

СИНТЕЗ ЦИКЛОВОГО ШАГАЮЩЕГО МЕХАНИЗМА С НАПРАВЛЯЮЩЕЙ И КРИТЕРИИ ЕГО ОЦЕНКИ

Введение

Среди характерных задач для мобильных робототехнических комплексов выделяются задачи, в которых робот должен перемещаться в сложных дорожных условиях, проблематичных для достижения поставленной цели с применением традиционных движителей. Поэтому важным направлением является исследование новых типов движителей и, в частности, шагающих [1, 2].

Существующие типы шагающих механизмов обладают рядом недостатков. Многозвенные пространственные механизмы с поворотными звеньями характеризуются значительными энергозатратами, идущими на поддержание веса корпуса транспортного средства в процессе движения, и трудностью управления [3]. Конструкция же ортогональных шагающих движителей громоздка. Цикловые механизмы отличаются простотой управления. А их основным недостатком является непрямолинейность опорного участка траектории стопы, попытка устранить которую приводит к увеличению числа звеньев в механизме [4, 5], что в свою очередь приводит к увеличению габаритов и веса, к уменьшению надежности механизма, хотя и увеличивает их эксплуатационные возможности [6].

Ставится задача разработки циклового шагающего механизма с улучшенными свойствами в сопоставлении с цикловым шагающим механизмом Чебышёва – Умнова, применяемого в шагающей машине «Восьминог» [7] (рис. 1, а).



а)

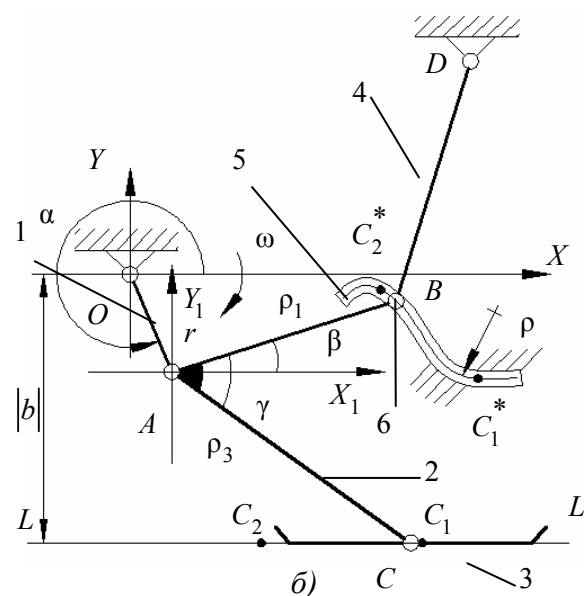


Рис. 1. а – шагающий движитель машины «Восьминог» на базе циклового шагающего механизма Чебышёва–Умнова, б – кинематическая схема механизма Чебышёва–Умнова и синтезируемого механизма

1 — кривошип, 2 — шатун, 3 — стопа, 4 — коромысло, 5 — направляющая, 6 — ролик

Основным критерием улучшения свойств циклового механизма является прямолинейность траектории опорной точки C механизма шагания в фазе взаимодействия с грунтом при максимальном коэффициенте режима γ^* .

Для этого в кинематической схеме (рис. 1, б) [8] механизма Чебышёва–Умнова коромысло — 4 заменяется на криволинейную направляющую — 5, подлежащую определению и жестко связанную с корпусом механизма, по которой перемещается ролик — 6, соединенный с шатуном — 2. К криволинейной направляющей предъявляются требования «гладкости», что аналитически выражается радиусом кривизны ρ в каждой точке траектории. Ставится условие максимизации радиуса кривизны траектории точки B , обеспечения максимально возможного коэффициента режима и высоты подъема стопы на этапе переноса. Таким образом, критерием оптимизации является линейная функция:

$$I = k_1 \left(\frac{H}{r} \right)^{-1} + k_2 \left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2\pi} \right)^{-1} + k_3 \left(\frac{\rho_{\min}}{r} \right)^{-1}, \quad (1)$$

где k_1, k_2, k_3 — весовые коэффициенты, r — длина кривошипа, H — максимальная высота подъема стопы, α_1 — угловая координата кривошипа, соответствующая началу опорной фазы (точка C_1); α_2 — угловая координата кривошипа, соответствующая концу опорной фазы (точка C_2).

1. Особенности синтеза механизма

1. В системе координат OXY (рис. 1, б) задаются начальные значения варьируемых параметров синтезируемого механизма ($r^0 = 0,268$ м; $\rho_1^0 = 0,62$ м; $\rho_3^0 = 0,718$ м; $\gamma^0 = 54,65^\circ$; $b^0 = -0,21$ м; $\alpha_1^0 = 322^\circ$; $\alpha_2^0 = 142^\circ$ — параметры механизма Чебышёва–Умнова, применяемого в шагающей машине «Восьминог»): ρ_1 — длина стержня AB ; ρ_3 — длина стержня AC ; γ — угол между стержнями AB и AC шатуна ABC ; b — параметр, определяющий местоположение прямой $L-L$ (линии смены стоп).

2. Одним из существующих численных методов отыскания экстремума многопараметрической функции, осуществляется поиск минимума — I_{\min} целевой функции I .

2.1. В процессе отыскания I_{\min} производится расчет коэффициента режима:

$$\gamma^* = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2\pi}. \quad (2)$$

2.2. На интервале $\alpha_2 \leq \alpha \leq \alpha_1$ для текущих значений параметров $r, \rho_1, \rho_3, \gamma, b, \alpha_1, \alpha_2$ определяется ρ_{\min} — минимальный радиус кривизны траектории точки B одним из существующих численных методов согласно формулам:

$$\beta = \arcsin \left(\frac{b - r \sin(\alpha)}{\rho_3} \right) + \gamma, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} x_B &= r \cos(\alpha) + \rho_1 \cos(\beta); \\ y_B &= r \sin(\alpha) + \rho_1 \sin(\beta), \end{aligned} \quad (4)$$

$$\rho(\alpha) = \frac{\left(\frac{\partial x_B}{\partial \alpha}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_B}{\partial \alpha}\right)^2}{\sqrt{\left(\frac{\partial^2 x_B}{\partial \alpha^2}\right)^2 + \left(\frac{\partial^2 y_B}{\partial \alpha^2}\right)^2 - \frac{\left(\frac{\partial x_B}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 x_B}{\partial \alpha^2} + \frac{\partial y_B}{\partial \alpha} \frac{\partial^2 y_B}{\partial \alpha^2}\right)^2}{\left(\frac{\partial x_B}{\partial \alpha}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_B}{\partial \alpha}\right)^2}}. \quad (5)$$

2.3. По нагрузке, действующей на участке $C_1^* - C_2^*$, определяется радиус радиально-упорных подшипников из стандартного ряда (см. раздел 4): $R_{\text{подш.}}$.

2.4. Проводятся гладкие кривые касательно к участку траектории точки B в точках C_1^* , C_2^* и к окружностям с радиусами: $R_1 = r + \rho_1$ и $R_2 = \rho_1 - r$ соответственно (рис. 2). Тем самым завершается этап текущего построения траектории точки B . При этом для траектории точки B должно выполняться условие: наружный радиус подшипника должен быть меньше минимального радиуса кривизны синтезированной траектории точки B ($R_{\text{подш.}} \leq \rho_{\min}$).

2.5. Расчет максимальной высоты подъема стопы H производится численно.

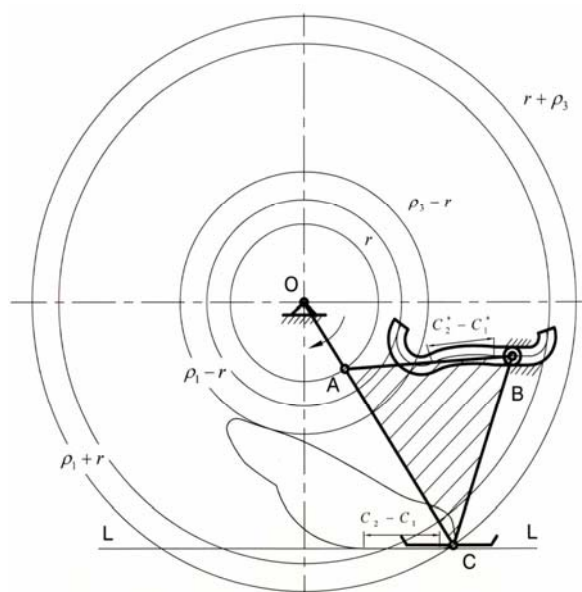


Рис. 2. Цикловый шагающий механизм с направляющей

В результате синтеза, при экспертном задании весовых коэффициентов $k_1 = 7$, $k_2 = 1$, $k_3 = 1$, был получен цикловый шагающий механизм с направляющей (рис. 2), имеющий следующие параметры: $r = 0,264$ м; $\rho_1 = 0,608$ м; $\rho_3 = 0,706$ м; $\gamma = 1,066$; $I = 15,82$ ($I^0 = 17,06$).

2. Оценка энергетической эффективности циклового шагающего механизма с направляющей

В качестве критерия, позволяющего провести оценку энергетической эффективности шагающего механизма, путем сравнения механизма с направляющей с другим цикловым механизмом, выступает соотношение [9]:

$$\frac{A_1(S)}{A_2(S)} = \frac{1}{k} \left(1 + \frac{2\Delta}{h} \right), \quad (6)$$

где $A_1(S)$ — работа затрачиваемая на подъем центра масс корпуса машины и упругую деформацию грунта за путь S при использовании циклового механизма Чебышева – Умнова; $A_2(S)$ — работа затрачиваемая на подъем центра масс корпуса машины и упругую деформацию грунта за путь S при использовании механизма с направляющей; $k = L_1 / L_2$, L_1 — длина шага циклового механизма; L_2 — длина шага механизма с направляющей (оба механизма рассматриваются в одном масштабе); Δ — высота подъема центра масс корпуса робототехнического комплекса (с движителями на базе циклового механизма Чебышева – Умнова) в процессе его движения; h — глубина продавливания грунта под стопами шагающей машины.

Принимается, что грунт упругий. Согласно (6) и рис. 3 в пределах $[0, h_{кр.}]$ — энергетически выгодней использовать цикловой шагающий механизм с направляющей, а в пределах $[h_{кр.}, H]$ — цикловой механизм Чебышёва – Умнова. Здесь $h_{кр.}$ — глубина продавливания грунта под стопами робототехнической системы, при которой $A_1 = A_2$, а H — граничная величина глубины продавливания грунта.

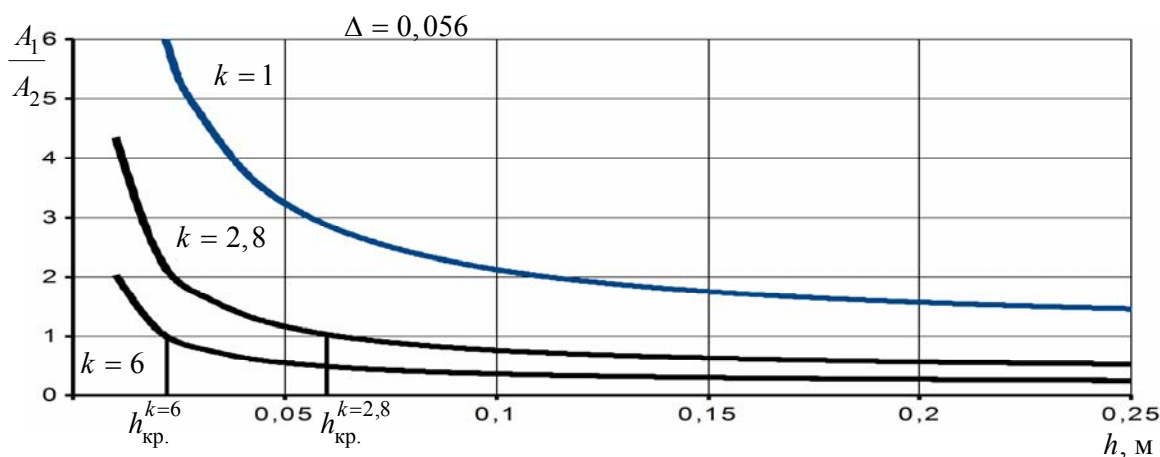


Рис. 3. Энергоэффективность сравниваемых механизмов

«Удерживать» глубину продавливания грунта в пределах от 0 до $h_{кр.}$ можно за счет увеличения площади опорных поверхностей стоп, что значительно расширяет область применения шагающих механизмов с направляющей, как более энергоэффективных по сравнению с механизмом Чебышёва-Умнова, применяемому в шагающей машине «Восьминог». При

$k = 1$, что соответствует $L_1 = L_2$, энергозатраты циклового шагающего механизма без прямолинейного опорного участка больше энергозатрат циклового шагающего механизма с направляющей для всех значений h . Для синтезированного механизма с направляющей $h_{кр.}^{k=2,8} = 0,062$ м.

3. Абсолютная и относительная траектория стопы синтезированного механизма

Относительная длина опорного участка относительной траектории стопы (рис. 4) – $L / r = 1,026$, относительная максимальная высота подъема стопы – $H / r = 1,648$. Для движителя состоящего из двух цикловых механизмов с направляющей (реализующий режим движения без вертикальных перемещений корпуса шагающей машины), абсолютная траектория точки C в безразмерных координатах примет вид (рис. 5), а относительная длина шага – $L_1 / r = 2,052$.

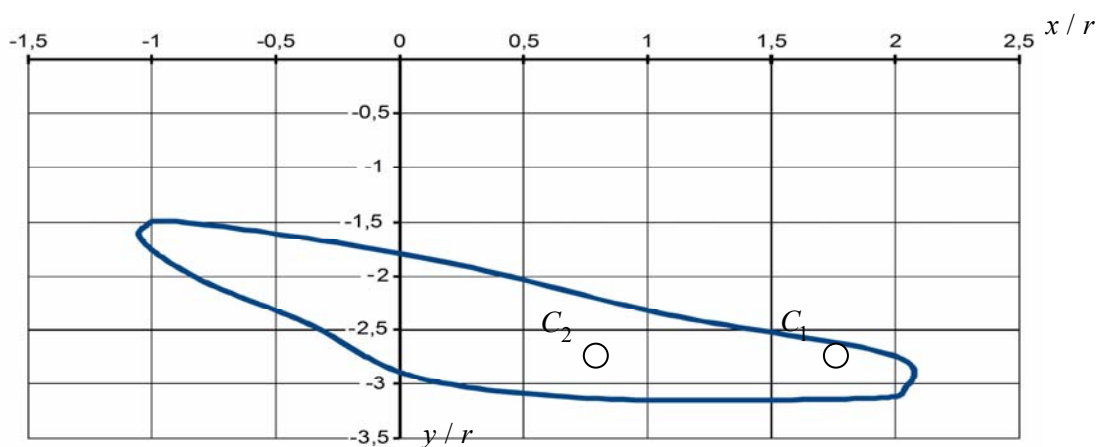


Рис. 4. Траектория стопы синтезированного механизма относительно корпуса в безразмерных координатах

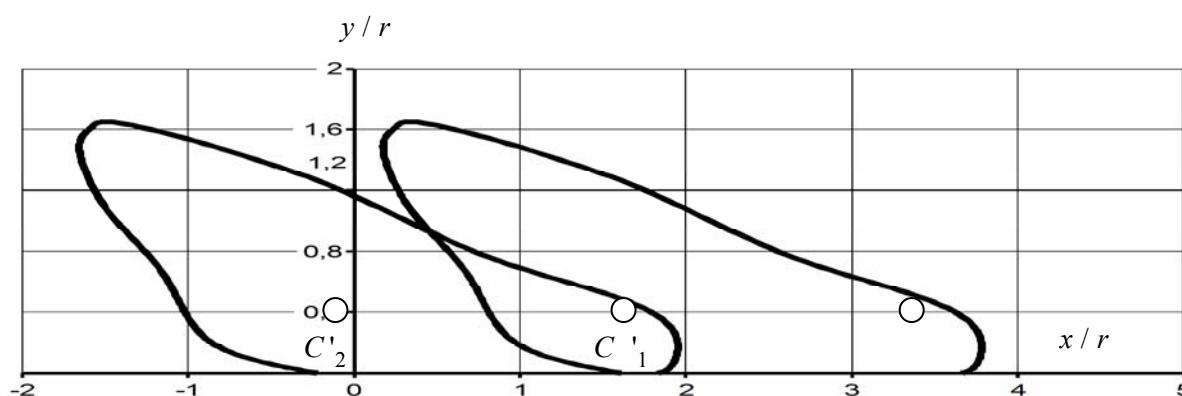


Рис. 5. Абсолютная траектория стопы синтезированного механизма в безразмерных координатах

где N — реакция направляющей, Н; S_{II}^1 и S_{II}^2 — ортонормированные составляющие реакции в шарнире A со стороны кривошипа, Н; M_A, M_B, M_C — моменты сопротивления в соответствующих шарнирах, Н·м; $M_{\text{кор.}}, m_1, m_2, m_3$ — масса корпуса, кривошипа, шатуна и масса опорной стопы, кг; $l_N, l_2, l_3, l_{Cx}, l_{Cy}$ — плечи действия соответствующих сил, м; α — угол, определяющий положение кривошипа, град; ξ — угол, определяющий наклон линии действия реакции N , рад;

Из уравнений (9), при найденных параметрах механизма, определяются нагрузки, действующие на опорный участок направляющей (N), на кривошип (S_{II}^1, S_{II}^2). По известной нагрузке, действующей на направляющую, равной по величине N , осуществляется подбор типоразмера радиально-упорного подшипника. В качестве примера, на рис. 7 представлены внутренние усилия, полученные в результате силового анализа синтезированного механизма с масштабным коэффициентом 0,5.

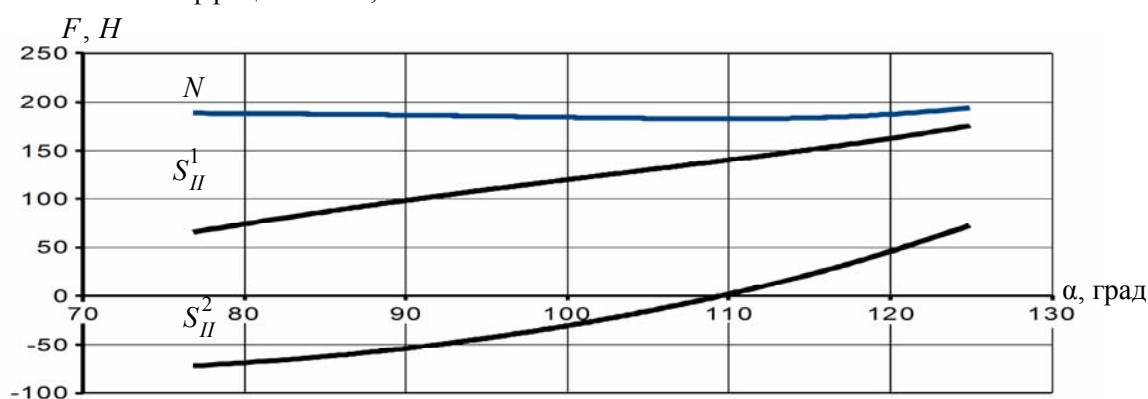


Рис. 7. Внутренние усилия, действующие в механизме (для квазистатического движения)

5. Сравнительный анализ циклового шагающего механизма с направляющей и механизма Чебышева–Умнова, применяемого в шагающей машине «Восьминог»

В качестве критерия, позволяющего сравнить инерционные нагрузки (возмущающие курсовое движение шагающей машины) в двух механизмах (с условно равномерным распределением массы в подвижных звеньях), выступает передаточная функция механизма [10] вида:

$$\Pi_x'' = \frac{d^2x}{d\alpha^2}, \quad (10)$$

где α — угол поворота кривошипа ($\omega = \text{const}$), x — горизонтальная координата центра масс шатуна (стопы) относительно корпуса машины.

Согласно принципу возможных перемещений, крутящий момент на оси вращения кривошипа циклового движителя (рис. 8), обеспечивающий квазистатический режим движения шагающей машины, выражается зависимостью вида:

$$M_{кр.} = \pm Y \frac{\delta y_C}{\delta \alpha} + X \frac{\delta x_C}{\delta \alpha}, \quad (11)$$

где $\delta x_C, \delta y_C$ — горизонтальное и вертикальное возможные перемещения стопы циклового шагающего механизма относительно оси вращения кривошипа.

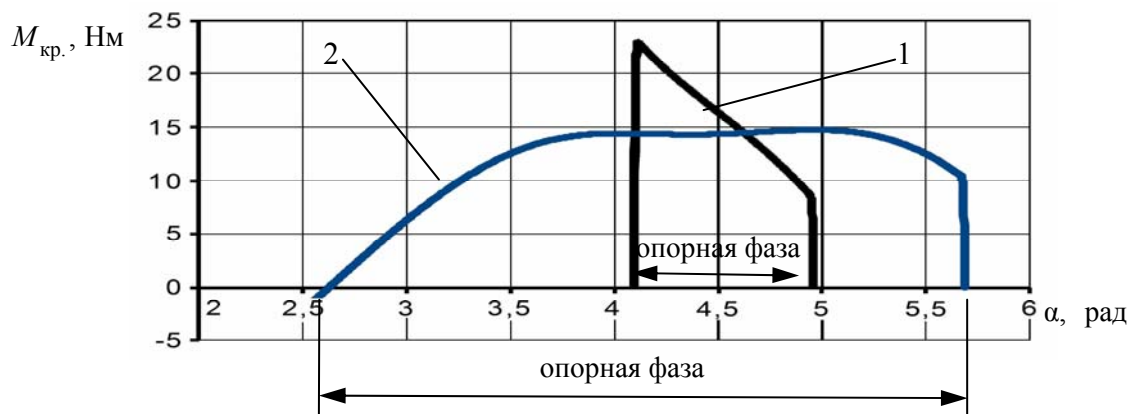


Рис. 8. Изменение функции $M_{кр.}$ от угла поворота кривошипа в опорной фазе (1 – для синтезированного механизма, 2 – для механизма шагающей машины «Восьминог»)

Известны различные критерии качества шагающих машин и движителей [11]. Наиболее значимые сравниваемые характеристики двух механизмов представлены в табл. 1. Оба механизма рассмотрены в одном масштабе.

Таблица 1

Сравнительный анализ механизмов

N	Критерий оценки	Механизм Чебышева – Умнова	Механизм с направляющей
1.	L / r — относительная длина шага механизма	2,87	1,06
2.	H / r — относительная высота подъема стопы в процессе движения	0,434	1,61
3.	B / r — относительный клиренс шагающей машины	0,75	2,16
4.	Δ / r — относительная высота подъема центра масс корпуса робототехнического комплекса	0,21	0
5.	L_r / r — относительный горизонтальный габаритный размер частей механизма, расположенных на корпусе механизма, в процессе его работы	2,84	4,44
6.	H_r / r — относительный вертикальный габаритный размер частей механизма, расположенных на корпусе механизма, в процессе его работы	3,56	2

7.	M / m_1 — относительная неуравновешенная масса подвижных частей механизма (без учета массы стопы и с одинаковой плотностью распределения массы по всем звеньям);	7,94	5,57
	ω — угловая скорость кривошипа	$\omega = \text{const}$ ($\omega=1$ рад/с)	
8.	V_{\max} / V_{\min} — неравномерность горизонтальной скорости движения робототехнического комплекса	3,33	2,87
9.	$(2\pi V_{\max}) / (\omega r)$ — относительная максимальная скорость стопы в опорной фазе	7,03	11,25
10.	$\pi^2 \Pi_{X_{ц.м.ш.}}^{\max} / (4r)$ — относительный параметр оценки инерционной грузок, действующей на центр масс шатуна	5,52	7,36
11.	$\pi^2 \Pi_{X_{ц.м.с.}}^{\max} / (4r)$ — относительный параметр оценки инерционной грузок, действующей на центр масс стопы	9,20	16,56
12.	$M_{\max}^{\text{кр.}} / (Qr)$ — относительный максимальный момент на оси кривошипа, реализующий квазистатический режим перемещения, при действии силы сопротивления, приложенной к корпусу механизма и равной по модулю силе сцепления стопы с опорной поверхностью	1,16	1,93
13.	$(\alpha_1 - \alpha_2) / (2\pi)$ — коэффициент режима	0,5	0,135
14.	ρ_{\min} / r — относительный минимальный радиус кривизны траектории т. В.	2,31	0,246

Серым цветом отмечены параметры, которые удалось улучшить в результате синтеза циклового шагающего механизма с направляющей.

6. Лабораторная модель

На основе математической модели циклового шагающего механизма была создана действующая лабораторная модель в масштабе 1:2 (рис. 9), состоящая из: кривошипа — 1; несущей рамы — 2; аккумулятора — 3; опорных катков — 4; двигателя постоянного тока — 5; шарикоподшипника — 6; направляющей — 7; шатуна — 8; сменной стопы — 9. Экспериментально полученная кривая незначительно отличается от теоретической относительной траектории точки С стопы ($L_{\text{теор.}} / L_{\text{эксп.}} = 0,96$; $H_{\text{теор.}} / H_{\text{эксп.}} = 0,99$). Параметры лабораторной модели: $M_{\text{кор}}=13,37$ кг; $m_1=0,16854$ кг; $m_4=0,316$ кг; $m_5=0,316$ кг; $m_3=0,2$ кг; $r=0,1316$ м; $r_1=0,3048$ м; $a_2=0,171$ м; $r_3=0,353$ м; $b=-0,41$ м; $a_1=-1,34$; $a_2=-2,18$; $d=0,01$ м; $\gamma=1,066$, где m_4 - масса стержня АВ, m_5 - масса поперечной балки, образующей шатун; a_2 - расстояние между точкой А и точкой Н (рис. 7), d — диаметр шарниров.



Рис. 9. Лабораторная модель циклового шагающего механизма с направляющей

Процесс работы синтезированного циклового механизма с направляющей представлен на рис.10.

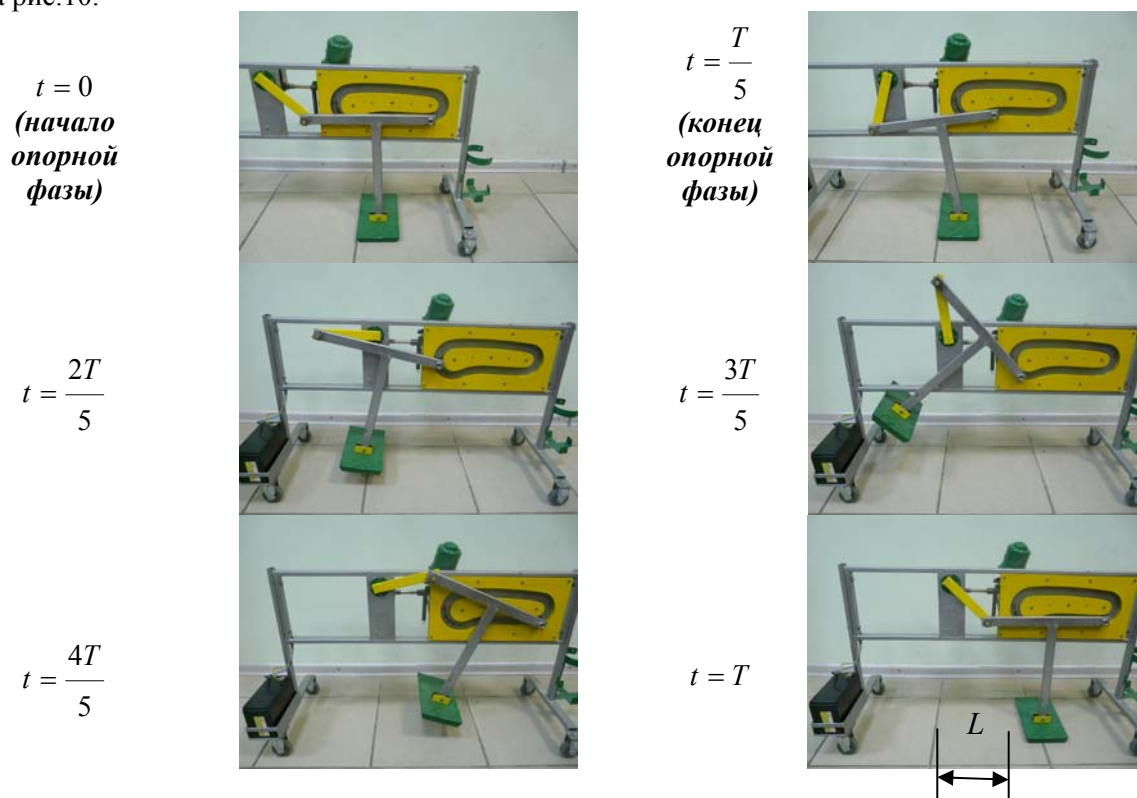


Рис. 10. Цикл работы синтезированного шагающего механизма с направляющей

Заключение

Таким образом, синтезированный шагающий механизм с направляющей, реализующий прямолинейную опорную фазу, является энергоэффективным по сравнению с механизмом Чебышёва – Умнова, при прочих равных условиях.

Представленная методика (на основе критериев качества и уравнений (9)) построения циклового шагающего механизма с направляющей позволяет синтезировать механизмы с улучшенными характеристиками или характеристиками, отвечающими конкретным услови-

ям технической задачи, а критерии – проводить более качественный сравнительный анализ цикловых шагающих механизмов.

Добиться отсутствия неравномерности горизонтальной скорости движения у робототехнического комплекса (порождающей горизонтальные инерционные нагрузки) можно при помощи соответствующего управления двигателями, приводящими в движение пару механизмов, образующих движитель.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Охоцимский, Д. Е.** Механика и управление движением автоматического шагающего аппарата / Охоцимский Д. Е., Голубев Ю. Ф. – М.: Наука, 1984. – 310 с.
2. **Брискин, Е.С.** Об общей динамике и повороте шагающих машин / Е.С. Брискин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997. №6. С. 33-39.
3. **Брискин, Е. С.** Концепция проектирования, динамика и управление движением шагающих машин. Ч. 1. Концепция проектирования / Брискин Е. С., Чернышев В. В., Жога В. В., Малолетов А. В., Шаронов Н. Г., Фролова Н. Е. // Мехатроника, автоматизация, управление. 2005. №5. С. 22–27.
4. Пат. 2009936 РФ, МПК В 62 D 57/032. Шагающий движитель / **В. С. Богатырев.** – 1994.
5. Пат. 2009938 РФ, МПК В 62 D 57/032. Шагающий движитель транспортного средства / **В. С. Богатырев.** – 1994.
6. **Чернышев, В.В.** Многофункциональный механизм поворота для транспортно - технологических шагающих машин / В.В. Чернышев, А.В. Малолетов // Изв. вуз. Машиностроение. 2001. N 1. С. 48-52.
7. Шагающая машина "Восьминог" / **Е.С. Брискин, В. В. Чернышев, А.В. Малолетов, В. В. Жога, Н.Г. Шаронов, К. В. Шаров, Н. Е. Фролова, Д. Н. Покровский** // Мехатроника, автоматизация, управление. - 2004. - №5. - С. 48-49.
8. Заявка № 2010109132 РФ, МПК В 62 D 57/032. Шагающая опора для многоопорных самоходных машин и для транспортных средств повышенной проходимости / **А. В. Леонард, Е. С. Брискин;** заявитель ВолгГТУ; заявл. 11.03.2010. – [Положительное решение РОСПАТЕНТ от 03.02.2011]
9. **Брискин, Е. С.** Концепция проектирования, динамика и управление движением шагающих машин. Ч. 2. Динамика движения шагающих машин серии «Восьминог» / Брискин Е. С., Чернышев В. В., Жога В. В., Малолетов А. В., Шаронов Н. Г., Фролова Н. Е. // Мехатроника, автоматизация, управление. 2005. №6. С. 19–26.
10. **Вульфсон, И. И.** Динамические расчеты цикловых механизмов / Вульфсон И. И. – Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.
11. **Жога, В. В.** Система показателей качества шагающих транспортных машин / В.В. Жога // Справочник. Инженерный журнал. 1997. N5. С. 52-54.

Поступила в редакцию 28.02.2011