

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ЗВЕНЬЯХ БОРТОВОГО ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕЙ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ

Скойбеда А. Т., Жуковец В. Н.

УО «Белорусский национальный технический университет», Минск

Опытный образец колесно-шагающего движителя, созданный в БНТУ, использует комбинированный способ движения. Частично перемещение осуществляется за счет поворота штанг и кривошипов (шагающий принцип), а частично – за счет прокатывания опорных башмаков (колесный принцип) [1, 2]. Конструктивные особенности данной ходовой системы позволяют перешагивать сравнительно невысокие препятствия (камни, бревна). Данное преимущество позволяет применять колесно-шагающий движитель в лесном хозяйстве, горной промышленности, при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций [3, 4].

В предыдущих работах [2, 5] был выполнен динамический анализ механизма данного движителя, однако методика расчета была разработана для режима постоянной угловой скорости входного вала. При этом, в реальных условиях работы, сельскохозяйственная и лесопромышленная техника чаще всего эксплуатируется на переменных скоростных режимах, когда возникают дополнительные инерционные нагрузки.

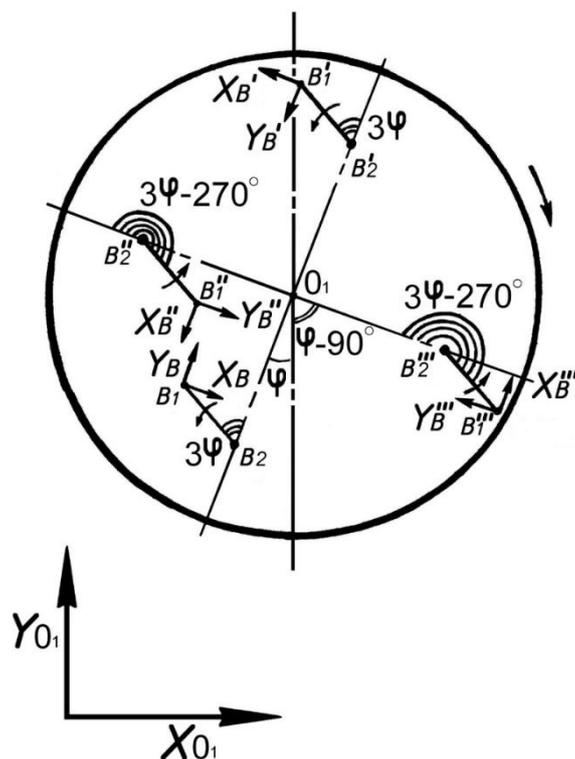


Рис. 1. Действие сил сопротивления на ступицу и кривошипы колесно-шагающего движителя

Определим динамические нагрузки на движитель при переменной частоте вращения входного вала. В приведенных далее формулах приняты следующие обозначения: межосевое расстояние планетарного бортового редуктора a , длина кривошипа b , длина

стойки опорного башмака c , радиус-вектора Y_1 и Y_2 профиля опорного башмака, расстояние от оси крепления кривошипа к штанге до центра масс опорного башмака L , угол поворота φ ступицы движителя, угловая скорость ω , угловое ускорение ε , ускорение свободного падения $g = 9,8 \text{ м/с}^2$. Силу тяжести штанги делим на три составляющие: две составляющие башмаков, равные $G_A = m_A \cdot g$ каждая, а также составляющую штанги между отверстиями для крепления кривошипов $G_H = m_I \cdot g$, действие которых сосредоточены в трех точках. В данных точках действующей штанги, которая находится в контакте с опорной поверхностью, действуют силы инерции $F_{A1X}^{\ddot{e}i}$, $F_{A1Y}^{\ddot{e}i}$, $F_{A2X}^{\ddot{e}i}$, $F_{A2Y}^{\ddot{e}i}$, $F_{H1X}^{\ddot{e}i}$, $F_{H1Y}^{\ddot{e}i}$. На свободную штангу движителя, которая не находится в контакте с опорной поверхностью, действуют силы инерции $F_{A3X}^{\ddot{e}i}$, $F_{A3Y}^{\ddot{e}i}$, $F_{A4X}^{\ddot{e}i}$, $F_{A4Y}^{\ddot{e}i}$, $F_{H2X}^{\ddot{e}i}$, $F_{H2Y}^{\ddot{e}i}$. Также, на опорный башмак работающей штанги действуют: момент трения качения $M_K = G \cdot \psi \cdot (Y_2 - (dY_1/d\varphi) \cdot \sin \varphi)$, сила сопротивления скольжению $F_C \leq G \cdot f$, реакция опорной поверхности G . При этом: ψ – коэффициент трения качения, f – коэффициент трения скольжения.

Проводя динамический анализ, необходимо знать величины моментов сопротивления вращению для каждого кривошипа в отдельности (рисунок 1).

Далее выразим эти моменты сопротивления [5, 6].

для кривошипа B :

$$M_{C.B} = b \cdot (X_B \cdot \cos 3\varphi + Y_B \cdot \sin 3\varphi); \quad (1)$$

для кривошипа B' :

$$M_{C.B'} = -b \cdot (X_{B'} \cdot \cos 3\varphi + Y_{B'} \cdot \sin 3\varphi); \quad (2)$$

для кривошипа B'' :

$$M_{C.B''} = -b \cdot (X_{B''} \cdot \cos(3\varphi - 270^\circ) + Y_{B''} \cdot \sin(3\varphi - 270^\circ)); \quad (3)$$

для кривошипа B''' :

$$M_{C.B'''} = b \cdot (X_{B'''} \cdot \cos(3\varphi - 270^\circ) + Y_{B'''} \cdot \sin(3\varphi - 270^\circ)). \quad (4)$$

Силы в формулах (1–2), действующие на кривошипы от действующей штанги:

$$X_B = \frac{M_{B1}}{2 \cdot a} + \left(\frac{(G_H + F_{H1Y}^{uH})}{2} - \frac{(G_B + F_{B2Y}^{uH}) \cdot L}{2 \cdot a} + G_B - G + F_{B1Y}^{uH} \right) \cdot \sin \varphi + \left(\frac{F_{B2X}^{uH} \cdot L}{2 \cdot a} - \frac{F_{H1X}^{uH}}{2} + F_C - F_{B1X}^{uH} \right) \cdot \cos \varphi; \quad (5)$$

$$Y_B = (G - G_B - F_{B1Y}^{uH}) \cdot \cos \varphi + (F_C - F_{B1X}^{uH}) \cdot \sin \varphi; \quad (6)$$

$$X'_B = \frac{M_{B1}}{2 \cdot a} - \left(\frac{(G_H + F_{H1Y}^{uH})}{2} + \frac{(G_B + F_{B2Y}^{uH})}{2 \cdot a} \cdot (2 \cdot a + L) \right) \cdot \sin \varphi + \left(\frac{F_{H1X}^{uH}}{2} + \frac{F_{B2X}^{uH}}{2 \cdot a} \cdot (2 \cdot a + L) \right) \cdot \cos \varphi; \quad (7)$$

$$Y'_B = (G_H + G_B + F_{H1Y}^{uH} + F_{B2Y}^{uH}) \cdot \cos \varphi + (F_{H1X}^{uH} + F_{B2X}^{uH}) \cdot \sin \varphi. \quad (8)$$

Значение реактивного момента в формулах (5, 7):

$$M_{B1} = M_K + ((G_A + F_{A1Y}^{\dot{e}}) \cdot L - G \cdot Y_1) \cdot \sin \varphi + (F_C \cdot Y_1 - F_{A1X}^{\dot{e}} \cdot L) \cdot \cos \varphi + F_C \cdot Y_2. \quad (9)$$

Силы в формулах (3–4), действующие на кривошпицы от свободной штанги:

$$X_B^{//} = - \left(\frac{(G_H + F_{H2Y}^{uH})}{2} + (G_B + F_{B4Y}^{uH}) + \frac{(F_{B4Y}^{uH} - F_{B3Y}^{uH}) \cdot L}{2 \cdot a} \right) \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) + \left(\frac{F_{H2X}^{uH}}{2} + \frac{F_{B4X}^{uH}}{2 \cdot a} \cdot (2 \cdot a + L) - \frac{F_{B3X}^{uH} \cdot L}{2 \cdot a} \right) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ); \quad (10)$$

$$Y_B^{//} = (F_{H2X}^{uH} + F_{B4X}^{uH}) \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) + (G_H + G_B + F_{H2Y}^{uH} + F_{B4Y}^{uH}) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ); \quad (11)$$

$$X_B^{///} = \left(\frac{(G_H + F_{H2Y}^{uH})}{2} + G_B + \frac{(F_{B3Y}^{uH} - F_{B4Y}^{uH}) \cdot L}{2 \cdot a} + F_{B3Y}^{uH} \right) \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) + \left(\frac{F_{B4X}^{uH} \cdot L}{2 \cdot a} - \frac{F_{H2X}^{uH}}{2} - \frac{F_{B3X}^{uH}}{2 \cdot a} \cdot (2 \cdot a + L) \right) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ); \quad (12)$$

$$Y_B^{///} = -F_{B3X}^{uH} \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) - (G_B + F_{B3Y}^{uH}) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ). \quad (13)$$

Момент сопротивления вращению ступицы движителя равен [2, 5]:

$$\dot{I} \tilde{N} \tilde{N} \dot{\vartheta} = (X_B + X'_B + X_B^{//} + X_B^{///}) \cdot a. \quad (14)$$

Момент сопротивления вращению кривошпицов равен [2, 5]:

$$M \tilde{N} \hat{E} \hat{D} = b \cdot ((X_A - X'_B) \cdot \cos 3\varphi + (Y_A - Y'_B) \cdot \sin 3\varphi +$$

$$+ (X_B^{///} - X_B^{//}) \cdot \cos(3\varphi - 270^\circ) + (Y_B^{///} - Y_B^{//}) \cdot \sin(3\varphi - 270^\circ). \quad (15)$$

Частота вращения ступицы, являющейся водилом планетарного механизма бортового редуктора, по абсолютной величине в 2 раза меньше частоты вращения кривошипов. Поэтому при приведении момента сопротивления вращению кривошипов $M_{C.KP}$ к оси вращения ступицы, его следует увеличить в 2 раза [2, 5]. Итак, суммарный момент сопротивления вращению ступицы равен:

$$\dot{I} \tilde{N}_\Sigma = \dot{I} \tilde{N}\tilde{N}\dot{\varphi} + 2 \cdot M_{\tilde{N}} \hat{E}\hat{D}. \quad (16)$$

Рассматривая общий случай с переменной частотой вращения ступицы $\omega = var$, запишем выражения для сил инерции [6].

Силы $F_{B1X}^{ун}$, $F_{B1Y}^{ун}$:

$$F_{B1X}^{ун} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot (Y_1 - L) \cdot \sin \varphi + m_B \cdot \varepsilon \cdot ((Y_1 - L) \cdot \cos \varphi + Y_2). \quad (17)$$

$$F_{B1Y}^{ун} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + (Y_1 - L) \cdot \cos \varphi \right) - m_B \cdot \varepsilon \cdot (Y_1 - L) \cdot \sin \varphi. \quad (18)$$

Силы $F_{B2X}^{ун}$, $F_{B2Y}^{ун}$:

$$F_{B2X}^{ун} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot (Y_1 + 2 \cdot a + L) \cdot \sin \varphi + m_B \cdot \varepsilon \cdot ((Y_1 + 2 \cdot a + L) \cdot \cos \varphi + Y_2). \quad (19)$$

$$F_{B2Y}^{ун} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + (Y_1 + 2 \cdot a + L) \cdot \cos \varphi \right) - m_B \cdot \varepsilon \cdot (Y_1 + 2 \cdot a + L) \cdot \sin \varphi. \quad (20)$$

Силы $F_{H1X}^{ун}$, $F_{H1Y}^{ун}$:

$$F_{H1X}^{ун} = -m_H \cdot \omega^2 \cdot (Y_1 + a) \cdot \sin \varphi + m_H \cdot \varepsilon \cdot ((Y_1 + a) \cdot \cos \varphi + Y_2). \quad (21)$$

$$F_{H1Y}^{ун} = -m_H \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + (Y_1 + a) \cdot \cos \varphi \right) - m_H \cdot \varepsilon \cdot (Y_1 + a) \cdot \sin \varphi. \quad (22)$$

Силы $F_{B3X}^{ун}$, $F_{B3Y}^{ун}$:

$$F_{B3X}^{ун} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot ((a + Y_1) \cdot \sin \varphi + 8 \cdot b \cdot \sin 2\varphi + (a + L) \cdot \cos \varphi) + m_B \cdot \varepsilon \cdot ((a + Y_1) \cdot \cos \varphi + 4 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + Y_2 - (a + L) \cdot \sin \varphi). \quad (23)$$

$$F_{B3Y}^{ун} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + (a + Y_1) \cdot \cos \varphi - 8 \cdot b \cdot \cos 2\varphi - (a + L) \cdot \sin \varphi \right) + m_A \cdot \varepsilon \cdot (-(a + Y_1) \cdot \sin \varphi + 4 \cdot b \cdot \sin 2\varphi - (a + L) \cdot \cos \varphi). \quad (24)$$

Силы $F_{B4X}^{ун}$, $F_{B4Y}^{ун}$:

$$F_{B4X}^{ин} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot ((a + Y_1) \cdot \sin \varphi + 8 \cdot b \cdot \sin 2\varphi - (a + L) \cdot \cos \varphi) + m_A \cdot \varepsilon \cdot ((a + Y_1) \cdot \cos \varphi + 4 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + Y_2 + (a + L) \cdot \sin \varphi). \quad (25)$$

$$F_{B4Y}^{ин} = -m_B \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + (a + Y_1) \cdot \cos \varphi - 8 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + (a + L) \cdot \sin \varphi \right) + m_B \cdot \varepsilon \cdot (-(a + Y_1) \cdot \sin \varphi + 4 \cdot b \cdot \sin 2\varphi + (a + L) \cdot \cos \varphi). \quad (26)$$

Силы $F_{H2X}^{ин}$, $F_{H2Y}^{ин}$:

$$F_{H2X}^{ин} = -m_H \cdot \omega^2 \cdot ((a + Y_1) \cdot \sin \varphi + 8 \cdot b \cdot \sin 2\varphi) + m_H \cdot \varepsilon \cdot ((a + Y_1) \cdot \cos \varphi + 4 \cdot b \cdot \cos 2\varphi + Y_2). \quad (27)$$

$$F_{H2Y}^{ин} = -m_H \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{dY_1}{d\varphi} \cdot \sin \varphi + (a + Y_1) \cdot \cos \varphi - 8 \cdot b \cdot \cos 2\varphi \right) + m_H \cdot \varepsilon \cdot (-(a + Y_1) \cdot \sin \varphi + 4 \cdot b \cdot \sin 2\varphi). \quad (28)$$

Радиус-вектора профиля опорных башмаков описываются уравнениями [7]:

$$Y_1 = 4 \cdot b \cdot \cos \varphi - a; \quad (29)$$

$$Y_2 = a - 2 \cdot b \cdot (1 + \cos^2 \varphi) + c. \quad (30)$$

Вычислим значения сил инерции в механизме колесно-шагающего движителя для величин угла поворота ступицы $-45^\circ \leq \varphi \leq 45^\circ$ при следующих заданных значениях параметров: межосевое расстояние редуктора $a = 0,1$ м, длина кривошипа $b = 0,05$ м, длина стойки опорного башмака $c = 0,2365$ м, расстояние от оси крепления кривошипа к штанге до центра масс башмака $L = 0,165$ м, масса башмака $m_B = 4,5$ кг, масса центральной части штанги $m_H = 5$ кг, постоянная частота вращения ступицы $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 50 \text{ об/мин}}{30} = 5,236$ рад/с. Результаты вычислений заносятся в таблицу 1.

Таблица 1 – Значения сил инерции при постоянной частоте вращения ступицы

φ, градусы	$F_{B1X}^{ин}$, Н	$F_{B1Y}^{ин}$, Н	$F_{B2X}^{ин}$, Н	$F_{B2Y}^{ин}$, Н	$F_{H1X}^{ин}$, Н	$F_{H1Y}^{ин}$, Н
-45,0	-10,8	23,1	35,5	-23,1	13,7	0,0
-40,0	-8,9	20,8	33,2	-29,3	13,5	-4,8
-35,0	-7,2	18,3	30,3	-35,2	12,9	-9,4
-30,0	-5,7	16,0	27,0	-40,7	11,9	-13,7
-25,0	-4,4	13,8	23,3	-45,5	10,5	-17,6
-20,0	-3,3	11,8	19,1	-49,6	8,8	-21,0
-15,0	-2,3	10,2	14,6	-52,9	6,9	-23,7
-10,0	-1,5	9,0	9,9	-55,4	4,7	-25,8
-5,0	-0,7	8,3	5,0	-56,9	2,4	-27,0
0,0	0,0	8,0	0,0	-57,4	0,0	-27,4
5,0	0,7	8,3	-5,0	-56,9	-2,4	-27,0
10,0	1,5	9,0	-9,9	-55,4	-4,7	-25,8
15,0	2,3	10,2	-14,6	-52,9	-6,9	-23,7
20,0	3,3	11,8	-19,1	-49,6	-8,8	-21,0
φ, градусы	$F_{B3X}^{ин}$, Н	$F_{B3Y}^{ин}$, Н	$F_{B4X}^{ин}$, Н	$F_{B4Y}^{ин}$, Н	$F_{H2X}^{ин}$, Н	$F_{H2Y}^{ин}$, Н
25,0	4,4	13,8	-23,3	-45,5	-10,5	-17,6
30,0	5,7	16,0	-27,0	-40,7	-11,9	-13,7
35,0	7,2	18,3	-30,3	-35,2	-12,9	-9,4
40,0	8,9	20,8	-33,2	-29,3	-13,5	-4,8
45,0	10,8	23,1	-35,5	-23,1	-13,7	0,0
-45,0	38,6	-23,1	84,8	23,1	68,5	0,0
-40,0	35,7	-16,7	85,8	25,3	67,5	4,8
-35,0	31,2	-10,3	84,7	27,2	64,4	9,4
-30,0	25,1	-4,0	81,7	28,7	59,4	13,7
-25,0	17,6	2,0	76,9	29,7	52,5	17,6
-20,0	8,9	7,7	70,4	30,1	44,1	21,0
-15,0	-0,7	12,9	62,4	29,8	34,3	23,7
-10,0	-11,1	17,5	53,3	28,9	23,4	25,8
-5,0	-21,9	21,4	43,3	27,1	11,9	27,0
0,0	-32,7	24,7	32,7	24,7	0,0	27,4
5,0	-43,3	27,1	21,9	21,4	-11,9	27,0
10,0	-53,3	28,9	11,1	17,5	-23,4	25,8
15,0	-62,4	29,8	0,7	12,9	-34,3	23,7
20,0	-70,4	30,1	-8,9	7,7	-44,1	21,0
25,0	-76,9	29,7	-17,6	2,0	-52,5	17,6
30,0	-81,7	28,7	-25,1	-4,0	-59,4	13,7
35,0	-84,7	27,2	-31,2	-10,3	-64,4	9,4
40,0	-85,8	25,3	-35,7	-16,7	-67,5	4,8
45,0	-84,8	23,1	-38,6	-23,1	-68,5	0,0

Затем вычислим значения сил инерции в механизме колесно-шагающего движителя при переменной частоте вращения ступицы движителя. Результаты вычислений заносятся в таблицу 2.

Таблица 2 – Значения сил инерции при переменной частоте вращения ступицы

φ, градусы	$F_{B1X}^{ин}$, Н	$F_{B1Y}^{ин}$, Н	$F_{B2X}^{ин}$, Н	$F_{B2Y}^{ин}$, Н	$F_{H1X}^{ин}$, Н	$F_{H1Y}^{ин}$, Н
-45,0	-10,3	22,7	37,6	-21,8	15,1	0,5
-40,0	-8,5	20,6	35,6	-28,3	15,1	-4,3
-35,0	-6,9	18,3	33,1	-34,6	14,6	-9,0
-30,0	-5,4	16,1	30,0	-40,4	13,7	-13,5
-25,0	-4,1	14,0	26,4	-45,8	12,4	-17,7
-20,0	-3,0	12,1	22,3	-50,5	10,7	-21,3
φ, градусы	$F_{B3X}^{ин}$, Н	$F_{B3Y}^{ин}$, Н	$F_{B4X}^{ин}$, Н	$F_{B4Y}^{ин}$, Н	$F_{H2X}^{ин}$, Н	$F_{H2Y}^{ин}$, Н
-15,0	-2,0	10,5	17,8	-54,4	8,8	-24,4
-10,0	-1,2	9,4	13,0	-57,5	6,6	-26,7
-5,0	-0,4	8,7	7,9	-59,6	4,2	-28,3
0,0	0,3	8,5	2,7	-60,7	1,7	-29,0
5,0	1,1	8,8	-2,6	-60,7	-0,9	-28,8
10,0	1,9	9,7	-7,9	-59,6	-3,3	-27,7
15,0	2,8	11,1	-13,1	-57,5	-5,7	-25,8
20,0	3,9	12,9	-18,1	-54,4	-7,9	-23,1
25,0	5,1	15,2	-22,8	-50,4	-9,8	-19,6
30,0	6,6	17,7	-27,2	-45,5	-11,4	-15,4
35,0	8,3	20,5	-31,1	-39,9	-12,7	-10,8
40,0	10,2	23,3	-34,5	-33,7	-13,5	-5,8
45,0	12,5	26,2	-37,4	-27,1	-13,8	-0,5
-45,0	40,7	-24,4	85,2	23,5	70,0	-0,5
-40,0	38,2	-18,2	87,1	25,9	69,6	4,3
-35,0	33,9	-11,8	86,8	28,1	67,1	9,0
-30,0	28,0	-5,5	84,6	29,9	62,5	13,5
-25,0	20,6	0,7	80,3	31,2	56,1	17,7
-20,0	11,8	6,6	74,4	31,9	47,8	21,3
-15,0	1,8	12,0	66,8	31,9	38,1	24,4
-10,0	-9,0	17,0	57,8	31,2	27,1	26,7
-5,0	-20,5	21,3	47,8	29,6	15,2	28,3
0,0	-32,2	24,9	37,0	27,3	2,7	29,0
5,0	-43,7	27,8	25,7	24,1	-10,0	28,8
10,0	-54,9	29,9	14,4	20,1	-22,5	27,7
15,0	-65,2	31,2	3,4	15,3	-34,4	25,8
20,0	-74,5	31,7	-7,1	9,8	-45,3	23,1
25,0	-82,2	31,6	-16,7	3,7	-54,9	19,6
30,0	-88,3	30,8	-25,1	-3,0	-63,0	15,4
35,0	-92,4	29,4	-32,0	-10,0	-69,1	10,8
40,0	-94,4	27,6	-37,3	-17,2	-73,2	5,8
45,0	-94,1	25,4	-40,9	-24,5	-75,0	0,5

При этом, величина углового ускорения $\varepsilon = 1 \text{ рад/с}^2$, начальное значение частоты вращения $\omega_0 = 5,236 \text{ рад/с}$ для угла поворота ступицы $\phi_0 = -45^\circ$. Значения частоты

вращения ω для конкретного угла поворота ступицы ϕ будут вычисляться по формуле [8]:

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 + 2 \cdot \varepsilon \cdot (\phi - \phi_0)}, \quad (31)$$

где значения углов ϕ_0 , ϕ подставляются в радианах. Прочие исходные данные остаются такими же.

Определим нагрузки на кривошипы планетарного бортового редуктора, когда мотоблок с двумя ведущими колесно-шагающими двигателями используется для пахоты [9, 10].

Исходные данные для расчета при постоянной частоте вращения: результаты расчетов из таблицы 1, коэффициент сопротивления качению $\psi = 0,05$; сосредоточенная масса на один двигатель $m_d = 122$ кг; масса установки для пахоты $m_{уст} = 50$ кг; полная масса мотоблока $m_{мб} = 294$ кг; сила сопротивления при пахоте $F_{п} = 2000$ Н.

Результаты вычислений заносятся в таблицу 3.

Таблица 3 – Нагрузки на кривошипы двигателя при постоянной частоте вращения

Угол поворота ступицы, градусы	Момент сопротивления вращению $M_{C.B}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B'}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B''}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B'''}$, Н·м
-45,0	-149,12	96,20	-6,06	-0,80
-40,0	-103,01	68,93	-4,78	-0,99
-35,0	-50,76	35,71	-3,28	-1,32
-30,0	2,15	0,71	-1,72	-1,72
-25,0	50,13	-31,60	-0,30	-2,12
-20,0	88,40	-57,18	0,85	-2,42
-15,0	113,71	-73,19	1,61	-2,54
-10,0	124,92	-78,45	1,95	-2,44
-5,0	123,07	-73,67	1,92	-2,13
0,0	111,16	-61,16	1,63	-1,63
5,0	93,45	-44,37	1,24	-1,03
10,0	74,58	-27,07	0,88	-0,39
15,0	58,65	-12,57	0,71	0,23
20,0	48,48	-3,09	0,79	0,79
25,0	45,13	0,62	1,14	1,28
30,0	47,85	-0,71	1,72	1,72
35,0	54,45	-5,20	2,43	2,16
40,0	61,84	-10,39	3,15	2,62
45,0	66,77	-13,85	3,74	3,12

Анализируя результаты расчетов, следует отметить, что при смене опорных башмаков происходят значительные скачки значений моментов сопротивления вращению кривошипов. Когда очередной опорный башмак вступает в контакт с поверхностью, нагрузки на кривошипы действующей штанги резко возрастают по абсолютной величине.

Согласно рисунку 1, нагрузка на конкретный кривошип, за время полного оборота ступицы движителя, изменяется по схеме: $M_{C.B} \rightarrow M_{C.B//} \rightarrow M_{C.B/} \rightarrow M_{C.B///}$.

Исходные данные для расчета при переменной частоте вращения: результаты расчетов из таблицы 2, величина углового ускорения $\varepsilon = 1 \text{ рад/с}^2$, начальное значение частоты вращения $\omega_0 = 5,236 \text{ рад/с}$ для угла поворота ступицы $\varphi_0 = -45^\circ$. Значения частоты вращения ω для конкретного угла поворота ступицы φ будут вычисляться по формуле (31). Прочие исходные данные остаются теми же. Результаты вычислений занесены в таблицу 4.

Таблица 4 – Нагрузки на кривошпы движителя при переменной частоте вращения

Угол поворота ступицы, градусы	Момент сопротивления вращению $M_{C.B}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B/}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B//}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B///}$, Н·м
-45,0	-150,79	97,94	-6,14	-0,65
-40,0	-104,05	70,46	-4,88	-0,77
-35,0	-50,60	36,61	-3,36	-1,06
-30,0	3,97	0,60	-1,76	-1,44
-25,0	53,89	-32,97	-0,26	-1,85
-20,0	94,05	-59,86	0,97	-2,17
-15,0	120,87	-76,98	1,81	-2,33
-10,0	132,91	-82,93	2,23	-2,29
-5,0	131,04	-78,24	2,25	-2,04
0,0	118,21	-65,23	1,98	-1,61
5,0	98,85	-47,45	1,57	-1,06
10,0	77,91	-28,90	1,18	-0,47
15,0	59,92	-13,18	0,96	0,11
20,0	48,10	-2,82	0,99	0,63
25,0	43,83	1,22	1,31	1,10
30,0	46,58	-0,43	1,86	1,55
35,0	54,13	-5,83	2,55	2,00
Угол поворота ступицы, градусы	Момент сопротивления вращению $M_{C.B}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B/}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B//}$, Н·м	Момент сопротивления вращению $M_{C.B///}$, Н·м
40,0	63,20	-12,34	3,26	2,51
45,0	70,23	-17,24	3,84	3,09

Когда момент сопротивления препятствует вращению кривошпы в заданном для него направлении, он принимает в таблицах 3, 4 положительные значения.

Методика динамического расчета колесно-шагающего движителя, с учетом изменения угловой скорости ступицы, позволяет определить величины нагрузок при различных режимах работы ходовой системы. Результаты расчетов моментов сопротивления вращению кривошпы показали, что на зубчатые зацепления в планетарном бортовом редукторе действуют нагрузки, которые резко изменяются при смене опорных

башмаков. В дальнейшем, следует использовать полученные в данной работе результаты, чтобы определить прочность зубчатых колес бортового редуктора.

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. – Стр. 138–144.
3. Скойбеда А. Т., Жуковец В. Н. Колесно-шагающие движители для транспортного средства высокой проходимости // Теоретическая и прикладная механика. Международный научно-технический сборник. Выпуск 28. 2013. – С. 228–233.
4. Скойбеда А. Т., Жуковец В. Н., Комяк И. М., Калина А. А., Давыдов В. С. Шагающие движители – перспективное направление создания агрофильных ходовых систем мобильных машин / Сборник научных трудов «Актуальные вопросы машиноведения». Выпуск 3. – Минск, 2014. – Стр. 102 – 105.
5. Скойбеда А. Т., Калина А. А., Жуковец В. Н. Динамика и нагруженность привода колесно-шагающего движителя // «ВЕСТНИК БелГУТа: НАУКА И ТРАНСПОРТ». Научно-практический журнал № 1 (32) 2016 года. Специальный выпуск. – Гомель, 2016. – с. 289–291.
6. Скойбеда А. Т., Жуковец В. Н. Динамика колесно-шагающего движителя при переменной частоте вращения входного вала / Сборник научных трудов «Актуальные вопросы машиноведения». Выпуск 10. – Минск, 2021. – Стр. 172–176.
7. Скойбеда А. Т., Жуковец В. Н. Рациональный профиль опорных башмаков колесно-шагающего движителя // Наука и техника. Международный научно-технический журнал. 2013. № 6. – С. 38–42.
8. Маркеев А. П. Теоретическая механика: Учеб. пособие для университетов. – М.: Наука, 1990.
9. Устройство тракторов / В. М. Шарипов, К. И. Городецкий, А. П. Маринкин и др.; Под общ. ред. В. М. Шарипова. – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 320 с.
10. Конструкции многоцелевых гусеничных и колесных машин/ Г. И. Гладов, А. В. Вихров, С. В. Зайцев и др.; Под ред. Г. И. Гладова. – М.: Издательский центр «Академия», 2010. – 400 с.

Поступила: 31.03.2022