

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ЗУБЧАТОГО ВАРИАТОРА

*Конищева О.В., Брюховецкая Е.В., Брунгардт М.В., Щепин А.Н.
Сибирский федеральный университет, г. Красноярск*

Ключевые слова: редуктор, зубчатые колёса, планетарная передача, передаточное отношение, дифференциальный вариатор, скорость.

Аннотация. В работе рассматривается возможность применения дифференциального зубчатого вариатора в приводах автомобилей и других транспортных машин. Отмечено, что при этом должно быть увеличено передаточное отношение тягового редуктора до 10 (вместо 4,5 при использовании двигателя постоянного тока). Отмечено, что применение планетарного редуктора совместно с одноступенчатым зубчатым дает возможность получить передаточное отношение равное 10. Предложено вместо планетарного редуктора использовать дифференциальный вариатор, который не только реализует требуемое передаточное отношение, но и плавно изменяет крутящий момент на выходном валу привода. Преимуществами предлагаемой трансмиссии является простота конструкции, благоприятный, с точки зрения кинематики, режим работы промежуточных звеньев и сателлитов, высокая нагрузочная способность, а также широкий диапазон регулирования угловой скорости и момента на выходном валу.

RESEARCHES OF THE DIFFERENTIAL GEAR VARIATOR

*Konischeva O.V., Bryukhovetskaya E.V., Brungardt M.V., Shchepin A.N.
Siberian Federal University, Krasnoyarsk*

Keywords: reduction gear, gear wheels, planetary gears, gear ratio, differential variator, speed.

Abstract. The paper considers the possibility of the gear variator in drives of automobiles and other transport machines. From-were that it should be increased traction reducer ratio up to 10 (instead of 4.5 when using DC motor). Noted that the application of planetary reducer with single-stage gear provides a ratio of 10. Proposed instead of planetary gear use differential variator, which not only implements the required gear ratio, but also seamlessly changes torque on output shaft of the driving gear. Advantages of the offered transmission is simplicity of construction, favourable, from the point of view of kinematics, mode of operations of intermediates and sattetites, high loading ability and *also* widerange of adjusting of angulator and moment on an output billow.

Введение

Ранее, в работах [1-4] рассматривались перспективы применения планетарного редуктора с арочными зубчатыми колесами на локомотивах. Вызвано это тем, что в современном тяговом подвижном составе вместо электродвигателей постоянного тока применяют более эффективные асинхронные электродвигатели, у которых примерно в два раза выше частота вращения, что требует применения тягового редуктора с большим передаточным отношением (до величины $u=10$).

Указанная проблема рационально решается применением двухступенчатого тягового редуктора с планетарным исполнением второй ступени с передаточным отношением в пределах 3,0–4,0.

В связи с необходимостью иметь в тяговом приводе передаточное отношение, равное десяти и выше, представляется целесообразным, на наш

взгляд, рассмотреть возможность использования дифференциального вариатора, который реализует не только передаточное отношение в пределах от 1,0 до 4,0 и выше, но и крутящий момент в заданных пределах, что особенно важно в режимах разгона и торможения. Проблемы передачи и преобразования вращательного движения рассматривались авторами в работах [5-10].

Описание схемы и математическая модель дифференциального вариатора

На рис. 1 представлена схема дифференциального зубчатого вариатора, состоящего из шести подвижных звеньев. Здесь 1 – центральное колесо; 2(3) – сателлитный блок; 4 – центральное колесо (корона), выполненное заодно с колесом 5 и являющееся корпусом механизма; H – водило, общее для двух дифференциальных частей; 6 – сателлит; 7 – центральное колесо; 0 – неподвижное звено (стойка).

Крутящий момент в механизме может передаваться по двум потокам: первый – звенья 1–2–3– H –6–7; второй – звенья 1–2–3–4–5–6–7.

При числе зубьев колес $z_1=42$, $z_2=30$, $z_3=20$, $z_4=110$, $z_5=98$, $z_6=20$, $z_7=58$ передаточные отношения при неподвижном водиле равны:

$$u_{17}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_7 - n_H} = u_{14}^{(H)} u_{57}^{(H)} = \left(-\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}\right) \left(-\frac{z_7}{z_5}\right) = \frac{30 \cdot 110 \cdot 58}{42 \cdot 20 \cdot 98} = 2,325; \quad (1)$$

$$u_{14}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = \left(-\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}\right) = \frac{30 \cdot 110}{42 \cdot 20} = -3,929.$$

В случае, когда колесо 1 является ведущим, а другие колеса не испытывают нагрузок, механизм вращается как одно целое, и все основные звенья имеют скорость, примерно равную скорости ведущего звена 1. Небольшие отклонения возможны, в основном, с потерями на трение.

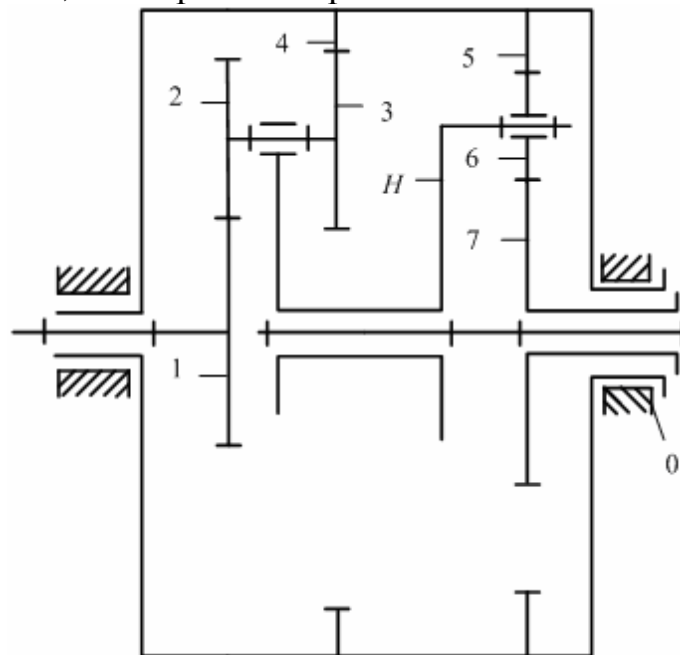


Рис. 1. Схема дифференциального вариатора

В том случае, когда колесо 7 испытывает торможение, его можно рассматривать, как ведущее, оно начинает воспринимать момент, который

вызывает движение колеса 7 в обратном направлении. Вследствие этого, скорость его вращения уменьшается, происходит сложение двух вращательных движений по потокам, направленным противоположно. Тормозной момент передается на другие звенья и в том числе на колесо 4(5), скорость его при этом уменьшается. В этом случае колесо 4(5) можно рассматривать как ведомое, на этом колесе происходит сложение мощностей от первого и второго потоков (колес 1 и 7).

Определим далее, как зависит скорость колеса 4(5) от скоростей колес 1 и 7. Степень подвижности данного механизма, как дифференциала, равна двум, а значит должны быть известны скорости двух звеньев, т. е. 1 и 7.

Определим частоты вращения водила и колеса 4 (5), для этого запишем формулы Виллиса:

$$u_{17}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_7 - n_H}; \quad u_{14}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H}, \quad (2)$$

откуда с учетом (1)

$$n_H = \frac{u_{17}^{(H)} n_7 - n_1}{u_{17}^{(H)} - 1} = \frac{2,325n_7 - n_1}{1,325};$$

$$n_4 = n_5 = \frac{n_1 - n_H}{u_{14}^{(H)}} + n_H = \frac{n_1 - n_H}{-3,929} + n_H. \quad (3)$$

Тогда передаточное отношение

$$u_{14} = \frac{n_1}{n_4}. \quad (4)$$

Результаты исследований

Придадим значение частоты вращения колеса 1 $n_1=1450$ об/мин, а для колеса 7 примем различные значения в зависимости от степени его торможения. Используя формулы (3), (4), определим частоту вращения колеса 4(5) и передаточное отношение u_{14} , результаты занесем в таблицу 1.

Табл. 1. Расчет передаточных отношений при ведомом колесе 4 (5)

Параметры	n_1	n_7	u_{17}	n_H	n_4	u_{14}
Торможение, 25%	1450	1087,5	1,33	813,92	652,03	2,22
Торможение, 30%	1450	1015	1,43	686,70	492,43	2,94
Торможение, 40%	1450	870	1,67	432,26	173,23	8,37
Торможение, 45%	1450	797,5	1,82	305,05	13,64	106,30
Остановка выходного колеса (45,4%)	1450	791,31	1,83	294,18	0	∞
Торможение, 50%	1450	725	2,0	177,83	-145,96	-9,93
Торможение, 75%	1450	362,5	4,0	-458,25	-943,93	-1,54
Полное торможение	1450	0	∞	-1094,34	-1741,92	-0,83

Из табл. 1 видно, что частота вращения колеса 4(5) может меняться от 1450 до 0 при вращении в ту же сторону, что и колесо 1. При более сильном торможении колеса 7 (торможение 45,4%) колесо 4(5) останавливается и в дальнейшем начинает движение в обратном направлении, на это указывает знак «минус». Передаточное отношение при этом отрицательно. Таким образом,

видно, что передаточное отношение на выходном звене 4(5) меняется от 1 до ∞ и далее от ∞ до 0,83 при полном торможении колеса 7. Эти результаты подтверждают возможность данного механизма плавно изменять скорость ведомого колеса 4(5) без дополнительных органов управления.

Роль выходного звена может выполнять и водило H , так как скорость его так же плавно уменьшается при торможении колеса 7, но это изменение медленнее, чем у колеса 4(5).

Если тормозить колесо 4(5), то ведомым может быть колесо 7, тогда расчеты для определения скорости колеса 7 и передаточного отношения будут следующие:

Результаты расчетов сведем в таблицу 2.

Табл. 2. Расчет передаточных отношений при ведомом колесе 7

Параметры	n_1	$n_5(n_4)$	u_{15}	n_H	n_7	u_{17}
Торможение, 25%	1450	1087,5	1,33	1161,04	1285,27	1,13
Торможение, 50%	1450	725	2	872,09	1120,55	1,29
Торможение, 75%	1450	362,5	4	583,13	955,82	1,52
Полное торможение	1450	0	∞	294,18	791,10	1,83

Из табл. 2 видно, что колесо 7 очень медленно меняет свою скорость, причем наибольшее передаточное отношение составляет 1,83, а значит, наименьшая скорость в этом случае может быть только 791, 10 об/мин. Остановить это колесо путем торможения колеса 4(5) не удастся. В этом случае колесо 7 нецелесообразно использовать в качестве ведомого звена.

$$\begin{aligned}
 u_{14}^{(H)} &= \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = -\frac{30 \cdot 110}{42 \cdot 20} = -3,929; \\
 n_H &= \frac{u_{14}^{(H)} n_4 - n_1}{u_{14}^{(H)} - 1} = \frac{-3,929 n_4 - n_1}{-4,929} = \frac{3,929 n_4 + n_1}{4,929}; \\
 u_{57}^{(H)} &= \frac{n_5 - n_H}{n_7 - n_H} = -\frac{z_7}{z_5} = -\frac{58}{98} = -0,592; \\
 n_7 &= \frac{n_5 - n_H}{u_{57}^{(H)}} + n_H = \frac{n_5 - n_H}{-0,592} + n_H = \frac{n_H - n_5}{0,592} + n_H; \\
 u_{17} &= \frac{n_1}{n_7}.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Возможен еще вариант, когда тормозится колесо 4(5), и оно же выступает в качестве ведомого, в этом случае торможение всех звеньев будет плавным, и звенья не будут совершать обратного движения. Но в этом случае колесо 4(5) будет терять мощность при торможении. В любом случае представляется более целесообразным в качестве ведомого колеса использовать именно колесо 4(5).

Заключение

Описанные схемы вращения звеньев объясняют, как можно получить момент на выходном валу без специального торможения звеньев. При этом момент на выходном валу во многом зависит от потерь на трение, которые достигают максимальной величины при циркуляции мощности в замкнутом

контуре. Максимальная циркуляция мощности имеет место при значении угловой скорости выходного звена, равной нулю ($n_7=0$).

Для определения моментов и потерь на трение в рассматриваемом механизме могут быть использованы известные методы: метод профессора Крейнса и метод профессора Кудрявцева.

Список литературы

1. Беляев А.И., Сирицын А.И., Широких Э.В. Перспективы применения планетарного редуктора с арочными колесами на локомотивах // Редукторостроение России. Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием. СПб., 2002, С. 72.
2. Сирицын А.И., Беляев А.И., Сирицын Д.А. Особенности изготовления и применения высокоточных арочных зубчатых тяговых передач // Вестник машиностроения. 1997. №1. С. 3-6.
3. Патент РК №3208, кл. F16H5/46. Автоматическая трансмиссия / Иванов К.С., Косс И. – 1995.
4. Международный патент №WO2010/030205A1. Автоматический зубчатый вариатор без устройств управления / Веденеев С.А.
5. Патент №2153612 РФ. Дифференциальная передача / Синенко Е.Г., Дегтярев А.С., Синенко М.Е. – Оpubл. 27.07.2000, Бюл. № 21.
6. Синенко Е.Г., Абазин Д.Д., Конищева О.В. Кинематика и механика зубчатого дифференциала // Технология машиностроения. 2008. №9. С. 64-66.
7. Синенко Е.Г., Конищева О.В. Методика проектирования эксцентричных планетарных передач // Машиностроение: сб. науч. ст. Красноярск, 2009. С. 63-68.
8. Синенко Е.Г., Конищева О.В., Сенькин В.И. Некоторые элементы геометрического расчета зубчатых дифференциалов // Машиностроение: сб. науч. ст. Красноярск, 2008. С. 104-106.
9. Синенко Е.Г., Конищева О.В. Определение оптимального числа зубьев сателлитов эксцентричной планетарной передачи // Технология машиностроения. 2010. №4. С. 45-46.
10. Синенко Е.Г., Конищева О.В. Геометрия и кинематика эксцентричного механизма планетарного фрезерования // Технология машиностроения. 2010. №11. С. 38-40.

Сведения об авторах:

Конищева Ольга Васильевна – к.т.н., доцент, доцент кафедры «Прикладная механика», СФУ, г.Красноярск;

Брюховецкая Елена Викторовна – к.т.н., доцент, доцент кафедры «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», СФУ, г.Красноярск;

Брунгардт Максим Валерьевич – к.т.н., доцент кафедры «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», СФУ, г.Красноярск;

Щепин Александр Николаевич – старший преподаватель кафедры «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», СФУ, г.Красноярск.