

## ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ СИЛОВОГО ПРИВОДА КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ

Скойбеда А. Т., Жуковец В. Н.

*УО «Белорусский национальный технический университет», Минск*

Изготовленный в БНТУ образец колесно-шагающего движителя осуществляет перемещение комбинированным способом [1]. Одновременно происходит прокатывание по несущей поверхности опорных башмаков (колесный принцип) и осуществляется перемещение ступицы движителя за счет поворота штанг и кривошипов (шагающий принцип) [2; 3]. Конструкция этой ходовой системы позволяет перешагивать сравнительно невысокие препятствия (камни, бревна), подниматься или спускаться по ступеням и поверхностям с большим углом уклона, что недоступно для классического колеса [3; 4]. Эти преимущества позволяют применять колесно-шагающий движитель в сельском хозяйстве, лесной промышленности, для горных работ, при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций [3; 5].

Существующий образец движителя был установлен на мотоблок, который приводился в действие двигателем внутреннего сгорания через сложную механическую передачу [3; 6]. На современном этапе развития производственных технологий, представляется более целесообразным электромеханический привод, когда каждый отдельный колесно-шагающий движитель получает мощность от собственного электродвигателя. Электродвигатели, в свою очередь, получают энергию либо от аккумулятора большой мощности, либо через электрогенератор от двигателя внутреннего сгорания. Таким образом, следует использовать опыт практического применения гибридных силовых установок на автомобильном транспорте, включая электронную систему управления работы движителей.

В предыдущих работах [6; 7] был выполнен динамический анализ данного движителя, как для постоянной угловой скорости входного вала, так и при наличии углового ускорения. Наличие методики динамического расчета для переменной угловой скорости очень значимо, поскольку, в реальных условиях работы, сельскохозяйственная и лесопромышленная техника обычно эксплуатируются на переменных скоростных режимах, когда возникают дополнительные инерционные нагрузки [1; 3; 5].

Тем не менее, даже при установившемся режиме работы этого движителя, возникают периодически действующие силы инерции. Одним из методов решения данной задачи, является применение некруглых зубчатых колес в приводе движителя. В предыдущих публикациях [8; 9] были разработаны различные методы вычисления геометрических параметров этих колес. При этом, ведущая зубчатая шестерня имела несимметричную форму. Помимо наличия статического дисбаланса, при высокой частоте входного вала возникала значительная динамическая неуравновешенность, которая ухудшала работу зацепления.

Следовательно, возникла необходимость изменить общее передаточное отношение в приводе движителя за полный рабочий цикл. Это значит, что в проектируемой зубчатой передаче, несмотря на переменное передаточное отношение, за один полный оборот ведомого колеса будут совершаться два полных оборота ведущей шестерни приводного вала. В этом случае, появляется возможность вычислить симметричные геометрические параметры ведущей шестерни. Следует отметить, что ведущая зубчатая шестерня имела несимметричную форму согласно работам [8; 9] тогда, когда за один

полный оборот ведомого колеса совершаются четыре полных оборота ведущей шестерни.

Основываясь на этих принципах, а также результатах предыдущих работ [8, 9], приступим к расчету конструкции силового привода колесно-шагающего движителя (КШД). Вертикальное положение оси ступицы движителя и аналог скорости движения по горизонтали выражаются соответственно формулами:

$$Y_{01} = a - b + c = \text{const} ; \quad (1)$$

$$\frac{dX_{01}}{d\varphi} = a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi . \quad (2)$$

Здесь:  $a = 0,06$  м – расстояние между осями вращения ступицы движителя и кривошипов,  $b = 0,1$  м – длина кривошипа,  $c = 0,36$  м – длина стойки башмака,  $\varphi$  – угол поворота ступицы движителя в диапазоне  $-\pi/4$  радиан  $\leq \varphi \leq \pi/4$  радиан [8; 9].

Для обеспечения постоянной скорости перемещения движителя, зубчатое зацепление между шестерней приводного вала и колесом водила должно обеспечивать следующее переменное передаточное отношение [9]:

$$\frac{\omega}{\omega_H} = \frac{u \cdot \left( \frac{dX_{01}}{d\varphi} \right)}{Y_{01}} . \quad (3)$$

Здесь рассматривается установившееся движение КШД, когда частота вращения приводного вала  $\omega = \text{const}$ . Тогда частота вращения водила:

$$\omega_H = \frac{\omega \cdot Y_{01}}{u \cdot \left( \frac{dX_{01}}{d\varphi} \right)} .$$

Вращение колеса водила обеспечивает поступательное перемещение КШД, тогда скорость транспортного средства с КШД на установившемся режиме будет равна:

$$v = \omega_H \cdot \left( \frac{dX_{01}}{d\varphi} \right) = \frac{\omega \cdot Y_{01}}{u} .$$

Для значений угловой скорости  $\omega = \text{const}$ , вертикальной координаты оси ступицы  $Y_{01} = a - b + c = \text{const}$ , коэффициента передаточного отношения  $u = \text{const}$ , получим линейную скорость перемещения  $v = \text{const}$ . Для зацепления некруглых колес величина коэффициента передаточного отношения  $u$  будет определена далее, с учетом того, что за один полный оборот ведомого колеса осуществляются два полных оборота ведущей шестерни. Уравнения начальных линий некруглых зубчатых колес определяются из условий [9]:

$$\frac{\omega}{\omega_H} = \frac{r_H}{r} ; \quad (4)$$

$$r + r_H = L = \text{const} . \quad (5)$$

Преобразуя уравнение (4) с учетом (1–3), получаем:

$$\frac{r_H}{r} = \frac{u \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c)} .$$

С учетом выражения (5) получим:

$$r_H = \frac{L \cdot u \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c) + u \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)} ; \quad (6)$$

$$r = \frac{L \cdot (a - b + c)}{(a - b + c) + u \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)} . \quad (7)$$

Обобщенной координатой является угол поворота  $\varphi$  ведомого колеса, связанный с углом поворота  $\theta$  ведущей шестерни соотношением, вытекающим из выражений (1–3):

$$\omega_H = \frac{(a - b + c)}{u \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)} \cdot \omega . \quad (8)$$

Так как  $\omega_H = \frac{d\varphi}{dt}$ , а также  $\omega = \frac{d\theta}{dt}$ , тогда из формулы (8) получим:

$$\begin{aligned} \frac{d\varphi}{dt} &= \frac{(a - b + c)}{u \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)} \cdot \frac{d\theta}{dt} ; \\ \frac{u \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c)} d\varphi &= d\theta ; \\ \frac{u}{a - b + c} \cdot \int (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi) d\varphi &= \int d\theta ; \\ \frac{u}{a - b + c} \cdot ((a - b + c) \cdot \varphi + \frac{3}{2} \cdot b \cdot \sin 2\varphi) + C &= \theta . \end{aligned} \quad (9)$$

Найдем постоянную  $C$  из условия, что при  $\varphi = 0$  будет  $\theta = 0$ . Тогда из выражения (9) получим  $C = 0$ . С другой стороны, необходимо выполнение условия, что при  $\varphi = \pi/4$  радиан будет  $\theta = \pi/2$  радиан. Тогда из выражения (9) получим равенство:

$$\begin{aligned} \frac{u}{a - b + c} \cdot \left( (a - b + c) \cdot \frac{\pi}{4} + \frac{3}{2} \cdot b \cdot \sin \frac{\pi}{2} \right) &= \frac{\pi}{2} ; \\ u &= \frac{2 \cdot (a - b + c) \cdot \pi}{(a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b} . \end{aligned} \quad (10)$$

Подставляя полученное выражение (10) в формулу (9), находим зависимость между углом поворота  $\varphi$  ведомого колеса и углом поворота  $\theta$  ведущей шестерни:

$$\theta = \frac{\pi \cdot (2 \cdot (a - b + c) \cdot \varphi + 3 \cdot b \cdot \sin 2\varphi)}{(a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b}. \quad (11)$$

Преобразуем формулы (6–7) с учетом выражения (10):

$$r_H = \frac{L \cdot 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}; \quad (12)$$

$$r = \frac{L \cdot ((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b)}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}. \quad (13)$$

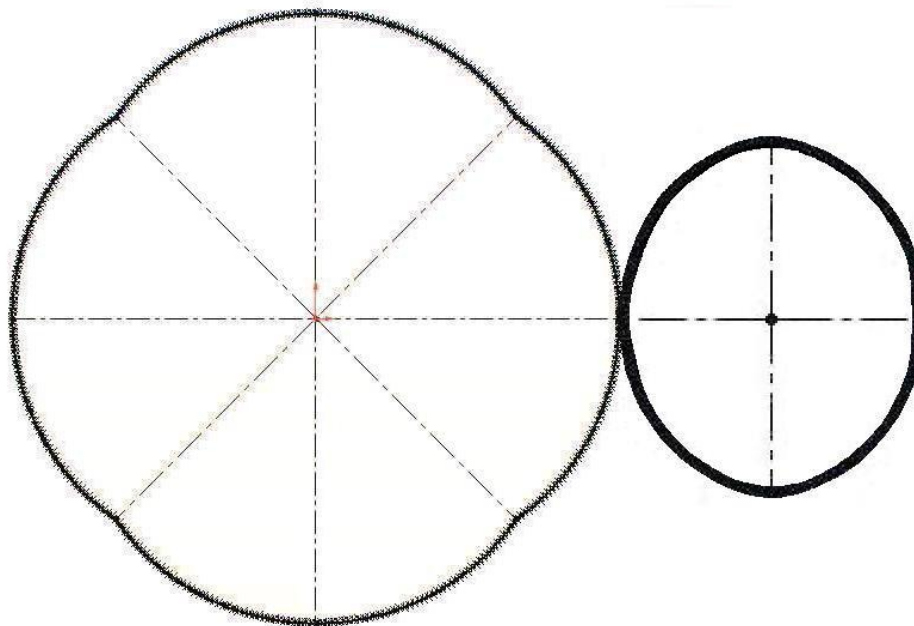


Рис. 1. Начальные линии зубчатой передачи силового привода колесно-шагающего движителя

По формуле (12) строится в полярных координатах начальная линия ведомого колеса, как функция вида  $r_H = f(\varphi)$ . Начальная линия ведущей шестерни должна описываться функцией вида  $r = f(\theta)$ . Однако, из-за сложности формулы (11), более целесообразно для значений обобщенной координаты  $\varphi$  вычислять по формулам (11, 13) значения  $\theta = f(\varphi)$  и  $r = f(\varphi)$ , заносить их в таблицу, и ставить между собой в соответствие как  $r = f(\theta)$ .

Таким образом, используя начальные линии (рисунок 1), в дальнейшем следует приступить к профилированию зубчатых венцов. Применение данной конструкции зубчатого зацепления в приводе движителя позволит значительно повысить равномерность скорости движения.

Используя формулы (4, 12, 13), запишем выражения для нахождения значений переменного передаточного отношения [9]:

$$U(\varphi) = \frac{r_H}{r} = \frac{\omega}{\omega_H} = \frac{d\theta}{d\varphi}; \quad (14)$$

$$U(\varphi) = \frac{2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b} \quad (15)$$

Выражения (14–15) описывают теоретический закон изменения передаточного отношения, представляющий собой гладкую непрерывную функцию. В реальном зубчатом зацеплении передаточное отношение будет изменяться дискретно, поэтому  $U(\varphi)$  будет кусочной функцией, соответствующей выражению (15) с определенной степенью приближения.

Осуществим разбиение проектируемых некруглых зубчатых колес на условные сектора, каждый из которых будет представлять собой часть круглого зубчатого колеса с одним зубом. Каждый сектор имеет свое значение радиуса начальной окружности и свое значение углового интервала дуги. При этом, у всех секторов должны быть равные длины дуг соответствующих участков начальных окружностей. Начнем разбиение на сектора с ведомого зубчатого колеса. Так как, это колесо уже было условно разделено на четыре больших сектора, при разбиении на более мелкие сектора будем рассматривать один большой сектор для значений  $-\pi/4$  радиан  $\leq \varphi \leq \pi/4$  радиан.

При разбиении одного большого сектора на множество меньших секторов, где  $i$  – число условных секторов разбиения, должны выполняться равенства [9]:

$$r_{H_1} \cdot \Delta\varphi_1 = r_{H_2} \cdot \Delta\varphi_2 = \dots = r_{H_i} \cdot \Delta\varphi_i; \quad (16)$$

$$\Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \dots + \Delta\varphi_i = \pi/2; \quad (17)$$

Значения  $r_{H_1}, r_{H_2}, \dots, r_{H_i}$  вычисляются согласно формуле (12) для соответствующих углов  $\varphi_1 + 0,5 \cdot \Delta\varphi_1; \varphi_2 + 0,5 \cdot \Delta\varphi_2; \dots; \varphi_i + 0,5 \cdot \Delta\varphi_i$  как:

$$r_{H_1} = \frac{L \cdot 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi_1))}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi_1))}; \quad (18)$$

$$r_{H_2} = \frac{L \cdot 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_2 + \Delta\varphi_2))}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_2 + \Delta\varphi_2))}; \quad (19)$$

.....

$$r_{H_i} = \frac{L \cdot 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_i + \Delta\varphi_i))}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 2 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_i + \Delta\varphi_i))}. \quad (20)$$

Значения углов определяются равенствами:

$$\varphi_1 = -\pi/4; \quad (21)$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \Delta\varphi_1; \quad (22)$$

.....

$$\varphi_i = \varphi_1 + \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \dots + \Delta\varphi_{i-1} = \varphi_{i-1} + \Delta\varphi_{i-1}; \quad (23)$$

$$\pi/4 = \varphi_1 + \Delta\varphi_1 + \Delta\varphi_2 + \dots + \Delta\varphi_i = \varphi_i + \Delta\varphi_i. \quad (24)$$

Итак, для проведения вычислений следует определить величины угловых интервалов  $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \dots, \Delta\varphi_i$ . Запишем условия равенства длин дуг:

$$\begin{aligned} r_{H_1} \cdot \Delta\varphi_1 &= r_{H_2} \cdot \Delta\varphi_2; \\ &\dots \dots \dots \\ r_{H_{i-1}} \cdot \Delta\varphi_{i-1} &= r_{H_i} \cdot \Delta\varphi_i. \end{aligned}$$

Преобразуем данные уравнения и запишем как:

$$\Delta\varphi_2 = \frac{r_{H_1} \cdot \Delta\varphi_1}{r_{H_2}}; \quad (25)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\Delta\varphi_i = \frac{r_{H_{i-1}} \cdot \Delta\varphi_{i-1}}{r_{H_i}}. \quad (26)$$

Используя формулы (25–26), определим значения угловых интервалов методом последовательных приближений [9]. Первоначально задаем значение угла  $\varphi_1 = -\pi/4$  и интервала  $\Delta\varphi_1$  для самого первого цикла расчетов согласно формуле:

$$\Delta\varphi_1 = \frac{\pi}{2 \cdot i}. \quad (27)$$

Далее по формуле (22) вычисляется  $\varphi_2$ . Для значения  $\varphi_1 + 0,5 \cdot \Delta\varphi_1$  по формуле (18) вычисляется величина  $r_{H_1}$ . После этого, для самого первого цикла расчетов принимается  $\Delta\varphi_2 = \Delta\varphi_1$ . Для значения  $\varphi_2 + 0,5 \cdot \Delta\varphi_2$  по формуле (19) вычисляется величина  $r_{H_2}$ . Затем по формуле (25) вычисляется уточненное значение  $\Delta\varphi_2$ . Для значения  $\varphi_2 + 0,5 \cdot \Delta\varphi_2$  по формуле (19) опять вычисляется величина  $r_{H_2}$ . Потом опять по формуле (25) вычисляется уточненное значение  $\Delta\varphi_2$ . Величина  $\Delta\varphi_2$  уточняется до тех пор, пока расхождение между циклами превышает 0,000001 радиан. Затем вычисляется  $\varphi_3$ . Принимается для нового цикла расчетов  $\Delta\varphi_3 = \Delta\varphi_2$ , где  $\Delta\varphi_2$  равно последнему уточненному значению. Затем, по аналогии, для значения  $\varphi_3 + 0,5 \cdot \Delta\varphi_3$  вычисляется величина  $r_{H_3}$ . После этого уточняем значение  $\Delta\varphi_3$ . Затем, найдя значения интервалов  $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \dots, \Delta\varphi_i$ , производим первое контрольное вычисление по формуле:

$$\Delta\varphi_1 = \pi / 2 - (\Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3 + \dots + \Delta\varphi_i). \quad (28)$$

Вычисленное по формуле (28) значение  $\Delta\varphi_1$  следует сравнить со значением  $\Delta\varphi_1$  в первом приближении, т. е. вычисленным по формуле (27). Если расхождение превышает 0,000001 радиан, расчеты следует продолжить. Для следующего этапа расчетов задаются новые значения интервалов, вычисляемые как:

$$\Delta\varphi_{i_{k+1}} = \Delta\varphi_{i_k} + 0,5 \cdot (\pi / 2 - (\Delta\varphi_{1_k} + \Delta\varphi_{2_k} + \Delta\varphi_{3_k} + \dots + \Delta\varphi_{i_k})) / i; \quad (29)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\Delta\varphi_{i_{k+1}} = \Delta\varphi_{i_k} + 0,5 \cdot (\pi / 2 - (\Delta\varphi_{1_k} + \Delta\varphi_{2_k} + \Delta\varphi_{3_k} + \dots + \Delta\varphi_{i_k})) / i. \quad (30)$$

Здесь  $k$  – номер цикла расчетов,  $i$  – число секторов разбиения.

Циклы расчетов должны продолжаться до выполнения условия:

$$|\Delta\varphi_{1_{k+1}} - \Delta\varphi_{1_k}| \leq 0,000001 \text{ радиан. (31)}$$

Вычислив значения  $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \Delta\varphi_3, \dots, \Delta\varphi_i$ , и  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_i$ , далее следует провести разбиения на угловые сектора ведущей зубчатой шестерни приводного вала. Для этого должны соблюдаться равенства:

$$r_{H_1} \cdot \Delta\varphi_1 = r_1 \cdot \Delta\theta_1; \quad (32)$$

... ..

$$r_{H_1} \cdot \Delta\varphi_i = r_i \cdot \Delta\theta_i; \quad (33)$$

$$r_1 \cdot \Delta\theta_1 = r_2 \cdot \Delta\theta_2; \quad (34)$$

... ..

$$r_{i-1} \cdot \Delta\theta_{i-1} = r_i \cdot \Delta\theta_i; \quad (35)$$

$$r_{H_1} + r_1 = L; \quad (36)$$

... ..

$$r_{H_1} + r_i = L; \quad (37)$$

$$\Delta\theta_1 + \Delta\theta_2 + \Delta\theta_3 + \dots + \Delta\theta_i = \pi. \quad (38)$$

В этой системе уравнений известными величинами являются лишь ранее вычисленные значения угловых интервалов  $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \dots, \Delta\varphi_i$ . Для определения остальных величин выполним преобразования, чтобы получить выражения:

$$\Delta\theta_2 = \frac{\Delta\theta_1 \cdot \Delta\varphi_1 \cdot \Delta\varphi_2}{\Delta\theta_1 \cdot (\Delta\varphi_2 - \Delta\varphi_1) + \Delta\varphi_1 \cdot \Delta\varphi_2}; \quad (39)$$

... ..

$$\Delta\theta_i = \frac{\Delta\theta_{i-1} \cdot \Delta\varphi_{i-1} \cdot \Delta\varphi_i}{\Delta\theta_{i-1} \cdot (\Delta\varphi_i - \Delta\varphi_{i-1}) + \Delta\varphi_{i-1} \cdot \Delta\varphi_i}; \quad (40)$$

$$r_{H_1} = \frac{\Delta\theta_1 \cdot L}{\Delta\varphi_1 + \Delta\theta_1}; \quad (41)$$

... ..

$$r_{H_1} = \frac{\Delta\theta_i \cdot L}{\Delta\varphi_i + \Delta\theta_i}; \quad (42)$$

$$r_1 = L - r_{H_1}; \quad (43)$$

... ..

$$r_i = L - r_{H_i}. \quad (44)$$

$$\theta_1 = -\pi/2; \quad (45)$$

$$\theta_2 = \theta_1 + \Delta \theta_1; \quad (46)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \Delta \theta_{i-1}. \quad (47)$$

Итак, для проведения нужных вычислений необходимо определить величину углового интервала  $\Delta\theta_1$ . Первоначально задаем значение интервала  $\Delta\theta_1$  для самого первого цикла расчетов согласно формуле:

$$\Delta\theta_1 = \frac{\pi}{i}. \quad (48)$$

После вычисления значений  $\Delta\theta_1, \Delta\theta_2, \Delta\theta_3, \dots, \Delta\theta_i$ , производим первое контрольное вычисление по формуле:

$$\Delta\theta_1 = \pi - (\Delta\theta_2 + \Delta\theta_3 + \dots + \Delta\theta_i). \quad (49)$$

Вычисленное по формуле (49) значение  $\Delta\theta_1$  следует сравнить со значением  $\Delta\theta_1$ , вычисленным по формуле (48). Если расхождение превышает 0,000001 радиан, расчеты следует продолжить. Для обеспечения более быстрой сходимости результатов, для каждого последующего цикла расчетов задается значение, вычисляемое по формуле:

$$\Delta\theta_{1k+1} = \Delta\theta_{1k} + 0,5 \cdot (\pi - (\Delta\theta_{1k} + \Delta\theta_{2k} + \dots + \Delta\theta_{ik}))/i. \quad (50)$$

Здесь  $k$  – номер цикла расчетов,  $i$  – число секторов разбиения.

Циклы расчетов должны продолжаться до выполнения условия:

$$|\Delta\theta_{1k+1} - \Delta\theta_{1k}| \leq 0,000001 \text{ радиан}. \quad (51)$$

Определив с заданной точностью значения интервалов  $\Delta\theta_1, \Delta\theta_2, \dots, \Delta\theta_i$ , далее найдем по формулам (39–47) величины радиусов  $r_{H_1}, r_{H_2}, \dots, r_{H_i}$  и  $r_1, r_2, \dots, r_i$ , значения углов  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_i$ . В качестве проверки убедимся в соблюдении условия [9]:

$$l_{\text{инт}} = r_{H_1} \cdot \Delta\varphi_1 = \dots = r_{H_i} \cdot \Delta\varphi_i = r_1 \cdot \Delta\theta_1 = \dots = r_i \cdot \Delta\theta_i. \quad (52)$$

Далее выполним расчеты указанных параметров шестерни приводного вала и колеса водила. Исходные данные: межосевое расстояние расчетное  $L_P = 143,5$  мм, межосевое расстояние установочное  $L_{УСТ} = 144$  мм,  $a = 60$  мм,  $b = 100$  мм,  $c = 360$  мм, число зубьев шестерни приводного вала  $z = 48$ , число зубьев колеса водила  $z_H = 96$ . Шестерня приводного вала условно разделена на 2 сектора по 24 зуба. Зубчатое колесо водила, соответственно, разделено на 4 сектора по 24 зуба. Таким образом, число секторов разбиения  $i = 24$ . Значения угла поворота колеса водила находятся в интервале  $-\pi/4$  радиан  $\leq \varphi \leq \pi/4$  радиан, угол поворота шестерни принимает значения  $-\pi/2$  радиан  $\leq \theta \leq \pi/2$  радиан. Значения углов  $\varphi_i, \theta_i$ , угловых интервалов  $\Delta\varphi_i, \Delta\theta_i$



используются при расчетах в радианах, а для удобства заносятся в таблицу 1 также в градусах, значения  $r_{Hi}$  и  $r_i$  используются при расчетах и заносятся в таблицу 1 в миллиметрах.

Таблица 1 – Параметры разбиения начальных линий зубчатого зацепления

$i$	$\varphi_i$ , рад	$\varphi_i$ , градусы	$\Delta\varphi_i$ , рад	$\Delta\varphi_i$ , гра- ду- сы	$r_{Hi}$ , мм	$\theta_i$ , рад	$\theta_i$ , гра- дусы	$\Delta\theta_i$ , рад	$\Delta\theta_i$ , гра- ду- сы	$r_i$ , мм
1	-0,7854	-45,00	0,0756	4,33	82,20	-1,5708	-90,00	0,1013	5,81	61,30
2	-0,7098	-40,67	0,0719	4,12	86,37	-1,4695	-84,19	0,1087	6,23	57,13
3	-0,6379	-36,55	0,0692	3,97	89,76	-1,3607	-77,96	0,1156	6,62	53,74
4	-0,5687	-32,58	0,0671	3,85	92,53	-1,2451	-71,34	0,1219	6,98	50,97
5	-0,5016	-28,74	0,0655	3,75	94,80	-1,1232	-64,36	0,1276	7,31	48,70
6	-0,4360	-24,98	0,0643	3,68	96,66	-0,9957	-57,05	0,1326	7,60	46,84
7	-0,3718	-21,30	0,0633	3,63	98,16	-0,8630	-49,45	0,1370	7,85	45,34
8	-0,3085	-17,67	0,0625	3,58	99,35	-0,7260	-41,60	0,1407	8,06	44,15
9	-0,2459	-14,09	0,0620	3,55	100,27	-0,5853	-33,54	0,1437	8,23	43,23
10	-0,1840	-10,54	0,0615	3,53	100,94	-0,4416	-25,30	0,1459	8,36	42,56
11	-0,1224	-7,01	0,0613	3,51	101,37	-0,2957	-16,94	0,1475	8,45	42,13
12	-0,0612	-3,50	0,0612	3,50	101,59	-0,1482	-8,49	0,1482	8,49	41,91
13	0,0000	0,00	0,0612	3,50	101,59	0,0000	0,00	0,1482	8,49	41,91
14	0,0612	3,50	0,0613	3,51	101,37	0,1482	8,49	0,1475	8,45	42,13
15	0,1224	7,01	0,0615	3,53	100,94	0,2957	16,94	0,1459	8,36	42,56
16	0,1840	10,54	0,0620	3,55	100,27	0,4416	25,30	0,1437	8,23	43,23
17	0,2459	14,09	0,0625	3,58	99,35	0,5853	33,54	0,1407	8,06	44,15
18	0,3085	17,67	0,0633	3,63	98,16	0,7260	41,60	0,1370	7,85	45,34
19	0,3718	21,30	0,0643	3,68	96,66	0,8630	49,45	0,1326	7,60	46,84
20	0,4360	24,98	0,0655	3,75	94,80	0,9957	57,05	0,1276	7,31	48,70
21	0,5016	28,74	0,0671	3,85	92,53	1,1232	64,36	0,1219	6,98	50,97
22	0,5687	32,58	0,0692	3,97	89,76	1,2451	71,34	0,1156	6,62	53,74
23	0,6379	36,55	0,0719	4,12	86,37	1,3607	77,96	0,1087	6,23	57,13
24	0,7098	40,67	0,0756	4,33	82,20	1,4695	84,19	0,1013	5,81	61,30

Ниже приведена диаграмма вычисленных значений (рисунок 2) фактической (ломаная линия) и теоретической (плавная линия) передаточной функций по формулам (14–15).

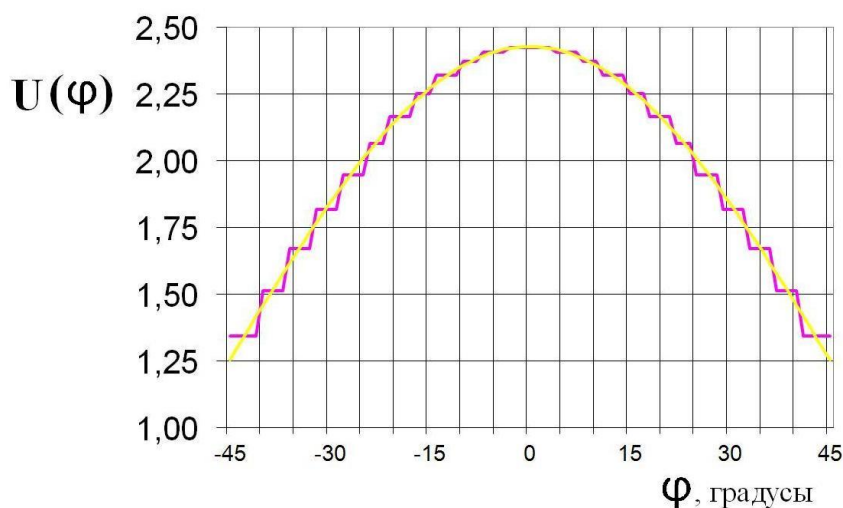


Рис. 2. Диаграмма фактической и теоретической передаточных функций

Разработанная методика расчета обеспечивает качественную сходимость реальной и теоретической передаточной функций, позволяет выполнить построение некруглых зубчатых колес симметричной геометрической формы. Далее, следует выполнить профилирование зубчатого зацепления силового привода колесно-шагающего двигателя, чтобы построить его трехмерную модель [10].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность–машина. – М. : «Машиностроение», 1973. – 520 с.
2. Скойбеда А. Т. Колесно-шагающий движитель и его динамические преимущества по сравнению с колесом / А. Т. Скойбеда, И. М. Комяк, В. Н. Жуковец // Механика-2011: сб. науч. тр. V Белорусского конгресса по теорет. и прикладной механике, Минск, 26–28 окт. 2011 г.: в 2 т. – Минск, 2011. – Том 1. – С. 138–144.
3. Скойбеда А. Т. Колесно-шагающие движители для транспортного средства высокой проходимости / А. Т. Скойбеда, В. Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика. Международный научно-технический сборник. – Выпуск 28. – 2013. – С. 228–233.
4. Скойбеда А. Т. Рациональный профиль опорных башмаков колесно-шагающего движителя / А. Т. Скойбеда, В. Н. Жуковец // Наука и техника. Международный научно-технический журнал. – 2013. – № 6. – С. 38–42.
5. Шагающие движители – перспективное направление создания агрофильных ходовых систем мобильных машин / А. Т. Скойбеда [и др.] // Сборник научных трудов «Актуальные вопросы машиноведения». Выпуск 3. – Минск, 2014. – С. 102–105.
6. Скойбеда А. Т. Динамика и нагруженность привода колесно-шагающего движителя / А. Т. Скойбеда, А. А. Калина, В. Н. Жуковец // «ВЕСТНИК БелГУТа: НАУКА И ТРАНСПОРТ». Научно-практический журнал № 1 (32) 2016 года. Спец. выпуск. – Гомель, 2016. – С. 289–291.
7. Скойбеда А. Т. Динамика колесно-шагающего движителя при переменной частоте вращения входного вала / А. Т. Скойбеда, В. Н. Жуковец // Сборник научных трудов «Актуальные вопросы машиноведения». Выпуск 10. – Минск, 2021. – С. 172–176.

8. Скойбеда А. Т. Применение некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего движителя / А. Т. Скойбеда, И. М. Комяк, В. Н. Жуковец // Республиканский межведомственный сборник научных трудов «Машиностроение». – Выпуск 27. – Минск : БНТУ, 2013. – С. 113–117.

9. Скойбеда А. Т. Расчет начальных линий некруглых зубчатых колес / А. Т. Скойбеда, В. Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика. Международный научно-технический сборник. – Выпуск 31. – 2016. – С. 110–117.

10. Жуковец В. Н. Построение трехмерных моделей некруглых зубчатых колес / В. Н. Жуковец, Е. В. Гасперович // Материалы студенческой научно-технической конференции, проводимой в рамках международного молодежного форума «Креатив и инновации 2020», 14–23 апреля 2020 года. – Минск : БНТУ, 2020. – С. 369–371.

*Поступила: 11.04.2023*