

**ЧАСТИНА III. МОДЕЛЮВАННЯ, ДИНАМІКА
ТА ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
В ДОСЛІДЖЕННЯХ НАДІЙНОСТІ**

УДК 631.354.2-585.17

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА В ПЕРЕХОДНОМ
РЕЖИМЕ**

**Кухтов В.Г., проф. д. т. н.¹, Лысенко С.В.¹,
Лебедев С.А., к.т.н.²**

¹⁾ *Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко*

²⁾ *Харьковский филиал УкрНИИППИТ им. Л. Погорелого*

В статье изложены исследования колебательного процесса клиноременных вариаторов в период изменения передаточного отношения, определены динамические нагрузки и наиболее опасные режимы работы.

Вступление. В научной литературе описана методика расчетов и определения основных конструктивных параметров клиноременных вариаторов [1-2].

В частности, в работе [1] изложены вопросы теории, расчета и конструирования механических вариаторов скорости с предупредительным и автоматическим регулированием скорости, даны технические характеристики и указаны области применения наиболее распространенных конструкций вариаторов.

В работе [2] отражены исследования, проведенные в области клиноременных передач с постоянным и переменным передаточным отношением, а также в области фрикционных вариаторов. В ней отражено развитие теории, связанное с учетом влияния упругих свойств ремней при изгибе, поперечном сжатии и сдвиге на тяговую способность передачи. Подробно рассмотрены причины падения скорости. Дана трактовка кривых скольжения. Приведены результаты экспериментальных исследований, а также новые данные по нагрузочной способности клиноременных вариаторов с уточнением их расчета. Однако, в приведенных работах практически отсутствуют исследования, основанные на решении динамических дифференциальных уравнений совместно с уравнениями, отражающими конструктивные особенности вариаторов, и анализ основных динамических закономерностей рабочего процесса.

Постановка проблемы. Во время работы вариатора в переходном режиме в его звеньях возникают динамические нагрузки, которые нередко значительно превышают номинальные и отрицательно сказываются на

долговечности и надежности передачи.

Малая изученность колебательных процессов в системах с ременными передачами объясняются трудностями экспериментального и теоретического характера, возникающими вследствие специфических особенностей этих систем.

Задачей настоящей работы является исследование колебательного процесса, возникающего за счет упругости звеньев вариатора в период изменения его передаточного отношения, с целью определения динамических нагрузок и наиболее опасных режимов работы.

Результаты исследования. Рассмотрим конструктивные особенности вариатора. Вариатор барабана состоит из ведущего и ведомого блоков и механизма управления (рис. 1). Ведущий блок представляет собой подвижный 1 и неподвижный 2 диски. Неподвижный диск закреплен на ступице с помощью болтов. Ступицу устанавливают через вал полый на валу битера и затягивают гайкой со стопорной шайбой. Подвижный диск связан с неподвижным шлицевым соединением и может перемещаться только в осевом направлении. Механизм управления вариатором включает плунжерный гидроцилиндр 3. Гидроцилиндр крепится на вал битера, и фиксируется шайбой и гайкой. В ведомый блок входят диски 4 и 5, расположенные на неподвижной и подвижной ступицах. Неподвижную ступицу через шлицы монтируют на валу барабана гайкой со стопорной шайбой. Подвижный диск 5 может совершать осевое перемещение с поворотом вокруг оси. Ведомый и ведущий блоки соединены ремнем 6.

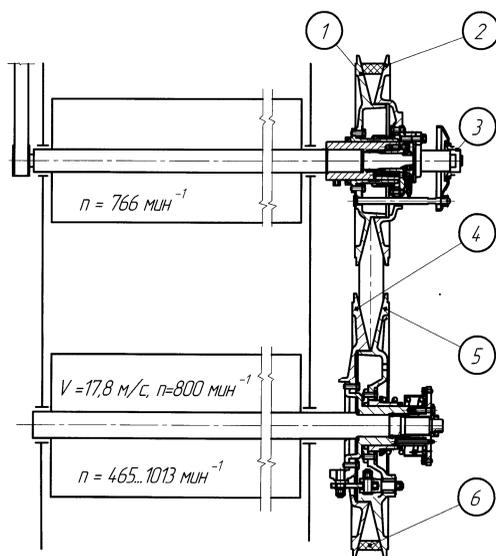


Рис.1. Схема клиноременного вариатора барабана

Вариатором управляют из кабины водителя. При подаче масла в гидроцилиндр диски ведущего блока сближаются. Клиновой ремень располагается на большем диаметре. Ремень раздвигает диски на ведомом блоке и занимает положение на меньшем диаметре. В этом случае частота вращения барабана увеличивается. Масло направляется из гидроцилиндров на слив. Пружина выжимает ремень на больший диаметр ведомого блока. Диски ведущего блока удаляются друг от друга. Ремень переходит на меньший диаметр и частота вращения барабана уменьшается. В вариаторе заложено новое устройство для автоматического увеличения силы натяжения ремня при увеличении крутящего момента. Оно дает возможность барабану не снижать частоту вращения при увеличении нагрузок и уменьшает износ ремня.

При исследовании динамических параметров вариатора примем следующие допущения: в виду того, что поперечная жесткость ремня значительно больше продольной, будем считать, что в поперечном направлении ремень является абсолютно жестким звеном и что изменение передаточного отношения происходит одновременно с перемещением ведущего диска. При известных крутящих моментах, числе оборотов на ведущем и ведомом валах экспериментальное определение собственных частот поперечных колебаний ведущей и ведомой вервей во время работы вариатора можно проводить при помощи специального устройства, состоящего из чувствительного элемента - фотодиода и источника света.

При расчетном определении частоты поперечных колебаний движущейся ветви любого клиноременного контура с учетом изгибной жесткости ремня [3] может быть записано так:

$$\omega_c = \frac{\pi n}{l} \sqrt{\frac{\pi^2 n^2}{l} \frac{EJ}{m_0}} + \frac{F - (1 - x) m_0 v^2}{m_0}, \quad (1)$$

где ω_c - круговая частота колебаний;

l - длина свободной ветви ремня;

m_0 - погонная масса;

$n = 1, 2, 3, \dots$ - целое число, соответствующее форме колебаний;

x - коэффициент, учитывающий степень влияния центробежных сил [4].

При $V = 0$ выражение (1) превращается в известную зависимость для определения собственной частоты поперечных колебаний неподвижного стержня, растянутого силами T .

Исследования подтвердили достаточную точность выражения (1) для определения собственных частот поперечных колебаний движущейся ветви. На рис. 2 показана кривая зависимости собственных частот поперечных колебаний ветвей ремня от скорости его движения.

При сравнении кривых 1 и 3 видно, что по мере роста скорости заметно расхождение этих кривых и при $V = 24,6$ м/сек теоретическая кривая 3 пересекает ось абсцисс, хотя эксперимент при этой скорости дает частоту порядка 6,4 гц. [5]

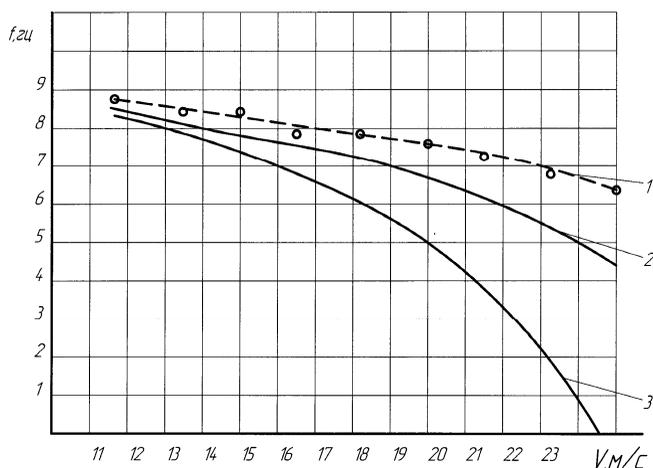


Рис. 2. Кривая зависимости собственных частот поперечных колебаний ветви ремня от скорости ее движения: 1 — экспериментальная кривая собственных частот, построенная для ведущей ветви; 2 - кривая, построенная по выражению (1), коэффициент χ , учитывающий жесткости опор и ремня, получен экспериментально и равняется 0,25; 3 — кривая, построенная по выражению (1) в предположении, что коэффициент $\chi = 0$

В табл. 1 приведены некоторые результаты экспериментов по определению собственных частот поперечных колебаний ветвей работающего ременного контура [5].

Анализируя полученные данные, можно сказать, что собственные частоты поперечных колебаний зависят от скорости движения ремня, упругости опор и способа натяжения, а также от величины усилия в ветви. Фактор изгибной жесткости сказывается для ремней, длина свободной ветви которых меньше 1000 мм.

При исследовании характера колебательного процесса ветви клинового ремня можно предположить, что под действием внешних сил, а ими могут быть несбалансированность шкивов, их радиальные биения, дефекты ремней, и т. д., величина натяжения F будет периодически меняться, то колебательный процесс в ветвях клиноременного контура может носить параметрический характер.

Таблица 1. Частоты колебаний ветвей работающего ременного контура.

Число оборотов ведущего шкива, об/мин	Скорость ремня в м/сек ремня, м/сек	Ремень			
		$\sigma_a = 7,5 \text{ кг/см}^2$		$\sigma_a = 12 \text{ кг/см}^2$	
		Собственная частота, $z\tau$			
		ведущей ветви	ведомой ветви	ведущей ветви	ведомой ветви
0	0	7,17	7,2	9,0	9,0
700	11,7	6,84	6,4	8,6	7,7
800	13,3	6,65	6,0	8,4	7,3
900	15	6,17	5,5	7,95	6,9
1000	16,7	5,97	5,3	7,5	6,5
1100	18,3	5,9	4,9	7,5	6,1
1200	20	5,2	3,93	6,8	4,97

Пусть частота изменения параметра (в данном случае натяжения F) равна ω , тогда уравнение поперечных колебаний ремня представим в виде

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} EJ + [m_0 v^2 - F(1 + a \cos \omega t)] \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (2)$$

и преобразуем его к стандартной форме уравнения Матвея

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + (a - g \cos 2\tau)y = 0 \quad (3)$$

Характер колебательного процесса, описываемый уравнением (3) зависит от соотношения параметров a и g , где

$$a = \left(\frac{\omega_c}{\omega} \right)^2; \quad g = a\psi; \quad \psi = - \frac{\Delta F \pi^2 \tau^2}{2l^2 \omega_c^2 m_0}$$

Известно, что существуют специальные диаграммы, называемые диаграммами Айнса - Стретта, дающие возможность определять области устойчивых колебательных процессов. Значения $a = 1; 4; 9...$ дают неустойчивый колебательный процесс, что соответствует отношениям $\frac{\omega}{\omega_c} = 2; 1;$ и т. д.

Эксперименты, проведенные в работе [5], позволили получить запись частоты поперечных колебаний ветвей ремня одновременно с записью возмущений.

Установлено, что резонансные режимы возникают в основном при частоте возмущений вдвое превышающей частоту собственных колебаний, т. е. сохраняется отношение $\frac{\omega}{\omega_c} = 2$, что подтверждает выводы теоретического анализа о параметрическом характере колебаний. В основном резонансные режимы возникают в первой зоне неустойчивости, сле-

двух диаграммам Айнса – Стретта.

Данные расчетов показывают, что различие резонансов у ведущей и ведомой ветвей особенно заметно при росте нагрузки на передачу, кроме того возможны резонансы и во второй области неустойчивости, в этом случае наблюдается вторая форма колебаний.

Выводы. 1. Собственные частоты поперечных колебаний движущейся ветви клинового ремня существенно зависят от скорости его движения, упругости опор, механико-геометрических параметров ветви, усилия в ней и могут определяться по выражению (1).

2. При расчете собственных частот поперечных колебаний необходимо учитывать коэффициент χ , определяющий степень влияния центробежных сил в функции жесткости опор и ремня.

3. Поперечные колебания ветвей носят параметрический характер и проявляются в основном в виде первой формы колебаний.

Литература

1. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. -М.: Машиностроение, 1980. - 320 с.
2. Есипенко Я.И. Механические вариаторы скорости. - Государственное издательство технической литературы УССР. - К., 1961. -218 с
3. Ровеньков Е. Д. К определению собственных частот движущихся ветвей передачи гибкой связью. Вопросы исследования прочности с - х машин. Труды РИСХМ, Ростов-на-Дону, 1968.
4. Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М., «Машиностроение», 1967.
5. Передаточные механизмы. Под редакцией д. т. н., проф. В.Ф. Мальцева и Б.А. Пронина. -М.: Машиностроение, 1971.с.316 - 321

Анотація

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПАСОВОГО ВАРІАТОРА В ПЕРЕХІДНОМУ РЕЖИМІ

Кухтов В. Г., Лебедев С.А., Лисенко С. В.

У статті викладені дослідження коливального процесу клинопасових варіаторів у період зміни передатного відношення, визначені динамічні навантаження і найбільш небезпечні режими роботи.

Abstrakt

RESEARCH OF DYNAMIC PARAMETERS OF VARIATION IS IN TRANSIENT BEHAVIOR

V. Khuhtov, S.Lebedev, S.Lysenko

In the article researches of a shake process of variations are expounded in the period of change of transmission relation, the dynamic loading and most dangerous office hours is certain