

РАСЧЕТ НАЧАЛЬНЫХ ЛИНИЙ НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

д.т.н. Скойбеда А.Т., Жуковец В.Н.

Белорусский национальный технический университет, Минск

Вопросы транспортной мобильности являются одними из важнейших в процессе реабилитации лиц с ограниченными возможностями. Ранее [1, 2] рассматривались вопросы кинематики колесно-шагающего движителя (КШД) при движении по ступеням, а также выбора рациональных конструктивных параметров данного движителя при его использовании как части инвалидной коляски. Тем не менее, серьезным недостатком движителя этой конструкции является неравномерность скорости перемещения даже при установившемся режиме движения по плоской поверхности. Поэтому, для улучшения кинематических характеристик требуются изменения в конструкции привода вращения ступицы движителя.

Одним из методов решения данной задачи является применение некруглых зубчатых колес в приводе движителя [3]. Однако, в указанной работе анализ проблемы ограничился методикой построения в полярных координатах начальных линий зубчатого зацепления. Следовательно, необходимо решить вопросы профилирования зубчатых венцов на основании теоретических начальных линий.

Вертикальное положение оси ступицы движителя и аналог скорости движителя по горизонтали выражаются соответственно формулами:

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

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

Здесь: $a = 0,058$ м – расстояние между осями вращения ступицы и кривошипов, $b = 0,029$ м – длина кривошипа, $c = 0,208$ м – длина стойки башмака, φ – угол поворота ступицы движителя в диапазоне $-\pi/4$ радиан $\leq \varphi \leq \pi/4$ радиан [2].

Для обеспечения постоянной скорости перемещения движителя, зубчатое зацепление между шестерней приводного вала и колесом водила должно обеспечивать следующее переменное передаточное отношение [3]:

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

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

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

Вращение 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 $\omega = const$, вертикальной координаты оси ступицы $Y_{01} = a - b + c = const$, коэффициента передаточного отношения $u = const$, получим ли-

нейную скорость перемещения $v = const$. В рассматриваемом зубчатом зацеплении существующего образца КШД используются круглые колеса с величиной $u = 4$. Для зацепления некруглых колес величина коэффициента передаточного отношения u будет определена несколько позднее. При этом в проектируемой передаче, несмотря на переменное передаточное отношение, за один полный оборот колеса водила будут совершаться четыре полных оборота шестерни приводного вала. Уравнения начальных линий проектируемых некруглых зубчатых колес определяются из следующих условий [3]:

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

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

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:

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

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

Здесь обобщенной координатой является угол поворота φ колеса водила, связанный с углом поворота θ шестерни приводного вала 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:

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

Определим 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 $\theta = \pi$ радиан. Тогда из выражения (9) получим равенство:

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

Подставив полученное выражение (10) в формулу (9), окончательно найдем зависимость между углом поворота φ колеса водила и углом поворота θ шестерни приводного вала:

$$\theta = \frac{\pi \cdot (4 \cdot (a - b + c) \cdot \varphi + 6 \cdot b \cdot \sin 2\varphi)}{(a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b}. \quad (11)$$

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

$$r_H = \frac{L \cdot 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}; \quad (12)$$

$$r = \frac{L \cdot ((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b)}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}. \quad (13)$$

По формуле (12) строится в полярных координатах начальная линия колеса водила, как функция вида $r_H = f(\varphi)$. Начальная линия шестерни приводного вала должна описываться функцией вида $r = f(\theta)$, для чего следует преобразовать формулу (13), используя выражение (11), из вида $r = f(\varphi)$ к виду $r = f(\theta)$. Однако, из-за сложности формулы (11), более целесообразно для ряда значений обобщенной координаты φ 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, в дальнейшем следует приступить к профилированию зубчатых венцов. Применение данной конструкции зубчатого зацепления в приводе движителя позволит значительно повысить равномерность скорости движения. Ожидаемым недостатком конструкции будет неравномерность распределения нагрузки между различными зубьями.

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

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

$$U(\varphi) = \frac{4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos 2\varphi)}{(a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b}. \quad (15)$$

Выражения (14-15) описывают теоретический закон изменения передаточного отношения между некруглыми зубчатыми колесами, представляющий собой гладкую непрерывную функцию. В реальном зубчатом зацеплении передаточное отношение будет изменяться дискретно, поэтому $U(\varphi)$ приобретет вид кусочной функции, соответствующей выражению (15) с определенной степенью приближения. При этом, чем больше зубьев будут иметь колеса в передаче, тем точнее будет соответствие между реальной и теоретической передаточными функциями.

Осуществим разбиение проектируемых некруглых зубчатых колес на условные сектора, каждый из которых будет представлять собой часть круглого зубчатого колеса с одним зубом. У каждого сектора свое значение радиуса начальной окружности и свое значение углового интервала развертывания 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 ранее 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:

$$r_{H1} \cdot \Delta\varphi_1 = r_{H2} \cdot \Delta\varphi_2 = \dots = r_{Hi} \cdot \Delta\varphi_i; \quad (16)$$

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

Значения $r_{H1}, r_{H2}, \dots, r_{Hi}$ 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:

$$r_{H1} = \frac{L \cdot 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_1 + \Delta \varphi_1))}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_1 + \Delta \varphi_1))}; \quad (18)$$

$$r_{H2} = \frac{L \cdot 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_2 + \Delta \varphi_2))}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_2 + \Delta \varphi_2))}; \quad (19)$$

.....

$$r_{Hi} = \frac{L \cdot 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_i + \Delta \varphi_i))}{((a - b + c) \cdot \pi + 6 \cdot b) + 4 \cdot \pi \cdot (a - b + c + 3 \cdot b \cdot \cos(2 \cdot \varphi_i + \Delta \varphi_i))}. \quad (20)$$

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:

$$r_{H1} \cdot \Delta \varphi_1 = r_{H2} \cdot \Delta \varphi_2;$$

$$r_{H2} \cdot \Delta \varphi_2 = r_{H3} \cdot \Delta \varphi_3;$$

.....

$$r_{Hi-1} \cdot \Delta \varphi_{i-1} = r_{Hi} \cdot \Delta \varphi_i.$$

Преобразуем данные уравнения и запишем как:

$$\Delta \varphi_2 = \frac{r_{H1} \cdot \Delta \varphi_1}{r_{H2}}; \quad (25)$$

$$\Delta \varphi_3 = \frac{r_{H2} \cdot \Delta \varphi_2}{r_{H3}}; \quad (26)$$

.....

$$\Delta \varphi_i = \frac{r_{Hi-1} \cdot \Delta \varphi_{i-1}}{r_{Hi}}. \quad (27)$$

Используя формулы (25-27), определим значения угловых интервалов методом последовательных приближений [4]. Первоначально задаем значение угла $\varphi_1 = -\pi/4$ и интервала $\Delta \varphi_1$ для самого первого цикла расчетов согласно формуле:

$$\Delta \varphi_1 = \frac{\pi}{2 \cdot i}. \quad (28)$$

Затем по формуле (22) вычисляется φ_2 . Для значения $\varphi_1 + 0,5 \cdot \Delta \varphi_1$ по формуле (18) вычисляется величина r_{H1} . 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_{H2} . 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_{H2} . Потом опять по формуле (25) вычисляется уточненное значение $\Delta \varphi_2$. Величина $\Delta \varphi_2$ уточняется до тех пор, пока расхождение между циклами превышает 0,00001 радиан. Затем вычисляется φ_3 . Принимается для нового цикла расчетов $\Delta \varphi_3 = \Delta \varphi_2$, где $\Delta \varphi_2$ равно последнему уточненному значе-

нию. Затем, по аналогии, для значения $\varphi_3 + 0,5 \cdot \Delta\varphi_3$ вычисляется величина r_{H3} . После этого, по уже описанному принципу, используя формулу (26), последовательно уточняем значение $\Delta\varphi_3$. Затем, по данному методу вычисляем прочие интервалы. Найдя значения интервалов $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \dots, \Delta\varphi_i$, производим первое контрольное вычисление по формуле:

$$\Delta\varphi_1 = \pi/2 - (\Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3 + \dots + \Delta\varphi_i). \quad (29)$$

Вычисленное по формуле (29) значение $\Delta\varphi_1$ следует сравнить со значением $\Delta\varphi_1$ в первом приближении, т.е. вычисленным по формуле (28). Если расхождение превышает 0,00001 радиан, расчеты следует продолжить. Для следующего этапа расчетов задаются новые значения интервалов, вычисляемые как:

$$\Delta\varphi_{1k+1} = \Delta\varphi_{1k} + (\pi/2 - (\Delta\varphi_{1k} + \Delta\varphi_{2k} + \Delta\varphi_{3k} + \dots + \Delta\varphi_{ik})) / i; \quad (30)$$

$$\Delta\varphi_{2k+1} = \Delta\varphi_{2k} + (\pi/2 - (\Delta\varphi_{1k} + \Delta\varphi_{2k} + \Delta\varphi_{3k} + \dots + \Delta\varphi_{ik})) / i; \quad (31)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\Delta\varphi_{ik+1} = \Delta\varphi_{ik} + (\pi/2 - (\Delta\varphi_{1k} + \Delta\varphi_{2k} + \Delta\varphi_{3k} + \dots + \Delta\varphi_{ik})) / i. \quad (32)$$

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

Циклы расчетов должны продолжаться до выполнения условия:

$$|\Delta\varphi_{1k+1} - \Delta\varphi_{1k}| \leq 0,00001 \text{ radian}. \quad (33)$$

Вычислив с заданной точностью значения $\Delta\varphi_1, \Delta\varphi_2, \Delta\varphi_3, \dots, \Delta\varphi_i$, и $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_i$, в дальнейшем следует провести разбиения на угловые сектора ведущей зубчатой шестерни приводного вала. При этом должно быть взаимное согласование параметров ведущей зубчатой шестерни и ведомого зубчатого колеса. Для этого должны соблюдаться равенства:

$$r_{H1} \cdot \Delta\varphi_1 = r_1 \cdot \Delta\theta_1; \quad (34)$$

$$r_{H2} \cdot \Delta\varphi_2 = r_2 \cdot \Delta\theta_2; \quad (35)$$

... ..

$$r_{Hi} \cdot \Delta\varphi_i = r_i \cdot \Delta\theta_i; \quad (36)$$

$$r_1 \cdot \Delta\theta_1 = r_2 \cdot \Delta\theta_2; \quad (37)$$

$$r_2 \cdot \Delta\theta_2 = r_3 \cdot \Delta\theta_3; \quad (38)$$

... ..

$$r_{i-1} \cdot \Delta\theta_{i-1} = r_i \cdot \Delta\theta_i; \quad (39)$$

$$r_{H1} + r_1 = L; \quad (40)$$

$$r_{H2} + r_2 = L; \quad (41)$$

... ..

$$r_{Hi} + r_i = L; \quad (42)$$

$$\Delta\theta_1 + \Delta\theta_2 + \Delta\theta_3 + \dots + \Delta\theta_i = 2 \cdot \pi. \quad (43)$$

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:

$$\Delta\theta_2 = \frac{\Delta\theta_1 \cdot \Delta\varphi_1 \cdot \Delta\varphi_2}{\Delta\theta_1 \cdot (\Delta\varphi_2 - \Delta\varphi_1) + \Delta\varphi_1 \cdot \Delta\varphi_2}; \quad (44)$$

$$\Delta\theta_3 = \frac{\Delta\theta_2 \cdot \Delta\varphi_2 \cdot \Delta\varphi_3}{\Delta\theta_2 \cdot (\Delta\varphi_3 - \Delta\varphi_2) + \Delta\varphi_2 \cdot \Delta\varphi_3}; \quad (45)$$

... ..

$$\Delta\theta_i = \frac{\Delta\theta_{i-1} \cdot \Delta\varphi_{i-1} \cdot \Delta\varphi_i}{\Delta\theta_{i-1} \cdot (\Delta\varphi_i - \Delta\varphi_{i-1}) + \Delta\varphi_{i-1} \cdot \Delta\varphi_i}; \quad (46)$$

$$r_{H1} = \frac{\Delta\theta_1 \cdot L}{\Delta\varphi_1 + \Delta\theta_1}; \quad (47)$$

$$r_{H2} = \frac{\Delta\theta_2 \cdot L}{\Delta\varphi_2 + \Delta\theta_2}; \quad (48)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$r_{Hi} = \frac{\Delta\theta_i \cdot L}{\Delta\varphi_i + \Delta\theta_i}; \quad (49)$$

$$r_1 = L - r_{H1}; \quad (50)$$

$$r_2 = L - r_{H2}; \quad (51)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$r_i = L - r_{Hi}. \quad (52)$$

$$\theta_1 = -\pi; \quad (53)$$

$$\theta_2 = \theta_1 + \Delta\theta_1; \quad (54)$$

$$\dots \dots \dots$$

$$\theta_i = \theta_{i-1} + \Delta\theta_{i-1}. \quad (55)$$

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:

$$\Delta\theta_1 = \frac{2 \cdot \pi}{i}. \quad (56)$$

После вычисления согласно (44-46, 56) в первом приближении значений $\Delta\theta_1, \Delta\theta_2, \Delta\theta_3, \dots, \Delta\theta_i$, производим первое контрольное вычисление по формуле:

$$\Delta\theta_1 = 2 \cdot \pi - (\Delta\theta_2 + \Delta\theta_3 + \dots + \Delta\theta_i). \quad (57)$$

Вычисленное по формуле (57) значение $\Delta\theta_1$ следует сравнить со значением $\Delta\theta_1$ в первом приближении, т.е. вычисленным по формуле (56). Если расхождение превышает 0,00001 радиан, расчеты следует продолжить. Для обеспечения более быстрой сходимости результатов [4], для каждого последующего цикла расчетов задается значение, вычисляемое по формуле:

$$\Delta\theta_{1k+1} = \Delta\theta_{1k} + (2 \cdot \pi - (\Delta\theta_{1k} + \Delta\theta_{2k} + \dots + \Delta\theta_{ik}))/i. \quad (58)$$

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

Циклы расчетов должны продолжаться до выполнения условия:

$$|\Delta\theta_{1k+1} - \Delta\theta_{1k}| \leq 0,00001 \text{ радиан}. \quad (59)$$

Определив с заданной точностью значения интервалов $\Delta\theta_1, \Delta\theta_2, \dots, \Delta\theta_i$, далее найдем по формулам (47-55) величины радиусов $r_{H1}, r_{H2}, \dots, r_{Hi}$ и r_1, r_2, \dots, r_i , значения углов $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_i$. В качестве проверки убедимся в соблюдении условия:

$$l_{\text{вд}} = r_{H1} \cdot \Delta\varphi_1 = r_{H2} \cdot \Delta\varphi_2 = \dots = r_{Hi} \cdot \Delta\varphi_i = r_1 \cdot \Delta\theta_1 = r_2 \cdot \Delta\theta_2 = \dots = r_i \cdot \Delta\theta_i. \quad (60)$$

Далее выполним расчеты указанных параметров шестерни приводного вала и колеса водила. Исходные данные: межосевое расстояние $L = 100$ мм, $a = 58$ мм, $b = 29$ мм, $c = 208$ мм, число зубьев шестерни приводного вала $z = 20$, число зубьев колеса водила $z_H = 80$. Зубчатое колесо водила делится на 4 одинаковых сектора по 20 зубьев каждый. Таким образом, число секторов разбиения $i = 20$. Значения угла поворота колеса водила $-\pi/4$ радиан $\leq \varphi \leq \pi/4$ радиан, угол поворота шестерни принимает значения $-\pi$ радиан $\leq \theta \leq \pi$ радиан. Значения углов φ_i, θ_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.

Табл. 1. Параметры разбиения начальных линий зубчатого зацепления

i	φ_i , рад	φ_i , градусы	$\Delta\varphi_i$, рад	$\Delta\varphi_i$, градусы	r_{Hi} , мм	θ_i , рад	θ_i , градусы	$\Delta\theta_i$, рад	$\Delta\theta_i$, градусы	r_i , мм
1	-0,7854	-45,00	0,0815	4,67	76,95	-3,1416	-180,00	0,2722	15,60	23,05
2	-0,7039	-40,33	0,0805	4,61	77,92	-2,8694	-164,40	0,2842	16,28	22,08
3	-0,6233	-35,71	0,0797	4,56	78,77	-2,5852	-148,12	0,2955	16,93	21,23
4	-0,5437	-31,15	0,0789	4,52	79,49	-2,2897	-131,19	0,3060	17,53	20,51
5	-0,4647	-26,63	0,0783	4,49	80,10	-1,9838	-113,66	0,3154	18,07	19,90
6	-0,3864	-22,14	0,0778	4,46	80,60	-1,6684	-95,59	0,3235	18,53	19,40
7	-0,3086	-17,68	0,0775	4,44	81,00	-1,3449	-77,06	0,3302	18,92	19,00
8	-0,2311	-13,24	0,0772	4,42	81,29	-1,0147	-58,14	0,3353	19,21	18,71
9	-0,1539	-8,82	0,0770	4,41	81,48	-0,6794	-38,93	0,3388	19,41	18,52
10	-0,0769	-4,41	0,0769	4,41	81,58	-0,3406	-19,51	0,3406	19,51	18,42
11	0,0000	0,00	0,0769	4,41	81,58	0,0000	0,00	0,3406	19,51	18,42
12	0,0769	4,41	0,0770	4,41	81,48	0,3406	19,51	0,3388	19,41	18,52
13	0,1539	8,82	0,0772	4,42	81,29	0,6794	38,93	0,3353	19,21	18,71
14	0,2311	13,24	0,0775	4,44	81,00	1,0147	58,14	0,3302	18,92	19,00
15	0,3086	17,68	0,0778	4,46	80,60	1,3449	77,06	0,3235	18,53	19,40
16	0,3864	22,14	0,0783	4,49	80,10	1,6684	95,59	0,3154	18,07	19,90
17	0,4647	26,63	0,0789	4,52	79,49	1,9838	113,66	0,3060	17,53	20,51
18	0,5437	31,15	0,0797	4,56	78,77	2,2897	131,19	0,2955	16,93	21,23
19	0,6233	35,71	0,0805	4,61	77,92	2,5852	148,12	0,2842	16,28	22,08
20	0,7039	40,33	0,0815	4,67	76,95	2,8694	164,40	0,2722	15,60	23,05

Ниже приведена диаграмма значений (рис. 1) фактической (ломаная линия) и теоретической (плавная линия) передаточной функций по формулам (14-15).

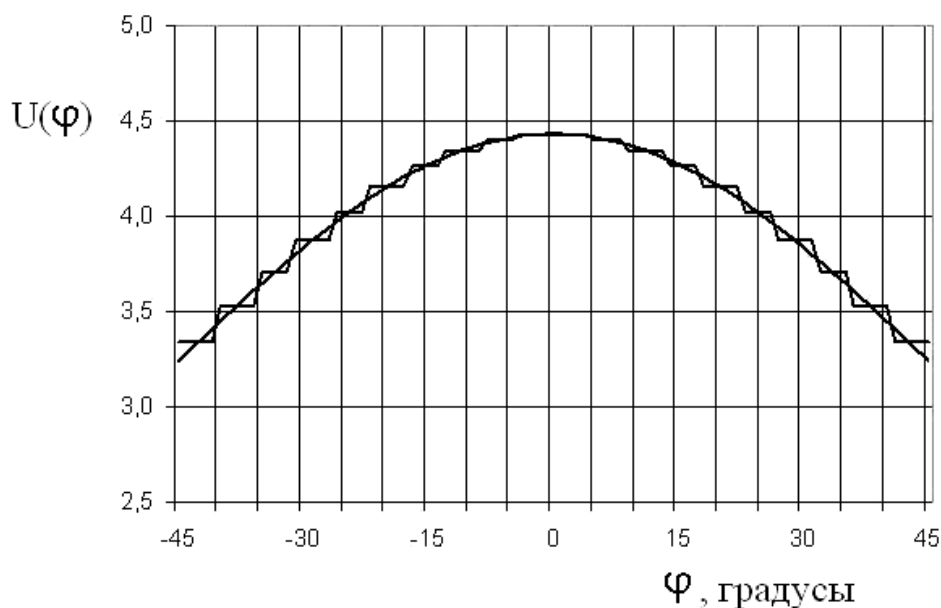


Рис. 1. Диаграмма фактической и теоретической передаточных функций

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что предложенная методика обеспечивает качественную сходимость реальной и теоретической передаточной функций, а также позволяет выполнить построение зубчатых венцов некруглых колес.

РЕЗЮМЕ

Изложена методика расчета начальной линии некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего движителя с целью улучшения кинематики его движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда, А.Т. Кинематика колесно-шагающего движителя, перемещающегося по ступеням / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика. Международный научно-технический сборник. Выпуск 29. 2014. – С. 100–104.
2. Скойбеда, А.Т. Рациональные параметры колесно-шагающего движителя, перемещающегося по ступеням / А.Т. Скойбеда, В.Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика. Международный научно-технический журнал. Выпуск 30. 2015. – С. 230–235.
3. Скойбеда, А.Т. Применение некруглых зубчатых колес в приводе колесно-шагающего движителя / А.Т. Скойбеда, А.М. Комяк, В.Н. Жуковец // Республиканский межведомственный сборник научных трудов «Машиностроение». Выпуск 27. – Минск.: БНТУ, 2013. – С. 113–117.
4. Корн, Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн, Т. Корн. – М.: 1973. – 832 с.

SUMMARY

The method of calculation of the initial line of non-circular gears in the drive of wheel-step mover to improve the kinematics of movement is considered in the article.

E-mail: zhukavets@mail.ru

Поступила в редакцию 05.10.2015