

Г.А. Дыко
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОГО ВАРИАТОРА ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Аннотация. Рассмотрен проектный расчет цепного вариатора трансмиссии по известной методике на примере конструкции для легкового автомобиля с заданной технической характеристикой. Рассчитано предельное число циклов перемены напряжений до разрушения цепи вариатора.

Ключевые слова: автомобиль, трансмиссия, вариатор, цепь, параметры, расчет.

H.A. Dyko
Belarusian national technical university

CALCULATION OF THE BASIC PARAMETERS OF THE CHAIN VARIATOR FOR THE VEHICLE TRANSMISSION

Annotation. We analyze the design calculation of a transmission chain variator according to a known calculation procedure on the example of a car construction with a set technical specification. The limiting number of stress change cycles before the destruction of the variator chain is calculated.

Keywords: vehicle, transmission, variator, variator chain, parameters, calculation.

При расчете вариатора с толкающей роликовой цепью необходимо учитывать:

- геометрию передачи, обеспечивающую регулирование в заданном диапазоне;
- долговечность цепи и КПД передачи;
- тяговую способность передачи.

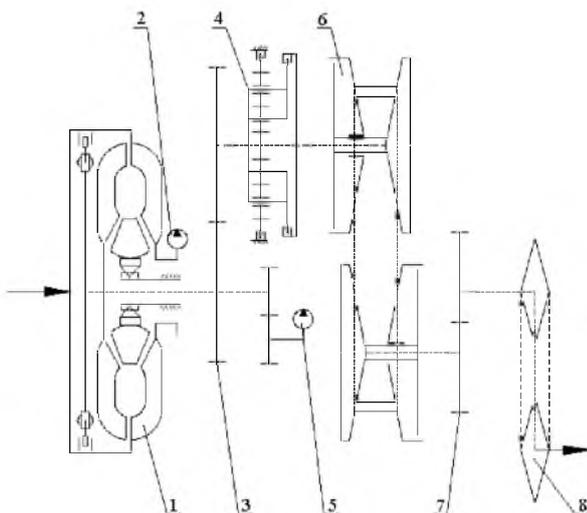
Первые два условия определяются выбором относительной ширины, угла канавки и отношения минимального диаметра к высоте цепи.

Допустимое полезное напряжение зависит от натяжения цепи, угла обхвата, скорости цепи, относительной величины малого диаметра и требуемой долговечности.

Рассмотрим проектный расчет цепного вариатора на примере конструкции, предназначенной для автомобиля с технической характеристикой, представленной в таблице 1, и кинематической схемой коробки передач, показанной на рисунке 1.

Таблица 1 – Техническая характеристика автомобиля

Параметр	Ед. изм.	Значение
Тип автомобиля		полноприводный легковой автомобиль большого класса
Тип двигателя		бензиновый
Мощность /при частоте вращения	кВт/ мин ⁻¹	200/6650
Максимальный крутящий момент /при частоте вращения	Н × м / мин ⁻¹	315/2750
Снаряженная масса	кг	1975
Полная масса	кг	2680
Максимальная скорость	км/ч	225
Размерность шин		275/40 R20
Передаточное число главной передачи		5.54



1 – гидротрансформатор; 2 – насос управления;
3, 7 – промежуточные передачи; 4 – планетарная передача с муфтой; 5 – силовой насос; 6 – клинцепной вариатор;
8 – раздаточная коробка с цепью
Рисунок 1 – Кинематическая схема коробки передач

Схема коробки передач включает клинцепной вариатор с односторонним движением дисков, состоящий из четырех полушків и металлической цепи типа Luk, планетарный редуктор с муфтой управления и гидротрансформатор. Коробка передач соединена с раздаточной коробкой, имеющей цепную передачу.

В конструкции вариатора обеспечивается большая сила сжатия половинок шківов для предотвращения проскальзывания цепи. Для этого используется или один гидронасос, или два гидронасоса с двухконтурной системой управления, как на рисунке 1. Силовой насос создает необходимое усилие сжатия полушківов, а насос управления обеспечивает перемещение шківов для изменения передаточного отношения. Он перекачивает масло

в небольших количествах от гидропривода одного шківа к другому, изменяя, таким образом, давление сжатия и, соответственно, взаимное положение полушківов ведущего и ведомого вала. Такая схема работы гидропривода обеспечивает снижение потерь энергии на перекачку большого количества масла и приводит к значительному увеличению скорости изменения передаточного числа.

Управление подвижными полушківками осуществляется синхронно, т.е. насколько один из подвижных полушківов отодвинулся от своего неподвижного конуса, настолько же второй подвижный полушків должен приблизиться к своему неподвижному полушківу.

Бустер управления каждого подвижного полушківки состоит из управляющей и компенсирующей полостей. В управляющую полость подается давление, с помощью которого осуществляется изменение положения подвижного полушківки. Компенсирующая полость необходима для уравновешивания дополнительного давления масла, возникающего в полости управления под действием центробежной силы. Поскольку обе полости постоянно заполнены маслом, вращаются с одной и той же угловой скоростью и имеют одинаковые радиальные размеры, то давление, возникающее под действием центробежных сил в полости управления, уравновешивается точно таким же давлением в компенсирующей полости.

Применение гидротрансформатора и промежуточных передач позволяет увеличить диапазон регулирования, в результате уменьшается диапазон регулирования вариатора и его геометрические размеры.

Таблица 2 – Исходные данные для расчета

Параметр	Ед. изм.	Численное значение
Максимальная частота вращения двигателя, n_{max}	мин ⁻¹	7000
Передаточное отношение входной промежуточной передачи, $U_{\text{вхп}}$	-	1,11
КПД входной промежуточной передачи, $\eta_{\text{вхп}}$	-	0,965
Относительная потеря скорости передачи, ξ	-	0,01 ... 0,02 - по рекоменд. [2]
Отношение минимального диаметра шківки к высоте цепи, θ	-	3,8 ... 8,6 – по рекоменд. [4]
Угол между торцами призмы и шківками, φ	град	10 ... 18 - по рекоменд. [4]
Момент на турбине гидротрансформатора, M_t	Нм	771,3
Шаг цепи вариатора, t_c	мм	12,7

Расчеты проводятся по методике [4] в следующей последовательности:

1 Выбираются передаточные отношения вариатора: максимальное U_{max} и минимальное U_{min} . Исходя из данных по аналогам, принимаем

$$U_{max} = 2,46 \text{ и } U_{min} = 0,41.$$

2 Определяется диапазон регулирования вариатора

$$D = U_{max} / U_{min} = 2,46 / 0,41 = 6.$$

3 Рассчитываются минимальная и максимальная частоты вращения выходного вала вариатора

$$n_{2min} = n_{1max} / U_{max} = 6306 / 2,46 = 2490 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{2max} = n_{1max} / U_{min} = 6306 / 0,41 = 14941 \text{ мин}^{-1}.$$

При этом максимальная частота вращения ведущего шкива

$$n_{1max} = n_{exmax} / U_{exnp} = 7000 / 1,11 = 6306 \text{ мин}^{-1}.$$

4 Находятся отношения максимальных (D_1 и D_2) и минимальных (d_1 и d_2) диаметров шкивов

$$D_2 / d_1 = U_{max} (1-\xi)^2 = 2,46(1-0,015)^2 = 2,39 \text{ и}$$

$$d_2 / D_1 = U_{min} (1-\xi)^2 = 0,41(1-0,015)^2 = 0,4.$$

где ξ – относительная потеря скорости в вариаторе, принимаем 0,015.

Относительная потеря скорости приводит к снижению частоты вращения ведомого вала по сравнению с теоретическим значением, но на диапазон регулирования не влияет. Потеря скорости происходит из-за скольжения, обусловленного природой передачи трением, и так называемого кажущегося скольжения – изменения рабочих диаметров колес и передаточного отношения с изменением нагрузки. Последнее объясняется смещением рабочих колес или соединительных призм цепи вследствие деформации деталей передачи, смещением полюсов качения при перераспределении сил трения в контакте и другими причинами. Подобное изменение частоты вращения сопровождается обратно пропорциональным ему изменением крутящего момента и не влечет за собой потери мощности; однако оно искажает кинематическую характеристику вариатора.

5 Определяется относительная ширина цепи

$$v = b_p / h = 1,05[(D_2/d_1 - 1)\theta + 2h_1 / h] \text{tg}(\varphi/2) =$$

$$= 1,05[(2,39-1)5,3 + 2(5/9)] \text{tg}(14/2) = 1,09,$$

где b_p – ширина цепи по нейтральной линии, h – высота сечения цепи, θ – отношение минимального диаметра (d) шкива к высоте цепи, h_1 – расстояние от нейтральной линии до нижнего основания сечения, φ – угол между торцами призмы и шкивами (канавка). Принимаем $\theta=5,3$ и $\varphi=14$ град.

6 Рассчитывается допускаемое полезное напряжение [3]

$$[\sigma] = (20 - 4v)\theta/11 = (20 - 4*1,4)5,3/11 = 6,94 \text{ МПа}.$$

7 Находится минимальный диаметр ведущего шкива

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2M_{1max}\theta^2}{[\sigma]v}} = \sqrt[3]{\frac{2*578,92*5,33*5,33}{6,94*1,4}} = 70,1 \text{ мм}$$

где M_{1max} – максимальный крутящий момент на ведущем шкиве

$$(M_{1max} = M_{ex} \cdot U_{exnp} \cdot \eta_{exnp} = 0,7 * M_{ex} * 1,11 * 0,965 =$$

$$= 0,7 * 771,3 * 1,11 * 0,965 = 578,9 \text{ Нм}); M_{ex} – \text{крутящий}$$

момент на входе в вариатор; M_T – крутящий момент на турбине гидротрансформатора;

Θ_2 – отношение минимального диаметра ведомого шкива (d_2) к высоте цепи, по рекомендации [4] ($\Theta_2 = \theta \cdot U_{min} (U_{max} + 1) / (U_{min} + 1) = 5,3 * 0,41(2,46 + 1) / (0,41 + 1) = 5,33$).

8 Определяются другие диаметры шкивов и действительный диапазон регулирования

$$D_1 = d_1 \cdot n_{2max} / [n_{1max} (1-\xi)] = 70,1 * 14941 / [6126 * (1-0,015)] = 176 \text{ мм}$$

$$D_2 = d_1 \cdot U_{max\theta} = 70,1 * 2,39 = 167,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = D_1 \cdot U_{min\theta} = 176 * 0,4 = 67 \text{ мм};$$

$$D_d = D_1 \cdot D_2 / (d_1 \cdot d_2) = 176 * 167,5 / (70,1 * 67) = 6,3.$$

Сравниваем значение выбранного диапазона регулирования со значениями полученного фактического диапазона регулирования, несовпаде-

ние составляет: $\frac{6,3 - 6}{6,3} \cdot 100 = 0,05$.

9 Рассчитываются минимальные высота и ширина цепи

$$h_{min} = d_1 / \theta = 70,1 / 5,33 = 13,2 \text{ мм};$$

$$b_{min} = h_{min} \cdot \theta = 13,2 * 5,33 = 70,1 \text{ мм}.$$

Ширина цепи выбирается по передаваемому моменту, например, как рекомендует фирма Luk (рисунок 2). Определяются максимальные скорости цепи на ободах шкивов

$$V_{1max} = \pi D_1 \cdot n_{1max} / 60 = \pi * 0,176 * 6126 / 60 = 56,5 \text{ м/с}$$

$$V_{2max} = \pi D_2 \cdot n_{2max} / 60 = \pi * 0,1675 * 14941 / 60 =$$

$$= 131,04 \text{ м/с}.$$

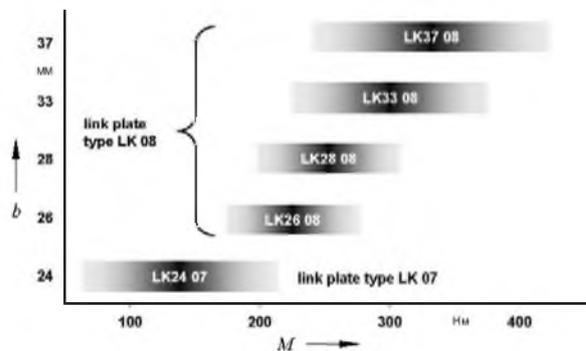


Рисунок 2 – К выбору ширины цепей b по передаваемому моменту M (рекомендации фирмы Luk)

Значительное снижение окружной скорости при работе на малых диаметрах ведущего колеса повышает при той же мощности передаваемое окружное усилие. Увеличение же скорости выше определенного предела вызывает вибрации цепи. Кроме этого, возрастают напряжения в цепи, и снижается ее тяговая способность. Предельные значения скорости зависят от типа и конструкции вариаторов.

10 Рассчитывается минимальное межосевое расстояние [1]

$$A = 2 R_{max} + B,$$

где R_{max} – максимальный радиус шкива; B – параметр, определяющий верхнюю границу шкива,

$(B=0,36 h_{min} + (3...7\text{мм})) = 0,36 \cdot 13,2 + 5 = 9,75 \text{ мм}$.

$$A = 2 \cdot (176/2) + 9,75 = 185,75 \text{ мм}.$$

11 Находится длина цепи и число звеньев [5]
длина цепи

$$L_H = R_1(\pi + 2\gamma) + R_2(\pi - 2\gamma) + 2A \cos \gamma \quad (1)$$

где γ – угол наклона цепи

$$(\gamma = \arcsin[(R_1 - R_2)/A] = \arcsin[(176/2 - 67/2])$$

Принято считать, что длина цепи определяется по линии центров ее шарниров. При этом цепь вариатора рассматривается как совокупность абсолютно жестких звеньев достаточно малых размеров, соединенных между собой подвижно, что соответствует гибкому в одной плоскости, недеформирующемуся элементу. Расчетная схема представлена на рисунке 3.

$$L_H = (176/2) (\pi + 2 \cdot 0,289) + (67/2) (\pi - 2 \cdot 0,289) + 2 \cdot 185,75 \cdot 0,958 = 616,72 \text{ мм}.$$

Число звеньев цепи

$$N_z = L_H / t_{\text{ц}}$$

где $t_{\text{ц}}$ – шаг цепи, равен 12,7 мм.

$$N_z = 616,72 / 12,7 = 48,6.$$

Принимаем $N_z = 49$.

12 Уточняются межосевое расстояние (A_y) и длина цепи (L_{Hy}). Следует учитывать рекомендуемое соотношение $A = (0,996...0,998)A_y$. Уточненная длина цепи $L_{Hy} = 49 \cdot 12,7 = 622,3 \text{ мм}$. Уточненное межосевое расстояние получаем из выражения (1) после подстановки скорректированной длины цепи.

13 Определяются внутренний диаметр шкива (d_B) и зазор между полушкивами (Δ)

$$d_B = d - 2h_f \quad (2...5 \text{ мм}),$$

$$d_{B1} = 70,1 - 2 \cdot 7 - 3 = 53,1 \text{ мм}; \quad d_{B2} = 67 - 2 \cdot 7 - 3 = 50 \text{ мм}.$$

$$\Delta = b_{\text{рш}} - [(D-d) + 2h_f] \text{tg}(\varphi/2),$$

где $b_{\text{рш}}$ – длина штифта, контактирующего со шкивом.

$$\Delta_1 = 41 - [(176-70,1) + 2 \cdot 7] \text{tg}(14/2) = 26 \text{ мм};$$

$$\Delta_2 = 41 - [(167,5-67) + 2 \cdot 7] \text{tg}(14/2) = 27 \text{ мм}.$$

В передачах с постоянным положением обих валов на величину фактического диапазона регулирования будет влиять отклонение по длине цепи и вытяжка ее в процессе работы. В случае использования в вариаторе металлической цепи для упрощения расчетов можно пренебречь этими явлениями. Компенсацию изменения длины цепи при регулировании можно достигнуть кинематическим способом или введением в механизм регулирования корректирующего устройства, которое дает разное перемещение ведущих и ведомых шкивов (автоматическое слежение), а также силовым способом (введением пружин) за счет криволинейной формы шкивов.

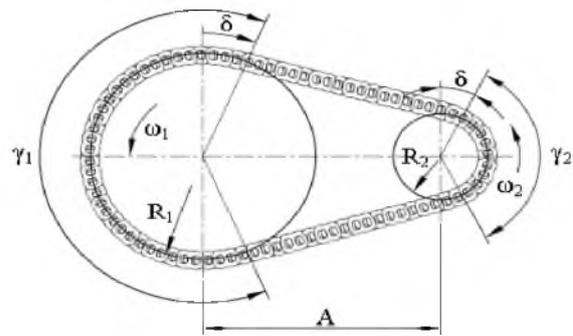


Рисунок 3 – Расчетная схема для определения длины цепи

В конструкции коробки передач могут использоваться шкивы с варьируемым коэффициентом кривизны дуг образующих.

Согласно этому использование дуг образующих с варьируемым коэффициентом кривизны обеспечивает пониженное поперечное смещение во всем диапазоне передаточных чисел вариатора.

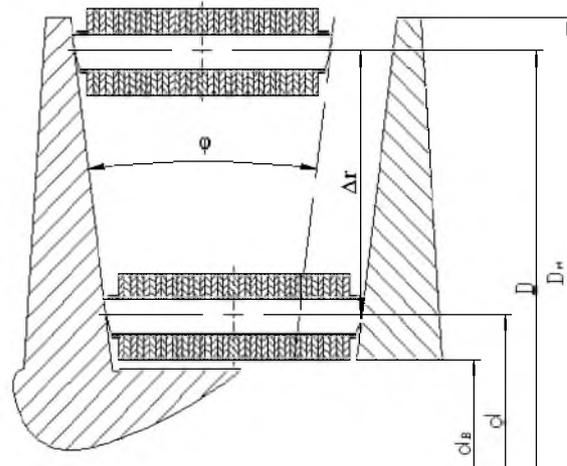


Рисунок 4 – Размеры шкива с несимметричным регулированием

14 Так как перемещается только один диск, то его осевое перемещение (рисунок 5) от одного крайнего положения до другого определится по формуле:

$$x = (D - d) \cdot \text{tg} \frac{\varphi}{2}.$$

Тогда:

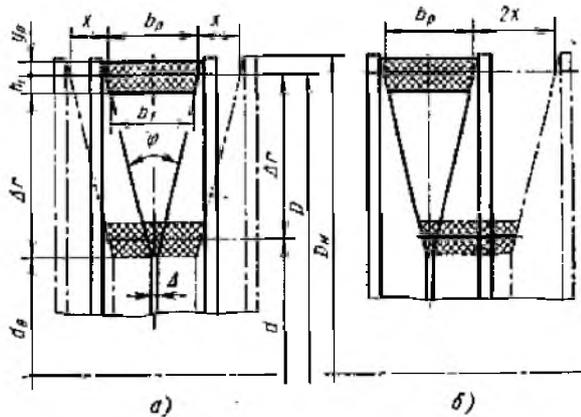
$$x_1 = (176 - 71) \cdot \text{tg} \frac{14}{2} = 12,24 \text{ мм};$$

$$x_2 = (170 - 70) \cdot \text{tg} \frac{14}{2} = 12,3 \text{ мм}.$$

Отличительной особенностью фрикционных вариаторов с тянущей цепью от ременных передач является наличие эффекта дискретного возбуждения. Колебательное движение вариаторной цепи отличается от её движения при распростра-

ненном допущении о подобии движения цепи движению гибкой нити. Частота входа шарниров в контакт f_c зависит от скорости движения гибкого элемента V и расстояния между соседними шарнирами l (шага цепи):

$$f_c = \frac{V}{l}.$$



а – два подвижных шкива, б – один подвижный шкив
Рисунок 5 – Схема перемещения дисков и ремня (цепи)

Периодичность импульсов сил реакции при входе штифтов в контакт является возмущающим механизмом. В том случае, если дискретная частота постоянна в некотором временном интервале, имеет место периодичность возмущений и возникают динамические нагрузки.

Шаг вариаторной цепи постоянен в традиционной конструкции цепи. При интенсивном разгоне или торможении автомобиля частота дискретного возмущения изменяется и, следовательно, периодичность входа штифтов в контакт нарушается. При менее динамичном движении, когда скорость движения гибкого элемента постоянна на достаточно длительных интервалах времени, величина частоты постоянна. Тогда возникает эффект дискретного возмущения.

Для внесения апериодичности в процесс возмущения в конструкции вариатора используется цепь с конструктивным чередованием шагов. К звеньям с ранее рассчитанным шагом добавляются звенья с более коротким и более длинным шагом.

В качестве проверочного расчета рассмотрим определение числа циклов перемены напряжений до разрушения цепи $Z_{эф}$ по методике [3]. Для расчета необходимо установить функциональную связь числа циклов напряжений до разрушения с действующими напряжениями. Из-за сложности учета всех переменных параметров работы цепи величина $Z_{эф}$ рассчитывается приближенно с введением коэффициента переменности нагрузки:

$$Z_{эф} = 380 \cdot \frac{n_1 \cdot T}{\xi_{пер} \cdot \xi_i} \cdot \frac{d_1}{L_H},$$

где ξ_i – коэффициент уменьшения влияния изгиба на больших шкивах (принимается $\xi_i = 1,5$);

$\xi_{пер}$ – коэффициент учета характера перемены нагрузки (принимается $\xi_{пер} = 2,1$, если считать для упрощения расчетов появление каждой нагрузки равновероятным); T – ресурс цепи в часах (принимается $T = 30000$ ч).

Тогда:

$$Z_{эф} = 380 \cdot \frac{6126 \cdot 30000}{2.1 \cdot 1.5} \cdot \frac{70.1}{622.3} = 2.5 \cdot 10^9 \text{ циклов.}$$

Расчетное значение числа циклов проверяется на соответствие предъявляемым требованиям [3].

Список литературы

- 1 Готовцев А. А., Котенок И. П. Проектирование цепных передач : справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1982. 336 с.
- 2 Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование : учебное пособие. Минск : УП «Технопринт», 2005. 316 с.
- 3 Есипенко Я. И., Рубенштейн И. И. Цепные вариаторы. Киев : Техника, 1977. 149 с.
- 4 Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи. М. : Машиностроение, 1980. 320 с.
- 5 Yves Rothenbuhler. New slip synthesis and theoretical approach of CVT slip control. Suisse, 2009. 12 pp.
- 6 Каменсков В. Ю. Минимизация поперечного изгиба гибкого элемента во фрикционном клиноременном вариаторе // Известия высших учебных заведений. 2008. №11. С. 65-70.