

М.Б. Набиев

к.т.н. старший преподаватель

Бухарский Инженерно-Технологический Институт

Республика Узбекистан

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СИСТЕМЫ МЕХАНИЗМА КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА

Наиболее простым в конструктивном исполнении является управляющий механизм клиноременного вариатора с одним регулируемым шкивом и одним подпружиненным диском – рис. 1. Здесь управляющий механизм осуществляет поступательное перемещение приводного электродвигателя, на валу которого установлен ведущий шкив с одним подпружиненным диском. В случае подпружинивания обоих дисков шкива – жесткость обеих пружин должна быть одинаковой.

В вариаторах с двумя регулируемыми шкивами, один из которых – рис. 2 имеет подпружиненный диск, управляющий механизм вариатора [1,2] содержит и винтовой для осуществления самоторможения. Если в цепи управления клиноременным вариатором не содержится самотормозящего механизма, то для фиксации управляемого подвижного диска, а вместе с ним и передаточного отношения, необходимо устанавливать специальное тормозное устройство, что усложняет конструкцию вариатора. Кроме того, введение дополнительных механизмов снижает надежность системы.

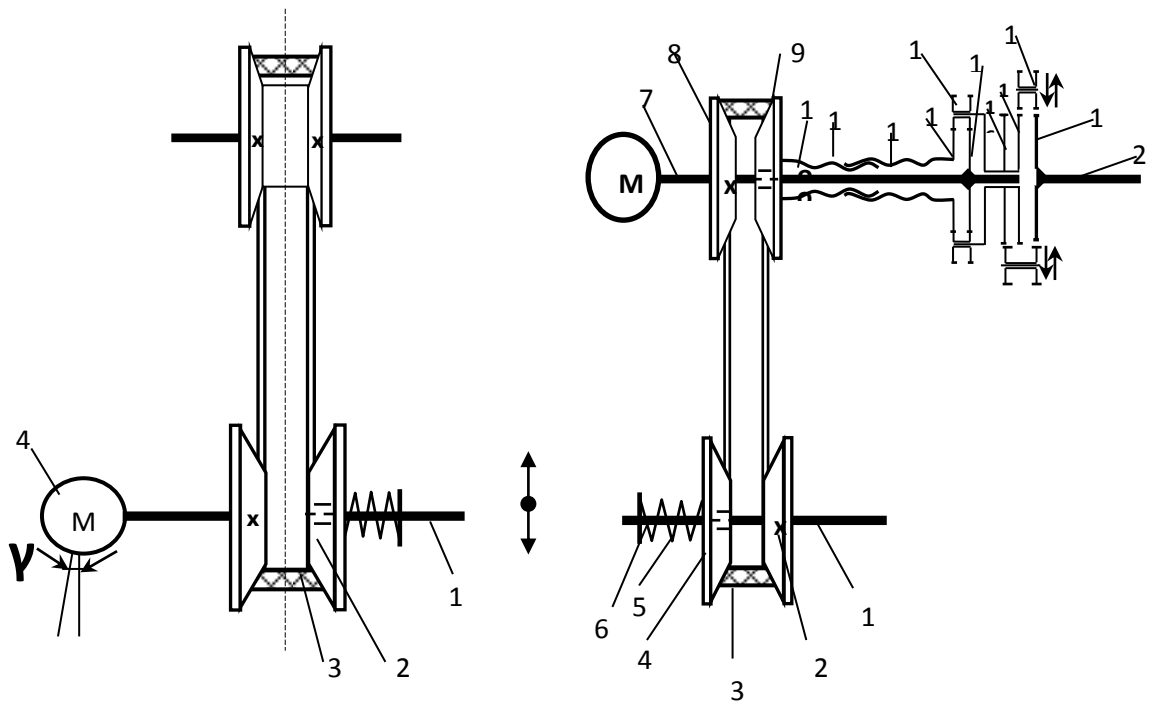


Рис.1.

Рис.2.

Допустим, что необходимо изменить передаточное отношение вариатора на величину ΔU , для чего следует перевести управляемый подвижный диск на величину $\Delta X_i, i=1,2$.

Пусть участок OA – рис. 3 соответствует разгону управляющего электродвигателя, участок АД – установившемуся режиму, а DN – выбегу системы при отключенном двигателе.

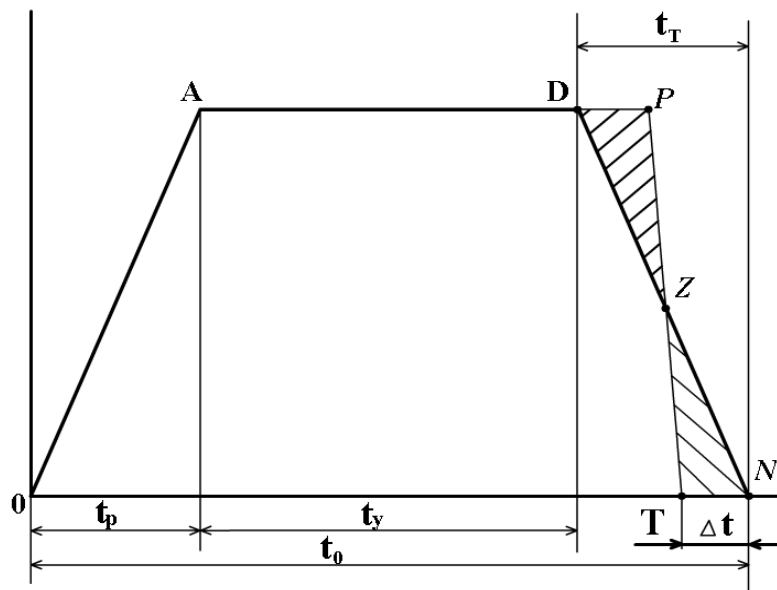


Рис.3. График разгона, установившегося режима и выбега управляющего электродвигателя

За время рабочего цикла t_0 подвижный диск должен отработать перемещение ΔX_i , равное

$$\Delta X_i = \int_0^{t_0} \dot{X}_i dt = S_{OADN}.$$

Перемещение ΔX_i определяется площадью S фигуры OADN .

Наличие самотормозящего механизма в системе изменяет наклон кривой, по которой происходит выбег, уменьшая время t_T выбега или торможения механизма. Но так как управляющий механизм за время рабочего цикла должен отработать заданное перемещение $\Delta X_i = S_{OADN}$, то площадь под кривой $\dot{X}_i = \dot{X}_i(t)$ должна остаться постоянной. В этом случае увеличится участок установившегося движения и станет $AP > AD$, но при этом уменьшится время выбега t_T и время рабочего цикла t_0 на Δt величину и, таким образом, повысится быстродействие вариатора. В цепи управления клиноременных вариаторов используются помимо самотормозящих (винтовых и червячных) различные типы рычажных механизмов, зубчатых с неподвижными и подвижными (планетарные) осями. Наличие кинематических пар в указанных механизмах приводит к появлению зазоров, которые влияют на точность перемещения звеньев управляющего механизма. Таким образом, для увеличения точности управления вариатором, повышения быстродействия работы управляющего механизма и всего вариатора в целом следует выбирать управляющие механизмы с возможно меньшим числом кинематических пар, снижать число податливых звеньев в цепи управления и повышать жесткость звеньев управляющего механизма.

Таким образом, при двух принудительно управляемых шкивах вариатора один из дисков шкива целесообразно подпружинить. За счет подпружинивания будет компенсироваться невыполнение управляющим механизмом функции положения $X_2 = \Pi(X_1)$. Но при этом, следует отметить, будет иметь место незначительный перекося ремня.

В работе [4] показано, что при выполнении условия $L = const$ или воспроизведении функции $X_2 = \Pi(X_1)$ перемещения $X_1 \neq X_2$, что является

следствием нелинейности функции положения $\Pi(X_1)$.

Положим, что рабочие поверхности дисков ведомого шкива выполнены гладкими и тогда при подвижном диске шкива

$$D_2 = D_{2max} - X_2 \operatorname{ctg} \gamma, \quad (1)$$

а диски ведущего шкива имеют криволинейную поверхность, для которой при одном подвижном диске

$$dD_1 = \operatorname{ctg} \gamma_1 dX_1, \quad (2)$$

где закон изменения γ_1 половины угла канавки шкива неизвестен и подлежит определению из условия обеспечения постоянства длины ремня $L = \text{const}$.

Представим угол γ_1 в виде

$$\gamma_1 = \gamma + \Delta\gamma,$$

где $\gamma = \text{const}$, а $\Delta\gamma$ - переменная величин и закон ее изменения $\Delta\gamma = \Delta\gamma(X_1)$ необходимо отыскать из условия обеспечения $L = \text{const}$. Так как $\Delta\gamma \ll \gamma$, то $\operatorname{ctg}(\gamma + \Delta\gamma)$ представим в виде ряда и ограничимся линейными членами ряда

$$\operatorname{ctg}(\gamma + \Delta\gamma) \approx \operatorname{ctg} \gamma - \frac{1}{\sin^2 \gamma} \Delta\gamma. \quad (3)$$

Длина ремня L определяется известной [3] зависимостью

$$L = 2a_w + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_w}. \quad (4)$$

Условие $L = \text{const}$ означает, что $dL = 0$. Обозначим $X_1 = X$. Используя выражения (1) – (3), на основе зависимости (4) из условия $dL = 0$ получаем

$$\frac{\pi a_w}{\sin^2 \gamma} \Delta\gamma + \left(2\operatorname{ctg} \gamma - \frac{\Delta\gamma}{\sin^2 \gamma} \right) \left(\Delta D - 2x \operatorname{ctg} \gamma + \int \frac{\Delta\gamma}{\sin^2 \gamma} dx \right) = 0. \quad (5)$$

Обозначая $\frac{\Delta\gamma}{\sin^2 \gamma} = z'$; $\int \frac{\Delta\gamma}{\sin^2 \gamma} dx = z$ и пренебрегая членами,

пропорциональными $\Delta\gamma^2$ т.е. с точностью до величин порядка малости $\Delta\gamma^2$ из условия (5) получаем дифференциальное уравнение для z

$$z' + 2z \frac{\operatorname{ctg} \gamma}{\pi a_w - \Delta D + 2x \operatorname{ctg} \gamma} = \frac{2\operatorname{ctg} \gamma (2x \operatorname{ctg} \gamma - \Delta D)}{\pi a_w - \Delta D + 2x \operatorname{ctg} \gamma}. \quad (6)$$

Начальными условиями для решения дифференциального уравнения (6) являются $x=0$; $z(0)=0$.

Решение дифференциального уравнения (6) позволит в конечном виде установить связь между D_1 и $X_1=X$

Из уравнения (6) с учетом (3) находим функцию $D_1=D_1(X)$

$$D_1=D_1(0)+xctg \gamma-z(X) . \quad (7)$$

Таким образом, зависимость (7) позволяет построить криволинейный профиль дисков ведущего шкива.

После интегрирования уравнения (6) при нулевых начальных условиях получаем

$$z = \frac{2Xctg\gamma(xctg\gamma-\Delta D)}{\pi a_w - \Delta D + 2Xctg\gamma} . \quad (8)$$

Необходимо отметить, что использование подпружиненных дисков в клиноременных вариаторах приводит к возникновению явления саморегулирования при изменении нагрузки. Так как распорные усилия ремня $Q_i(i=1,2)$ зависят от момента сил сопротивления T_2 на ведомом шкиве $Q_i=Q_i(T_2)$, то изменение T_2 приводит к изменению Q_i , что вызывает перемещение подпружиненного диска и это приводит к изменению передаточного отношения вариаторов. Таким образом, клиноременные вариаторы с подпружиненными дисками шкивов будут обладать менее жесткой характеристикой по сравнению с вариаторами, у которых отсутствуют подпружиненные диски и имеет место принудительное перемещение подвижных дисков с помощью управляющего механизма.

Для случая сближения дисков, F_{2y} определяется выражением

$$F_{2y} = \tilde{m}_0 \ddot{X} + (Q_2 + F_2^T) + (F_{1y} - Q_1 + F_1^T) \tilde{I}' . \quad (9)$$

В установившемся режиме работы управляющего двигателя ускорения очень малы и поэтому первым членом в выражении (9) для практических расчетов можно пренебречь.

Из сказанного следует, что при проектировании клиноременного вариатора в состав управляющего механизма необходимо включать

рычажный либо кулачково-рычажный механизм, причем такой, который с наилучшим приближением воспроизводит управляющее усилие F_y .

Литература

1. А.с. № 1703891. Клиноремный вариатор / Мальцев В.Ф., Набиев М.Б., БИ № 1, 1992.
2. А.с. № 1772478. Клиноремный вариатор / Мальцев В.Ф., Набиев М.Б., БИ № 40, 1992.
3. Мальцев В.Ф., Набиев М.Б. Исследование динамики движения механизмов управления клиноремных вариаторов / IV Международная научно-техническая конференция по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам: Тез. докл. – Владимир, 1992. – С. 71-72.
4. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноремные и фрикционные передачи. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с.