

УДК 621.867

А.А. Реутов, В.И. Аверченков

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПРИВОДА ТЯГОВОГО КАНАТА

Рассмотрено устройство и работа ременного привода тягового каната. Получены формулы для расчета силы тяги каната, коэффициента полезного действия механической части привода, скорости скольжения каната по ремню. Показано, что для повышения КПД необходимо увеличить жесткость на растяжение ремня, уменьшить коэффициент трения приводного ремня по направляющей и силу натяжения ремня.

Ключевые слова: промежуточный привод, тяговый канат, приводной ремень, коэффициент полезного действия, скорость скольжения.

Применение приводных канатоведущих шкивов на подвесных конвейерах и канатных дорогах сопровождается большими габаритными размерами привода, так как диаметр канатоведущего шкива может достигать 8 м [1]. Уменьшить габариты, повысить эффективность приводов подвесных конвейеров и канатных дорог со сложной пространственной трассой возможно установкой промежуточных приводов тяговых канатов в местах искривления трассы. Для этого может быть использован ременный привод тягового каната, включающий замкнутый гибкий приводной орган, контактирующий с тяговым канатом. Ременный привод имеет значительно меньшие размеры и может быть установлен на участках с небольшим перегибом (искривлением) тягового каната под любым углом к горизонту.

Промежуточный привод, схема которого приведена на рис. 1, содержит выпуклую неподвижную направляющую, плоский или клиновой ремень, охватывающий направляющую, один или несколько приводных, натяжных и отклоняющих шкивов и расположенный между тяговым канатом и направляющей.

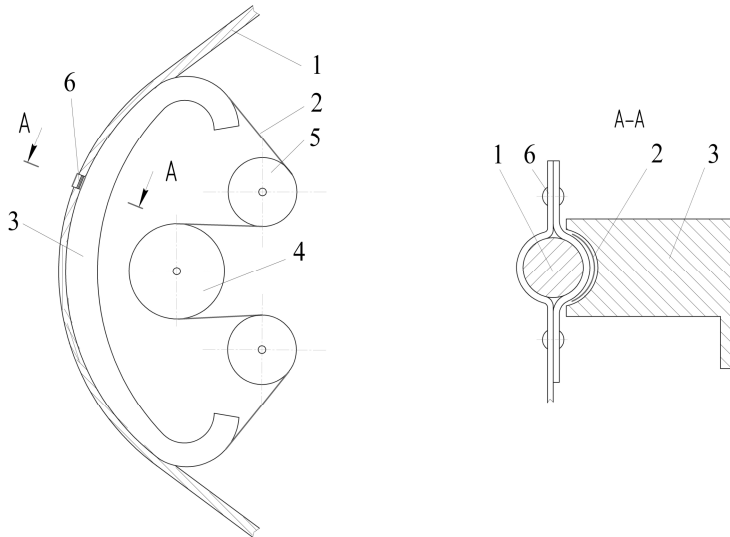


Рис. 1. Схема ременного привода тягового каната (вид сверху и разрез): 1 – тяговый канат, 2 – ремень, 3 – неподвижная направляющая, 4 – приводной шкив, 5 – отклоняющие шкивы, 6 – подвеска

каната по ремню и ремня по поверхности направляющей; R – радиус направляющей, м; S_K , S_P – силы растяжения каната и ремня, Н.

Проинтегрировав уравнения (1), получим

$$S_K = S_{Kn} e^{-f_2 \alpha} \quad , \quad S_P = (S_{Pn} + S_{Kn}) e^{f_1 \alpha} - S_{Kn} e^{-f_2 \alpha} \quad , \quad F_K = S_{Kn} (e^{-f_2 \alpha} - 1) \quad ,$$

На поверхности направляющей выполнен паз, ширина которого превышает ширину ремня. Поверхность паза покрыта антифрикционным материалом, например тефлоном. Минимальные значения радиусов направляющей и шкивов установлены требованиями [2].

Рассмотрим взаимодействие элементарных участков ремня и каната длиной dx и составим уравнения их равновесия:

$$dS_K = f_2 \frac{S_K}{R} dx \quad ,$$

$$dS_P = (f_1 \frac{S_K + S_P}{R} + f_2 \frac{S_K}{R}) dx \quad , \quad (1)$$

где f_1 , f_2 – коэффициенты трения

где α – угловая координата, определяющая положение сечения каната и ремня, рад; S_{Kn} , S_{Pn} – значения сил растяжения каната и ремня при $\alpha = 0$, Н; F_K – сила тяги каната, Н. Значение угловой координаты $\alpha = 0$ соответствует точке набегания ремня на направляющую.

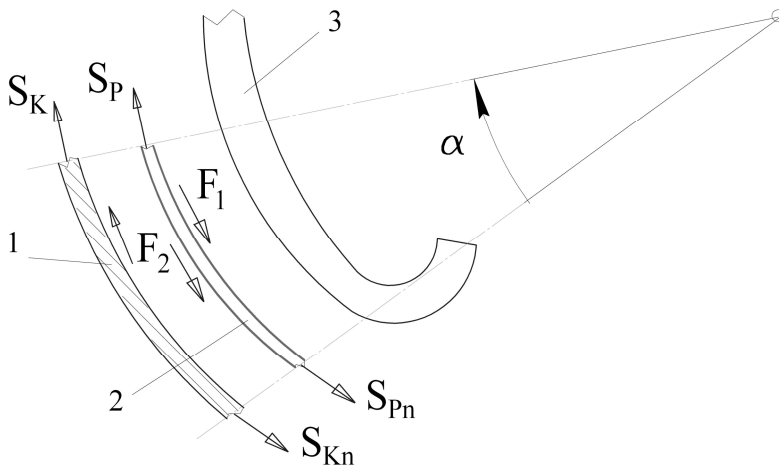


Рис. 2. Схема действия сил на участки каната и ремня (1 – тяговый канат, 2 – ремень, 3 – неподвижная направляющая)

На рис. 2 показаны силы, действующие на участки каната и ремня (F_1 – сила трения ремня по направляющей, F_2 – сила трения каната по ремню).

Для вычисления мощности сил трения, возникающих в приводе, запишем зависимости скоростей каната V_K и ремня V_P от угловой координаты α . С учетом [3]

$$V_K = V_{Kn} \left(1 + \frac{S_K - S_{Kn}}{E_K} \right),$$

$$V_P = V_{Pn} \left(1 + \frac{S_P - S_{Pn}}{E_P} \right),$$

где V_{Kn} , V_{Pn} – значения скоростей каната и ремня при $\alpha = 0$, м/с; E_K , E_P – жесткость на растяжение каната и ремня, Н.

Скорость скольжения каната по ремню $V_{CK} = V_P - V_K$.

На рис. 3 приведены графики изменения сил растяжения каната и ремня, скорости скольжения каната по ремню при $\alpha_0 = \pi/3$; $\alpha_3 = \pi$; $f_1 = 0,1$; $f_2 = f_3 = 0,4$; $S_{Kn} = 25$ кН; $V_{Kn} = V_{Pn} = 1$ м/с; $E_K = 0,2$ МН; $E_P = 1,2$ МН. Здесь α_0 – значение угловой координаты α (рад) в точке сбегания ремня с направляющей, α_3 – центральный угол дуги скольжения ремня по приводному шкиву (рад), f_3 – приведенный коэффициент трения ремня по поверхности приводного шкива.

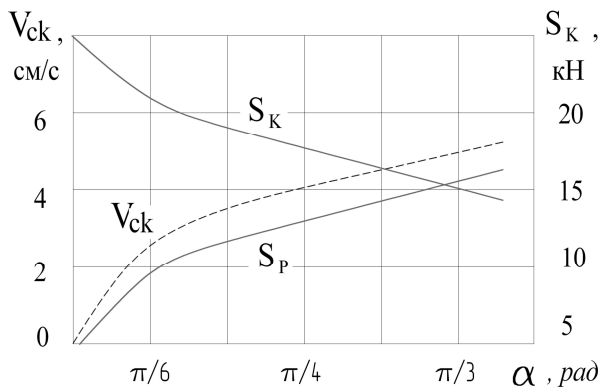


Рис. 3. Графики изменения сил растяжения каната S_K и ремня S_P , скорости скольжения каната по ремню V_{CK}

Здесь α_0 – значение угловой координаты α (рад) в точке сбегания ремня с направляющей, α_3 – центральный угол дуги скольжения ремня по приводному шкиву (рад), f_3 – приведенный коэффициент трения ремня по поверхности приводного шкива. Сила растяжения ремня S_P и скорость скольжения каната по ремню V_{CK} возрастают вдоль направляющей, сила растяжения каната S_K – уменьшается.

Привод ремня должен иметь систему регулирования, обеспечивающую согласование режимов работы всех приводов, равенство скоростей ремня и каната в точке начала их контакта

($V_{Pn} = V_{Kn}$) [4].

Мощности силы тяги каната и сил трения в приводе (Вт) вычислим по формулам:

$$W_K = \int_0^{\alpha_0} f_2 S_K V_K d\alpha, \quad W_2 = \int_0^{\alpha_0} f_2 S_K (V_P - V_K) d\alpha,$$

$$W_1 = \int_0^{\alpha_0} f_1 (S_K + S_P) V_P d\alpha, \quad W_3 = \int_0^{\alpha_3} f_3 S_P (V_{P0} - V_P) d\alpha,$$

где W_K – мощность силы тяги каната; W_1 – мощность силы трения ремня по направляющей; W_2 – мощность силы трения ремня по канату; W_3 – мощность силы трения ремня по приводному шкиву; V_{p0} – значение скорости ремня при $\alpha = \alpha_0$, м/с.

При необходимости направляющая может иметь центральный угол дуги α_0 меньше угла перегиба каната.

Коэффициент полезного действия механической части K_p промежуточного привода вычислим по формуле

$$K_p = \frac{W_K}{W_K + W_1 + W_2 + W_3}.$$

На рис. 4 приведены графики зависимости силы тяги каната F_K и КПД механической части K_p от центрального угла дуги направляющей α_0 при $f_2 = f_3 = 0,4$; $S_{Kn} = 25$ кН; $V_{Kn} = V_{Pn} = 1$ м/с, $E_K = 0,2$ МН; $E_P = 1,2$ МН; $\alpha_3 = \pi$.

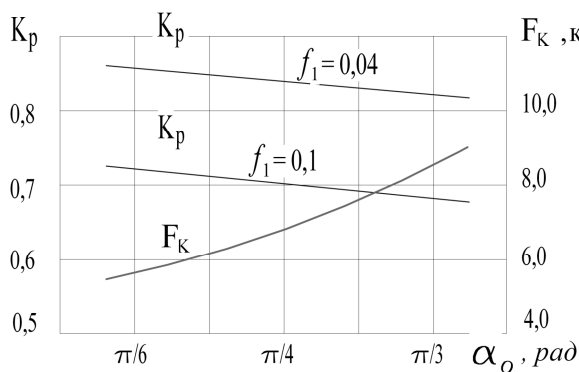


Рис. 4. Графики зависимости силы тяги каната F_K и КПД K_p от величины центрального угла дуги направляющей α_0

Величину S_{Pn} вычисляют для каждого значения α_0 из условия обеспечения силы тяги каната.

Для уменьшения силы трения ремня по направляющей и повышения КПД неподвижную направляющую можно заменить батареей вращающихся шкивов и использовать ремень с клиновым поперечным сечением. На наружной поверхности клинового ремня выполнена непрерывная канавка для контакта с канатом (рис. 5). Ширина основания сечения паза вращающегося шкива превышает ширину основания сечения клинового ремня, поэтому клиновой ремень устойчиво движется внутри пазов вращающихся шкивов

без заклинивания.

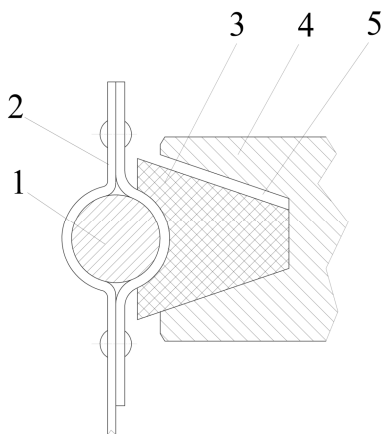


Рис. 5. Поперечное сечение клинового ремня 3 и тягового каната 1 (2 – подвеска, 4 – вращающийся шкив, 5 – зазор между ремнем и поверхностью канавки шкива)

Промежуточный ременный привод тягового каната целесообразно использовать на участках небольших перегибов в зонах сильного натяжения каната. Преимущество привода заключается в возможности его установки в промежуточных точках трассы в стесненных условиях.

Сила тяги каната F_K возрастает с увеличением силы натяжения каната S_{Kn} , центрального угла дуги направляющей α_0 и коэффициента трения f_2 .

КПД ременного привода несколько меньше, чем равномошного с приводным шкивом, вследствие трения ремня по неподвижной направляющей или сопротивления вращению шкивов.

КПД привода уменьшается с увеличением центрального угла дуги направляющей α_0 . Для повышения КПД механической части привода необходимо увеличить жесткость на растяжение ремня E_P и уменьшить коэффициент трения ремня по направляющей f_1 . Сила натяжения

ремня должна быть минимальной, достаточной для работы приводного шкива при заданных значениях α_3 и f_3 .

Увеличение жесткости ремня E_P также снижает износ ремня и направляющей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зенков, Р.Л. Машины непрерывного транспорта /Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. - М.: Машиностроение, 1987. - С. 405-409.
2. Справочник по кранам: в 2 т. /М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин [и др.]. -Л.: Машиностроение, 1988. - Т.2 - С. 258-268.
3. Реутов, А.А. Моделирование приводов ленточных конвейеров / А.А. Реутов. - Брянск: БГТУ, 2011. - 152 с.
4. Реутов, А.А. Анализ совместной работы конечного и промежуточного приводов ленточного конвейера / А.А. Реутов, К.А. Гончаров// Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. - 2010. - №2. - С.42-45.

Материал поступил в редколлегию 5.06.14.