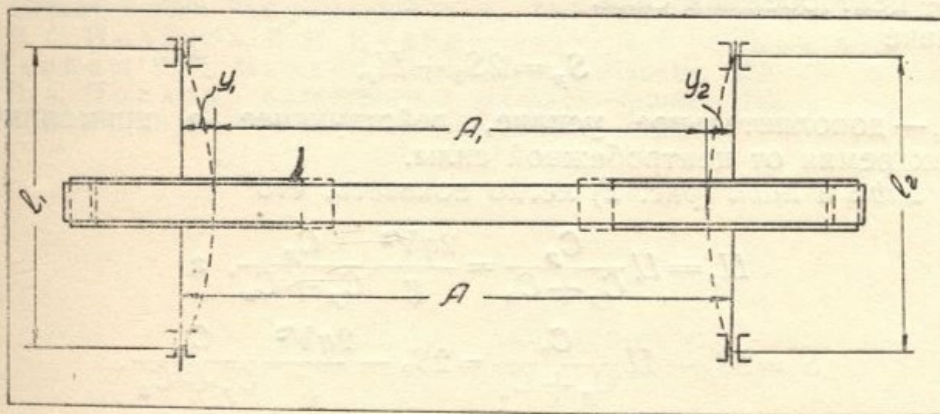


Рис. 2.

Принимая деформации валов и ремня пропорциональными нагрузкам, можем построить схему их совместной работы, аналогичную со схемой для предварительно затянутых болтов.

По оси ординат (рис. 2) отложим величину предварительного натяжения ремня $2S_0$, по оси абсцисс — вызванное этим натяжением удлинение прямолинейного участка ремня Δ_p .

Соединив точку a с началом координат прямой ¹, получим линию деформации ремня Oa . Под действием силы $2S_0$ валы прогнутся на величину $\Delta_B = y_1 + y_2$.

Проведем через точку a прямую линию деформации валов af , под углом β к оси абсцисс. Так как деформации Δ_p и Δ_B пропорциональны силам, то не трудно показать, что в этом случае

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{E_p F_p}{A} = C_p,$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{2S_0}{\Delta_B} = C_B,$$

¹ При этом принимаем $E_p = \text{const}$, что почти не скажется на результатах, так как модуль упругости ремня при рабочих напряжениях незначительно изменяется.

где $\Delta_b = y_1 + y_2$ — прогиб валов над действием предварительного натяжения ремня $2S_0$,

Δ_p — растяжение одной ветви ремня под действием S_0 ,
 C_p и C_b — соответственно коэффициенты жесткости ремня и валов.

Рассмотрим теперь нагрузку на ремень и валы при вращении шкивов (без передачи окружного усилия).

При скорости ремня, равной V , центробежная сила, действующая на 2 ветви ремня, будет $\Pi = \frac{2qV^2}{g}$.

Под действием центробежной силы ремень будет дополнительно растягиваться на величину λ_p , а давление ремня на шкив будет уменьшаться.

Отложив дополнительное удлинение λ_p по оси абсцисс и восстановив перпендикуляр до пересечения с продолжением линии деформации ремня, получим нагрузку, действующую на ремень S_p . При удлинении ремня на величину λ_p на такую же величину уменьшится прогиб валов.

Следовательно, величина нагрузки на ремень $S_p = S_z + \Pi$, где S_z — оставшаяся нагрузка, изгибающая валы,

Π — центробежная сила.

Или иначе

$$S_p = 2S_0 + \Pi_z,$$

где Π_z — дополнительное усилие, действующее в прямолинейных участках ремня от центробежной силы.

Из Δabc и Δabd (рис. 2) легко показать, что

$$\Pi_z = \Pi \frac{C_p}{C_p + C_b} = \frac{2qV^2}{g} \frac{C_p}{C_p + C_b}, \text{ а}$$

$$S_z = 2S_0 - \Pi \frac{C_b}{C_p + C_b} = 2S_0 - \frac{2qV^2}{g} \frac{C_b}{C_p + C_b}.$$

Следовательно, дополнительное напряжение, действующее в каждой ветви ремня, от центробежной силы

$$\sigma'_n = \frac{\Pi_z}{2F_p} = \frac{qV^2}{gF_p} \frac{C_p}{C_p + C_b}.$$

Обозначив коэффициент жесткости конструкции ременной передачи $\frac{C_p}{C_p + C_b}$ через k получим

$$\sigma'_n = \frac{qV^2}{gF_p} k. \quad (7)$$

Таким образом, вследствие деформативности ремня и валов передачи на ветви ремня действует не вся центробежная сила, а только ее часть.

При работе ременной передачи под нагрузкой усилия в ветвях ремня перераспределяются, но сумма усилий в обеих ветвях остается такой же, как и в передаче, работающей вхолостую

$$S_1 + S_2 + \Pi_z = 2S_0 + \Pi_z.$$

Следовательно, в работающей передаче величина напряжений от центробежной силы будет такой же, как и в передаче, работающей

вхолостую. В этом случае максимальное напряжение в ведущей ветви ремня будет

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{F_p} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + E_p \frac{\delta}{D} + \frac{qV^2}{gF_p} k. \quad (8)$$

Коэффициент жесткости конструкции ременной передачи k зависит от межцентрового расстояния, а также податливости валов и опор.

Конструкция опор может в ряде случаев оказать существенное влияние на общую податливость системы.

При неизменном межцентровом расстоянии в обычных конструкциях можно принять $k = 0,1 \div 0,3$.

При незначительной жесткости валов, а также не жестких опор k может достигнуть значения $0,7 \div 0,8$ и, наконец, при подвижных опорах валов $k = 1$.

Отсюда следует, что конструкция ременной передачи оказывает существенное влияние на напряжения от центробежной силы, что особенно важно учитывать при расчете быстроходных передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. А. Добровольский. Детали машин. Гостехиздат Украины, Киев, 1950.
2. Детали машин, под редакцией Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1953.
3. В. С. Поляков, В. Н. Кудрявцев, М. П. Зубанов, А. С. Аносов, И. Д. Барбаш, В. Д. Мягков. Детали машин. Машгиз, 1953.
4. В. С. Поляков. Клиноременные передачи, Машгиз, 1947.
5. Е. А. Иванов. Ременные передачи, Машгиз, 1948.