

УДК 621.85.052

А. Т. СКОЙБЕДА, доктор технических наук, А. А. КАЛИНА, кандидат технических наук, В. Н. ЖУКОВЕЦ, Белорусский национальный технический университет, Минск

ДИНАМИКА И НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВОДА КОЛЕСНО-ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ

Проведен динамический анализ выходных звеньев колесно-шагающего движителя. Описаны зависимости для проведения прочностных расчетов и обоснования динамических преимуществ данного движителя перед обычным колесом. Благодаря высокой проходимости, хорошим тяговым свойствам, дискретности колес, данная конструкция может быть применена для создания ходовой системы сельскохозяйственных и лесопромышленных машин.

Введение. Современный колесный транспорт предназначен в основном для передвижения по ровной твердой дороге. Колесный транспорт недостаточно эффективен при движении по слабым грунтам (песок, болотистые почвы, размокшая глина и т.д.). Заглубление колес в грунт, усугубляемое буксованием, приводит к увеличению затрат энергии и ухудшению тягово-сцепных свойств мобильных машин, ограничивает их проходимость [1].

В последнее время всё большее внимание уделяется опорно-двигательным аппаратам с дискретным взаимодействием. В первую очередь, к ним относятся шагающие системы [2]. Интерес к ним обусловлен тем, что такие движители могут работать в условиях полного бездорожья, наносят окружающей среде минимальные повреждения.

Для совмещения преимуществ шагания и качения более перспективным является использование колесно-шагающего движителя [2, 3]. Разработанный в БНТУ колесно-шагающий движитель (рисунок 1) при испытаниях на мотоблоке продемонстрировал преимущества в тяге и проходимости по сравнению с обычным колесом. Кроме того, данная конструкция должна обладать более высокой равномерностью и скоростью движения, чем существующие шагающие движители.

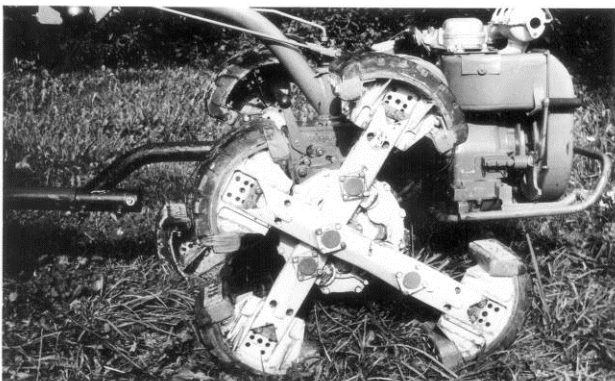


Рисунок 1 – Колесно-шагающий движитель

Одной из причин высокой проходимости колесно-шагающего движителя является дискретность следов. Обычное колесо прокладывает сплошную колею, затрачивает больше энергии на смятие грунта и не может преодолеть сравнительно небольшие препятствия (не-

глубокие траншеи, уступы, камни, бревна и пр.), которые колесно-шагающий движитель способен перешагнуть. Возможность перешагивать препятствия особенно необходима для машин лесопромышленного комплекса, работающих в условиях пересеченной местности.

В работах [3, 4] были описаны кинематические характеристики данного движителя и предложены методы их улучшения. Тем не менее, с целью дальнейшего совершенствования конструкции колесно-шагающего движителя следует рассмотреть вопросы динамики его работы.

Динамический анализ начнем с выходного звена механизма – действующей ноги с опорными башмаками. Действие кривошипов на ногу заменяем силами $X_{в1}$, $Y_{в1}$, $X'_{в1}$, $Y'_{в1}$, которые являются реакциями опоры действующей ноги и подлежат определению (рисунок 2).

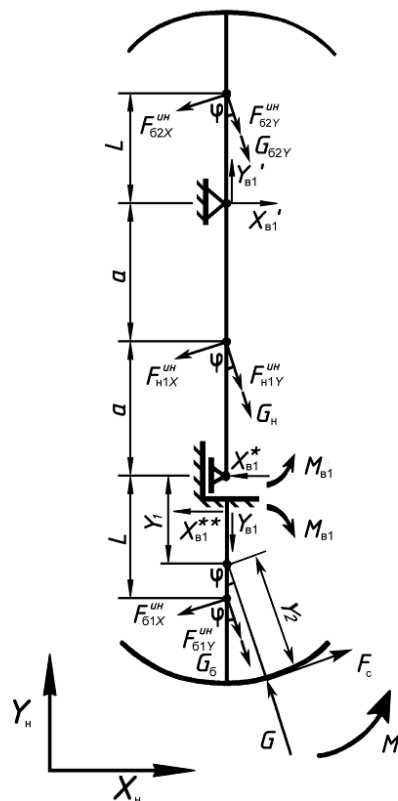


Рисунок 2 – Схема динамического расчета действующей ноги с опорными башмаками

На ногу действуют момент трения качения M_k , реакции опорной поверхности в виде известных сил F_c и G , а также собственная сила тяжести ноги. Силу тяжести ноги делим на три составляющие: две составляющие башмаков, равные $G_6 = m_6 g$ каждая, и составляющую ноги между отверстиями для крепления кривошипов $G_h = m_h g$, действие которых сосредоточены в трех точках. В данных точках действуют силы инерции F_{61X}^{uu} , F_{61Y}^{uu} , F_{62X}^{uu} , F_{62Y}^{uu} , F_{h1X}^{uu} , F_{h1Y}^{uu} , направленные противоположно ускорениям точек по соответствующим осям.

На свободную ногу движителя, которая не находится в контакте с опорной поверхностью (рисунок 3), действуют силы инерции F_{63X}^{uu} , F_{63Y}^{uu} , F_{64X}^{uu} , F_{64Y}^{uu} , F_{h2X}^{uu} , F_{h2Y}^{uu} , направленные противоположно ускорениям точек по соответствующим осям. Вектора сил инерции для обеих ног имеют направления, соответствующие показанным на рисунке 3, при положительных значениях ускорений вдоль заданных координатных осей.

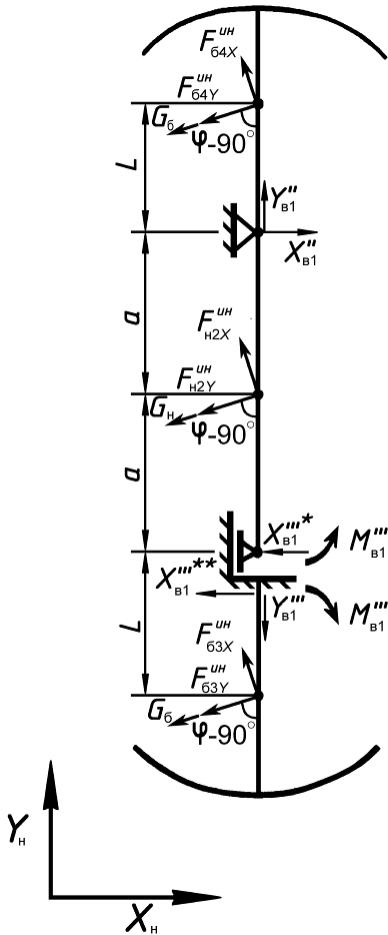


Рисунок 3 – Схема динамического расчета свободной ноги с опорными башмаками

Действие кривошипов на ногу заменяем силами X_{61}'' , Y_{61}'' , X_{61}''' , Y_{61}''' , которые являются реакциями опоры свободной ноги.

Реакции опор действующей ноги находятся по формулам

$$X_{B1} = \frac{M_{B1}}{2a} + \left(\frac{(G_h + F_{h1Y}^{uu})}{2} - \frac{(G_6 + F_{62Y}^{uu})L}{2a} + G_6 - G + F_{61Y}^{uu} \right) \cdot \sin \varphi + \left(\frac{F_{62X}^{uu}L}{2a} - \frac{F_{h1X}^{uu}}{2} + F_c - F_{61X}^{uu} \right) \cdot \cos \varphi; \quad (1)$$

$$Y_{B1} = (G - G_6 - F_{61Y}^{uu}) \cdot \cos \varphi + (F_c - F_{61X}^{uu}) \cdot \sin \varphi; \quad (2)$$

$$X'_{B1} = \frac{M_{B1}}{2a} - \left(\frac{(G_h + F_{h1Y}^{uu})}{2} + \frac{(G_6 + F_{62Y}^{uu})}{2a} \cdot (2a + L) \right) \cdot \sin \varphi + \left(\frac{F_{h1X}^{uu}}{2} + \frac{F_{62X}^{uu}}{2a} \cdot (2a + L) \right) \cdot \cos \varphi; \quad (3)$$

$$Y'_{B1} = (G_h + G_6 + F_{h1Y}^{uu} + F_{62Y}^{uu}) \cdot \cos \varphi + (F_{h1X}^{uu} + F_{62X}^{uu}) \cdot \sin \varphi. \quad (4)$$

Величина момента в реакции жесткой заделки находится как

$$M_{B1} = M_k + ((G_6 + F_{61Y}^{uu})L - GY_1) \cdot \sin \varphi + (F_c Y_1 - F_{61X}^{uu} L) \cdot \cos \varphi + F_c Y_2. \quad (5)$$

Здесь M_k – момент трения качения; F_c – сила сопротивления скольжению; G – реакция опорной поверхности; G_6 – сила тяжести от одного башмака; G_h – сила тяжести одной ноги без башмаков.

Реакции опор свободной ноги находятся по формулам

$$X'_{B1} = - \left(\frac{(G_h + F_{h2Y}^{uu})}{2} + (G_6 + F_{64Y}^{uu}) + \frac{(F_{64Y}^{uu} - F_{63Y}^{uu})L}{2a} \right) \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) + \left(\frac{F_{h2X}^{uu}}{2} + \frac{F_{64X}^{uu}}{2a} \cdot (2a + L) - \frac{F_{63X}^{uu}L}{2a} \right) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ); \quad (6)$$

$$Y'_{B1} = (F_{h2X}^{uu} + F_{64X}^{uu}) \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) + (G_h + G_6 + F_{h2Y}^{uu} + F_{64Y}^{uu}) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ); \quad (7)$$

$$X''_{B1} = \left(\frac{(G_h + F_{h2Y}^{uu})}{2} + G_6 + \frac{(F_{63Y}^{uu} - F_{64Y}^{uu})L}{2a} + F_{63Y}^{uu} \right) \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) + \left(\frac{F_{64X}^{uu}L}{2a} - \frac{F_{h2X}^{uu}}{2} - \frac{F_{63X}^{uu}}{2a} \cdot (2a + L) \right) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ); \quad (8)$$

$$Y''_{B1} = -F_{63X}^{uu} \cdot \sin(\varphi - 90^\circ) - (G_6 + F_{63Y}^{uu}) \cdot \cos(\varphi - 90^\circ). \quad (9)$$

Определим моменты сопротивления вращению ступицы и кривошипов, а также равнодействующие сил сопротивления на центральную ось движителя. Для этого представим действие ног на кривошипы в виде сил (рисунок 4), равных по величине и противоположных по направлению реакциям опор ног (1–9):

$$X_{B1} - X_B = 0; \quad Y_{B1} - Y_B = 0;$$

$$X'_{B1} - X'_B = 0; \quad Y'_{B1} - Y'_B = 0;$$

$$X''_{B1} - X''_B = 0; \quad Y''_{B1} - Y''_B = 0;$$

$$X'''_{B1} - X'''_B = 0; \quad Y'''_{B1} - Y'''_B = 0.$$

Момент сопротивления вращению ступицы движителя

$$M_{c.ст.} = (X_B + X'_B + X''_B + X'''_B) a. \quad (10)$$

Момент сопротивления вращению кривошипов

$$M_{c.k.k} = b((X_B - X'_B) \cdot \cos 3\varphi + (Y_B - Y'_B) \cdot \sin 3\varphi + (X''_B - X'''_B) \cdot \cos(3\varphi - 270^\circ) + (Y''_B - Y'''_B) \cdot \sin(3\varphi - 270^\circ)). \quad (11)$$

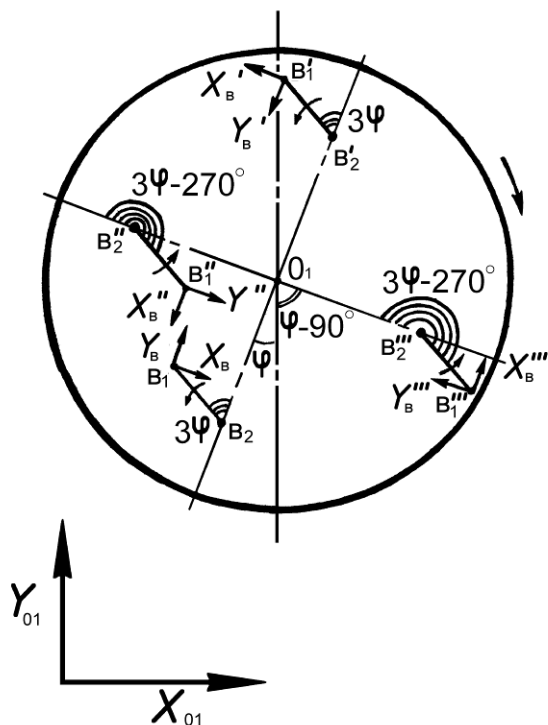


Рисунок 4 – Схема действия сил сопротивления на ступицу и кривошипы

Частота вращения ступицы, являющейся водилом планетарного механизма, 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. Тогда, суммарный момент сопротивления вращению ступицы

$$M_{c.Σ} = M_{c.ct} + 2M_{c.kp}. \quad (12)$$

Получено 19.03.2016

A. T. Skoybeda, A. A. Kalina, V. M. Zhukavets. Dynamics and loading drive of wheel-step mover.

The article describes the dynamic analysis of output units of wheel-step mover. The dependencies describes for strength calculations and justification of the dynamic benefits over conventional wheel. Due to the high flotation, good traction, discreteness track, this structure can be used to create a suspension system of agricultural and timber machinery.

Для прочностных расчетов важно знать величины моментов сопротивления для каждого кривошипа в отдельности.

Для кривошипа B

$$M_{c.B} = b(X_B \cdot \cos 3\varphi + Y_B \cdot \sin 3\varphi). \quad (13)$$

Для кривошипа B'

$$M'_{c.B} = -b(X'_B \cdot \cos 3\varphi + Y'_B \cdot \sin 3\varphi). \quad (14)$$

Для кривошипа B''

$$M''_{c.B} = -b(X''_B \cdot \cos(3\varphi - 270^\circ) + Y''_B \cdot \sin(3\varphi - 270^\circ)). \quad (15)$$

Для кривошипа B'''

$$M'''_{c.B} = b(X'''_B \cdot \cos(3\varphi - 270^\circ) + Y'''_B \cdot \sin(3\varphi - 270^\circ)). \quad (16)$$

Проведенный анализ и расчет динамики движителя показал перспективность его применения в ходовых системах машин различного назначения. С другой стороны, в результате проведенных динамических расчетов можно сделать вывод, что серьезным недостатком колесно-шагающего движителя является неравномерность скорости его перемещения. Поэтому следует усовершенствовать конструкцию привода вращения ступицы с целью уменьшения сил инерции.

Список литературы

- 1 Беккер, М. Г. Введение в теорию систем местность – машина / М. Г. Беккер. – М. : Машиностроение, 1973. – 520 с.
- 2 Скойбеда, А. Т. Колесно-шагающие движители для транспортного средства высокой проходимости / А. Т. Скойбеда, В. Н. Жуковец // Теоретическая и прикладная механика : межвед. сб. науч.-метод. статей. – Вып. 28. – Минск, 2013. – С. 228–233.
- 3 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.
- 4 Шагающие движители – перспективное направление создания агрофильных ходовых систем мобильных машин / А. Т. Скойбеда [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. – Вып. 3. – Минск, 2014. – С. 102–105.