

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАРИАТОРОВ СКОРОСТЕЙ С ПРЯМОЛИНЕЙНЫМИ КОНОИДАМИ ДЛЯ РОВНИЧНЫХ МАШИН

В.Т. УСЕНКО

(Московский государственный текстильный университет им. А.Н. Косыгина)

Изменение частоты вращения катушек и скорости перемещения верхней каретки в ровничных машинах, как известно, осуществляется коноидным вариатором скоростей.

Для обеспечения постоянного натяжения ровницы от начала до конца намотки необходимо, чтобы передаточное отношение вариатора  $i_v$  по мере увеличения диаметра катушки  $d$  осуществлялось в строгом соответствии с первым условием правильного наматывания, которое можно записать в виде [1]:

$$i_v d = C = \text{const.} \quad (1)$$

Выполнить условие (1) можно двумя путями: либо принять коноиды с прямолинейными образующими и найти закон перемещения ремня, либо задаваться этим законом и спроектировать коноиды.

В ровничных машинах, выпускаемых ранее в СССР, шли исключительно по второму пути: при переходе к намотке каждого следующего слоя ремень равномерно перемещается вдоль криволинейных образующих коноидов на величину, постоянную для данной заправки машины.

В современных ровничных машинах, выпускаемых различными зарубежными фирмами, используются вариаторы, выполненные по первому варианту: перемещение ремня вдоль прямолинейных образующих коноидов по заданному закону осуществляется с помощью специального кулачка.

Как следует из уравнения (1), для нахождения численных значений  $i_v$  необходимо знать постоянную  $C$  и зависимость для определения диаметра намотки  $d$ .

В существующей технической литературе постоянная вычисляется по кинематическим параметрам передач от главного вала машины к исполнительным механизмам, которые в начале проектирования не известны. Без этого нельзя приступить к конструкторской разработке коноидного вариатора скоростей, при которой решаются вопросы расчета передаточного отношения, профилирования коноидов, выбора чисел зубьев храповика, сменных замковых шестерен и т.д.

В связи с вышесказанным постоянную удобно вычислить исходя из граничных условий наматывания. В начале намотки, когда  $x = 0$ ,  $d = d_k$  (диаметру пустой катушки) и  $i_v = i_{v \max} = d_{b \max} / d_{h \min}$ , а в конце – при  $x = \ell_p$  (рабочей длине коноида),  $d = d_m$  (диаметру полной катушки) и  $i_v = i_{v \min} = d_{b \min} / d_{h \max}$ . Здесь  $d_b$  и  $d_h$  – диаметры верхнего и нижнего коноидов (рис. 1 – схема коноидного вариатора скоростей).

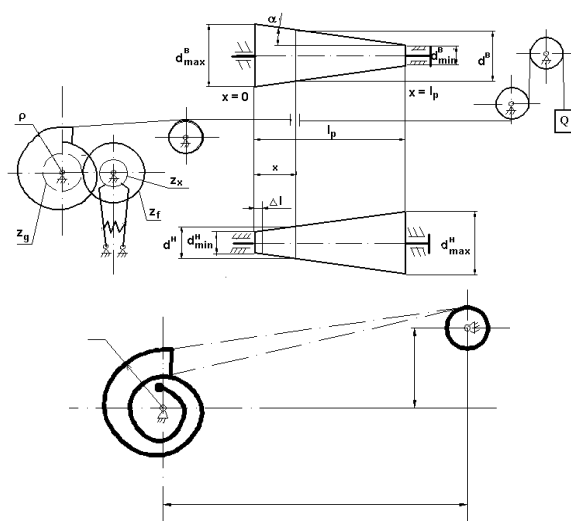


Рис. 1

Наиболее часто в вариаторах используют симметричное регулирование, дающее наибольший диапазон регулирования при меньших габаритах коноидов. Для них  $d_{в\max} = d_{н\max}$  и  $d_{в\min} = d_{н\min}$  [2].

Подставляя в условие (1) сначала предельные значения  $i_v$  и  $d$  для обоих крайних положений, находим:

$$i_{v\max} = d_{в\max}/d_{н\min} = \sqrt{d_m/d_k},$$

а затем, рассматривая ремень в его начальном положении, определяем постоянную:

$$C = i_{v\max}d_k = \sqrt{d_md_k}.$$

Наконец, подставляя  $C$  в условие (1), приходим к уравнению

$$i_v = \sqrt{d_md_k}/d. \quad (2)$$

Уравнение (2) представляет собой уравнение равносторонней гиперболы, которое используется для профилирования кулачка.

Изменение  $i_v$  осуществляется перемещением ремня вдоль коноидов. Свяжем координату положения ремня  $x$  с передаточным отношением вариатора  $i_v$ .

Пользуясь рис. 1, выразим радиусы верхнего  $r_в = d_в/2$  и нижнего  $r_н = d_н/2$  коноидов через смещение ремня от начального положения ( $x = 0$ ):

$$r_в = r_{в\max} - x \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

$$r_н = r_{н\min} + x \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

где  $\alpha$  – угол наклона образующих коноидов.

Сложив (3) и (4), получим

$$r_в + r_н = r_{в\max} + r_{н\min} = B = \operatorname{const}. \quad (5)$$

Отсюда следует, что при любом положении ремня сумма радиусов коноида должна оставаться постоянной величиной.

Выражая передаточное отношение вариатора через отношение радиусов коноидов  $i_v = r_в/r_н$  и подставляя в него  $r_в$  из (3) и  $r_н$  из (4), получим

$$x = \frac{r_{в\max} - i_v r_{н\min}}{(i_v + 1) \operatorname{tg} \alpha}. \quad (6)$$

Входящий в выражение (2) диаметр намотки  $d$  можно выразить через диаметр пустой катушки  $d_k$  и число слоев  $k$ , наматываемых на катушку.

Согласно формуле, полученной на основании опытов и теоретических исследований, проводимых в Бельгийском институте текстиля [3], имеем

$$d - d_k = 96 \frac{k}{m} + 5,75 \left( \frac{k}{m} \right)^3 \left( 1 + \frac{k}{m} \right), \quad (7)$$

где  $m$  – полное число слоев ровницы на катушке.

Эта формула справедлива при расчете  $d$  для ровниц, вырабатываемых из натуральных волокон и их смесей с химическими волокнами.

В начале наработки съема  $k = 1$ , а в конце –  $k = m = (d_m - d_k) S_x / 2$ , где  $S_x$  – число слоев ровницы укладываемых на 1 см радиуса намотки, равное  $S_x = C_x \sqrt{1000/T}$ ;  $T$  – линейная плотность ровницы;  $C_x$  – коэффициент, зависящий от  $T$ , рода волокна, плотности намотки и т.д.

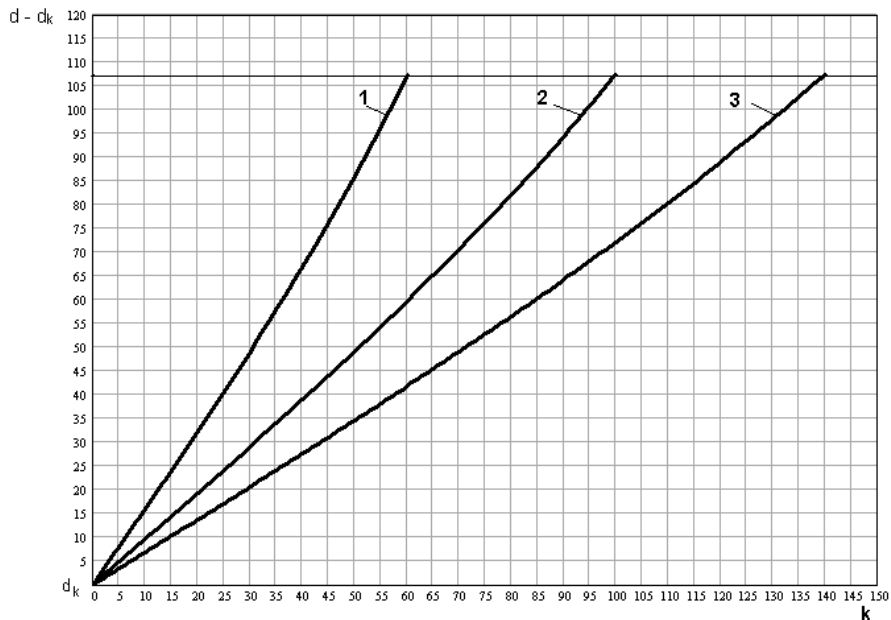


Рис. 2

Семейства кривых, подсчитанные по формуле (7) при  $d_k=47$  см и трех значениях  $S_x$ , построены на рис. 2 (зависимости  $d-d_k = f(k)$ ). При  $S_x=11,1$  полное число витков  $m=60$ ; при  $S_x=18,5$  -  $m=100$  и при  $S_x=25,9$  -  $m=140$ .

Если изменить масштаб по оси абсцисс для кривых 1 и 3 по отношению к кривой 2 соответственно в 100/60 и 100/140 раз, то получим одну общую кривую (рис. 3 – обобщенная зависимость  $d-d_k=f(k/m)$ ). Из графика видно, что зависимость (7) в зоне до  $d-d_k=70$  мм практически линейная.

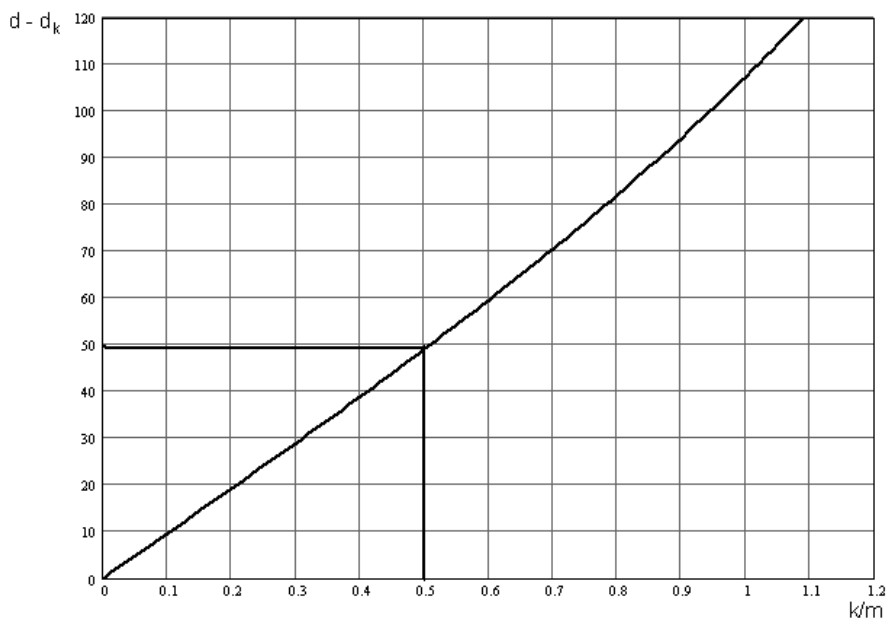


Рис. 3

Единая кривая позволяет по известному диаметру катушки  $d$  также установить ве-

личину  $m$  для любых значений плотностей катушки ровницы.

Пусть, например, при намотке 30 слоев ровницы диаметр катушки составляет  $d - d_k = 50$  мм. В этом случае согласно рис. 3 имеем  $k/m = 0,5$  и  $m = 30/0,5 = 60$ .

Решая совместно (1), (5), (6), найдем зависимость перемещения  $x$  ремня от диаметра намотки  $d$ :

$$\operatorname{tg} \alpha x d - r_{\text{вmax}} d + C \operatorname{tg} \alpha x + C(B - r_{\text{вmax}}) = 0. \quad (8)$$

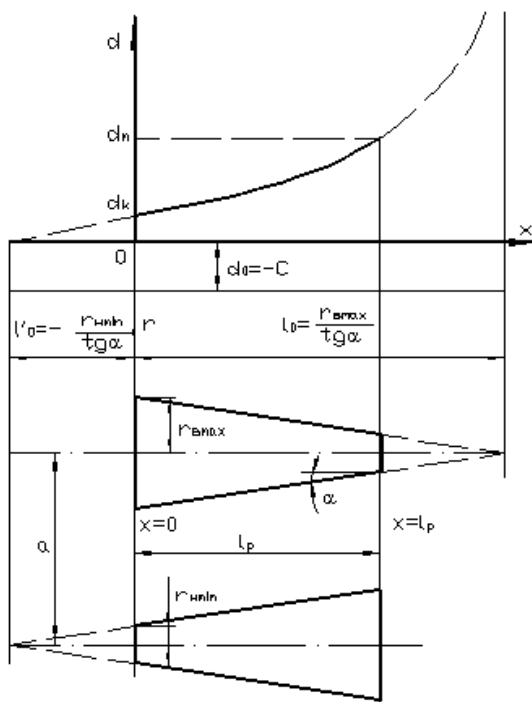


Рис. 4

Полученное уравнение представляет собой гиперболу второй степени, асимптотами которой являются (рис. 4 – к определению параметров коноидов):

$$\begin{aligned} f'_x &= x \operatorname{tg} \alpha - r_{\text{вmax}} = 0, \\ x = l_0 &= r_{\text{вmax}} / \operatorname{tg} \alpha, \\ f'_d &= d \operatorname{tg} \alpha + C \operatorname{tg} \alpha = 0, \quad d = d_0 = -C. \end{aligned}$$

В соответствии с этим законом кулачок должен осуществлять перемещение ремня вдоль прямолинейных образующих коноидов. При этом угол поворота кулачка при переходе к намотке каждого следующего слоя остается постоянным.

Из рассмотрения уравнения (8) вытекает, что изменение технологических пара-

метров при перезаправках ровничной машины не влияет на профиль кулачка. Следовательно, при принятых на данной машине  $d_k$  и  $d_m$  один кулачок позволяет обеспечить выработку ровницы для всего требуемого диапазона линейных плотностей.

При проектировании вариатора необходимо решить следующие вопросы: установить наименьший и наибольший диаметры коноидов; выбрать угол наклона образующих коноидов.

Меньший диаметр, в данном случае это  $d_{\text{н min}}$ , выбирается в зависимости от отношения к толщине ремня  $t$  исходя из нормативных требований, устанавливаемых соотношением [4]:

$$d_{\text{н min}} \geq (25 \dots 35)t,$$

а соответствующий ему наибольший размер верхнего коноида  $d_{\text{в max}}$  вычисляется по формуле

$$d_{\text{в max}} = i_{\text{в max}} d_{\text{н min}}.$$

Ремень, охватывая коноиды, испытывает напряжения, которые возрастают по направлению к большему диаметру. Тангенциальная составляющая равнодействующей этих напряжений заставляет ремень перемещаться на больший диаметр коноидов, и ремень автоматически при равновесии занимает наклонное положение [2].

Практикой установлено, что для уменьшения перекоса ремня и сопротивления при его перемещениях угол наклона образующих коноидов не должен превышать  $\alpha = 8 \dots 10^\circ$ .

Для того чтобы предотвратить возможность подъема ремня на больший диаметр, коноиды смещают друг относительно друга на величину [5]:

$$\Delta l \approx a \operatorname{tg} \alpha / 2,$$

где  $a$  – межцентровое расстояние.

Угол наклона образующей к его оси (рис. 1):

$$\operatorname{tg} \alpha = (r_{\text{в max}} - r_{\text{в min}}) / \ell_p,$$

где  $\ell_p$  – рабочая длина коноидов.

Расчетная величина угла  $\alpha$  не должна превосходить рекомендуемых значений, что достигается соответствующим подбором рабочей длины коноидов  $\ell_p$ .

По мере увеличения диаметра намотки смещение ремня  $x$  согласно формуле (8) уменьшается. Если длина  $\ell_p$  недостаточна, то в конце намотки, особенно при выработке тонкой ровницы, величина  $x$  может оказаться соизмеримой с зазорами между направляющими и ремнем. С увеличением  $\ell_p$  снижается влияние зазоров на точность работы вариатора. Обычно принимают  $\ell_p = 600$  мм и более.

Величина смещения ремня регулируется храповым механизмом (см. рис. 1). При этом число сдвигов ремня на коноидах должно быть равно полному числу слоев  $m$  ровницы. При перезаправке машины на выработку ровницы другой линейной плотности это достигается сменой храповика  $Z_x$  или замковых зубчатых колес  $Z_f$  и  $Z_g$ . В рассматриваемом случае сменными являются зубчатые колеса  $Z_f$  и  $Z_g$ .

В ровничных машинах, выпускаемых различными фирмами, при каждом переключении под действием усилия, создаваемого грузом, храповик совершает поворот на ползуба или на угол  $\varphi_x = 360^\circ / 2Z_x$ , где  $Z_x$  – число зубьев храповика.

Движение от храповика через зубчатую передачу  $Z_f$  и  $Z_g$  передается кулачку, вызывая поворот последнего на угол

$$\varphi_k = 360^\circ i_x / 2Z_x, \quad (9)$$

где  $i_x = Z_f / Z_g$ .

Благодаря этому вращению часть троса, к которому крепится отводка, сматывается с кулачка и ремень смещается на величину  $x$ .

В то же время величина  $\varphi_k$  может быть определена по полному углу поворота ку-

лачка  $\varphi_{k0}$  и соответствующему ему числу витков ровницы  $m$ :

$$\varphi_k = \varphi_{k0} / m. \quad (10)$$

Значение  $\varphi_{k0}$  устанавливается по конструктивным соображениям при разработке узла крепления троса к кулачку.

Приравняв выражения (9) и (10), находим

$$i_x = Z_x \varphi_{k0} / 180m. \quad (11)$$

Если кулачок не является сменным, то  $Z_x \geq 0,5m$ . В противном случае угол поворота кулачка окажется больше  $\varphi_{k0}$ .

Знание  $Z_x$  и диапазона линейных плотностей ровницы позволяет вычислить  $i_x$ , а по ним подобрать  $Z_f$  и  $Z_g$ .

Если считать, что на каждом углу поворота  $\varphi_k$  является дугой окружности, то ее радиус будет

$$\rho = x / \varphi_k. \quad (12)$$

Подставляя в (8) вместо  $d$  его значение из выражения (7), находим  $x$ , а по ним по формуле (12) вычисляем текущие радиусы  $\rho$  кулачка.

Изложенный выше материал дает возможность конструктору по полученным зависимостям спроектировать коноидный вариатор скоростей.

Однако следует учесть, что формулы для подсчета передаточного отношения  $i_v$ , а также радиуса кулачка  $\rho$  являются в той или иной степени приближенными, так как фактические значения коэффициента скольжения ремня на коноидах, диаметров намотки и толщины каждого слоя паковки не известны.

Все это приводит к тому, что намотка ровницы на катушку будет происходить либо с излишним, либо с недостаточным натяжением.

В связи с этим для получения практического профиля кулачка, обеспечивающего заданные перемещения ремня  $x$  на коноидах, требуется экспериментальное

уточнение передаточного отношения вариатора.

## ВЫВОДЫ

1. Разработана методика, позволяющая спроектировать коноидный вариатор скоростей с прямолинейными коноидами по заданным размерам паковки и числу слоев ровницы.

2. Полученные аналитические зависимости могут быть использованы для расчета профиля кулачка  $\rho$  и числа зубьев сменных замочных зубчатых колес  $Z_f$  и  $Z_g$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Усенко В.Т., Раков М.М., Исаков Т. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 1994, №1. С. 78...81.
2. Воробьев И.И. Ременные передачи. – М.: Машиностроение, 1979.
3. Fiers A. // Annales textiles. – №4-12/65 P.7...30.
4. Эфрос Л.Е. Механика и конструктивные расчеты ровничных машин. – М.: Машиностроение, 1967.
5. Basquin R. Mecanique, 2e Partie. Paris, Librairie Delagrave, 1971.

Рекомендована кафедрой проектирования текстильных машин. Поступила 18.11.05.