



ЛЕОНАРД
Александр Валерьевич
аспирант кафедры
«Теоретическая механика»
(Волгоградский
государственный
технический университет)

Цикловой механизм шагания с направляющей

А.В. Леонард

Представлен цикловой шагающий механизм с направляющей. Предложены критерии оценки цикловых шагающих механизмов, обоснована энергетическая эффективность цикловых шагающих механизмов с прямолинейной опорной фазой. Приведен сравнительный анализ синтезированного механизма с механизмом Чебышева–Умнова, применяемого в шагающей машине «Восьминог». Описана действующая лабораторная модель синтезированного циклового шагающего механизма с направляющей.

Ключевые слова: шагающий механизм, оптимизационный синтез механизма, теоретическая механика, силовой анализ механизма, энергетическая эффективность.

The article presents a cyclic walking mechanism with a guide. The estimation criteria of cyclic walking mechanisms have been offered. The power efficiency of cyclic walking mechanisms with a rectilinear reference phase has been proved. The comparative analysis of the synthesized mechanism and the Tchebyshev-Umnov one, employed in the «Vosminog» walking machine, has been carried out. The laboratory-scale working model of the synthesized cyclic walking mechanism with a guide has been created.

Keywords: walking mechanism, mechanism optimization synthesis, theoretical mechanics, power analysis of mechanism, power efficiency.

Подвижные робототехнические комплексы предназначены для перемещения и выполнения технологических операций в различных эксплуатационных условиях. Когда преодолеваемые препятствия соизмеримы с размерами комплекса, невозможно применение традиционных движителей. Поэтому важным направлением является исследование новых типов движителей и, в частности, шагающих [1, 2].

Из всего многообразия существующих шагающих движителей простотой управления выделяется класс цикловых шагающих механизмов [3]. Однако многосвязные шагающие механизмы с одной степенью свободы и кинематическим парами V-го класса реализуют фиксированную траекторию «опорного» звена. Отсутствие прямолинейного участка у относительной траектории стопы, соответствующего опорной фазе механизма, приводит к периодическим вертикальным перемещениям корпуса шагающей машины, и как следствие, к повышенным энергетическим затратам [4, 5].

Прямолинейность опорного участка относительной траектории стопы в цикловом шагающем механизме достигается путем заме-

ны в механизме Чебышева — Умнова [6] ко- ромысла на криволинейную направляющую 5, по которой перемещается ролик 4, связан- ный с шатуном 2 (рис. 1) [7].

В результате оптимизационного синтеза был получен цикловой шагающий механизм с направляющей (см. рис. 1), имеющий сле- дующие параметры: $r = 0,264$ м; $\rho_1 = 0,608$ м; $\rho_3 = 0,706$ м; $\gamma = 1,066$, где r — длина кривоши- па; ρ_1 — длина стержня AB ; ρ_3 — длина стержня AC ; γ — угол между стержнями AB и AC шатуна ABC [8].

Энергетическая эффективность цикловой шагающей механизмы с направляющей

Оценка энергетической эффективности механизмы осуществляется в соответствии с выражением [9]

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

где $A_1(S)$ — работа, затрачиваемая на подъем центра масс корпуса машины и упругую деформацию грунта за путь S при использовании

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

Согласно формуле (1) и рис. 2 в диапазоне $[0, h_{кр}]$ энергетически выгоднее использовать цикловой шагающий механизм с направляющей, а в диапазоне $[h_{кр}, H]$ — цикловой механизмы Чебышева — Умнова, где $h_{кр}$ — глубина продавливания грунта под стопами робототехнической системы, при которой $A_1 = A_2$, H — граничная величина глубины продавливания грунта.

Сохранить глубину продавливания грунта в пределах от 0 до $h_{кр}$ можно за счет увеличения площади опорных поверхностей стоп, что значительно расширяет область применения шагающих механизмы с направляющей, как более энергоэффективных по сравнению с механизмом Чебышева — Умнова, применяемому в шагающей машине «Восьминог». При $k = 1$, что соответствует $L_1 = L_2$, энергозатраты цикловой шагающей механизмы без прямолинейного опорного участка больше энергозатрат цикловой шагающей механизмы с направляющей для всех значений h . Для синтезированной механизмы с направляющей $h_{кр, k=2,8} = 0,062$ м.

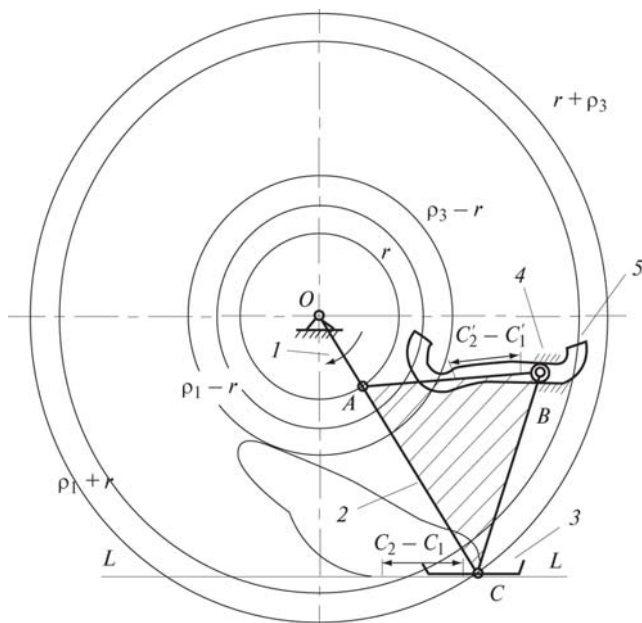


Рис. 1. Цикловой шагающий механизм с направляющей:

1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — стопа; 4 — ролик; 5 — направляющая

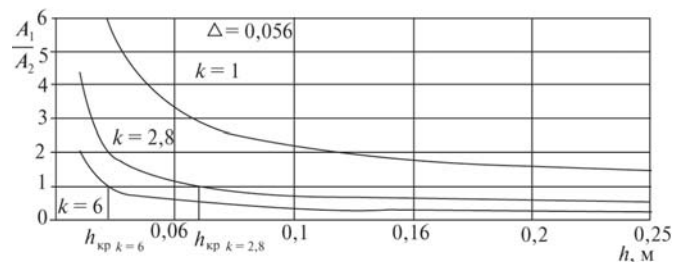


Рис. 2. Энергоэффективность сравниваемых механизмы

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

Известны различные критерии качества шагающих машин и движителей [10, 11]. Наиболее значимые сравниваемые характеристики двух механизмов представлены в таблице. Оба механизма рассмотрены в одном масштабе.

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

Лабораторная модель

На основе математической модели циклового шагающего механизма была создана действующая лабораторная модель в масштабе 1:2 (рис. 3). Экспериментально полученная кривая относительно траектории точки *C* 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; $a_1 = -1,34$;

Таблица

Сравнительный анализ механизмов

Номер	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	$V_{\text{max}} / V_{\text{min}}$ — неравномерность горизонтальной скорости движения робототехнического комплекса	3,33	2,87*
9	$2\pi V_{\text{max}} / (\omega r)$ — относительная максимальная скорость стопы в опорной фазе	7,03	11,25
10	$\pi^2 \left(\frac{d^2 x}{d\alpha^2} \right)_{X_{\text{п.м.ш}}}^{\text{max}} / (4r)$ — относительная передаточная функция для центра масс шатуна, где x — координата центра масс; α — угол порота кривошипа	5,52	7,36
11	$\pi^2 \left(\frac{d^2 x}{d\alpha^2} \right)_{X_{\text{п.м.с}}}^{\text{max}} / (4r)$ — относительная передаточная функция для центра масс стопы	9,20	16,56
12	$M_{\text{max}}^{\text{кр}} / (Qr)$ — относительный максимальный момент на оси кривошипа, реализующий квазистатический режим перемещения, при действии силы сопротивления Q , 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, где α_1 и α_2 — угловые координаты кривошипа, соответствующие началу и концу опорной фазы $C_1 - C_2$ (см. рис. 1)	0,5	0,135
14	ρ_{min} / r — относительный минимальный радиус кривизны траектории точки B (см. рис. 1)	2,31	0,246

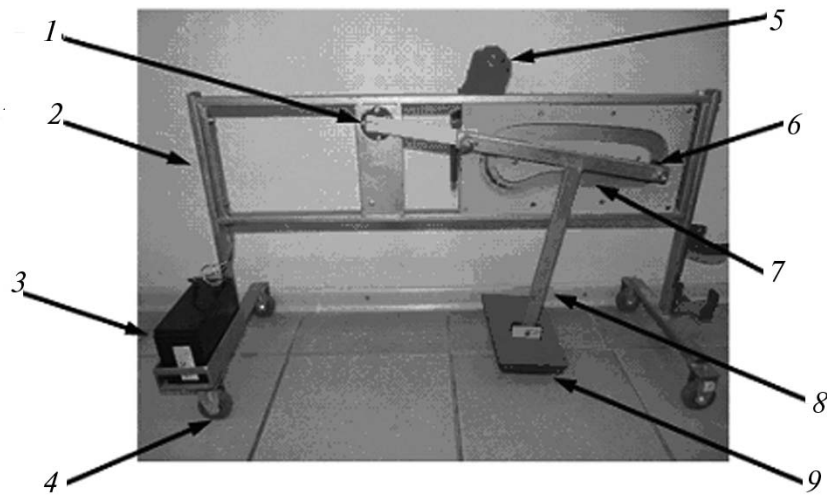


Рис. 3. Лабораторная модель циклового шагающего механизма с направляющей:

1 — кривошип; 2 — несущая рама; 3 — аккумулятор; 4 — опорные катки; 5 — двигатель постоянного тока; 6 — шарикоподшипник; 7 — направляющая; 8 — шатун; 9 — сменная стопа

$a_2 = -2,18$; $d = 0,01$ м; $g = 1,066$, где $M_{кор}$ — масса корпуса; m_1 — масса кривошипа; m_4 — масса стержня AB ; m_5 — масса поперечной балки, образующей шатун; $m_3 = 0,2$ — масса стопы; a_2 — расстояние между точкой A и точкой крепления поперечной балки; d — диаметр шарниров.

Процесс работы синтезированного циклового механизма с направляющей представлен на рис. 4.

Выводы

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

Представленные критерии позволяют проводить качественную оценку свойств

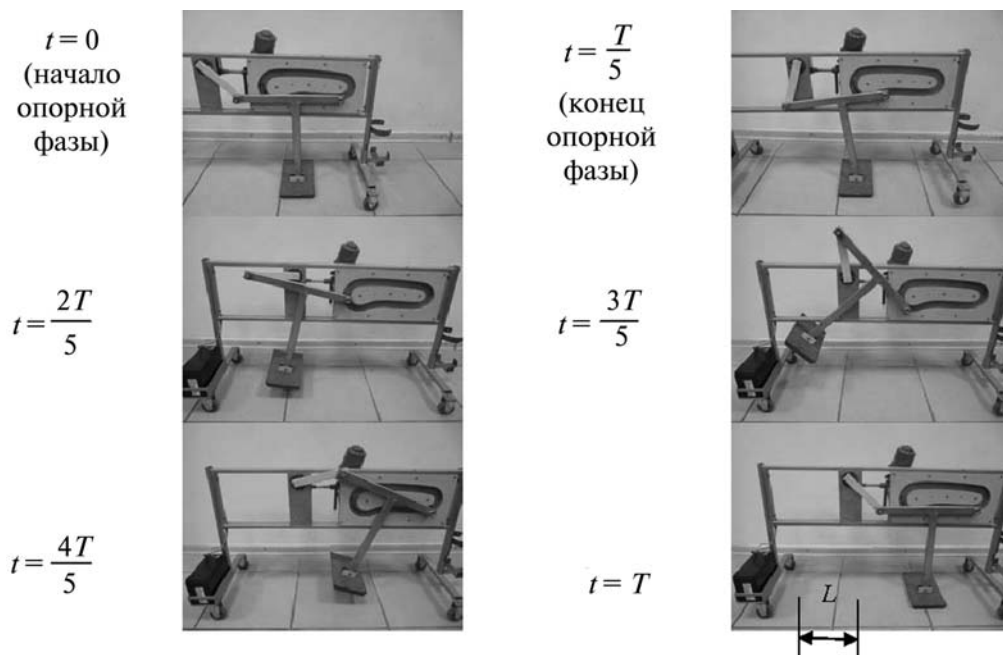


Рис. 4. Цикл работы синтезированного шагающего механизма с направляющей

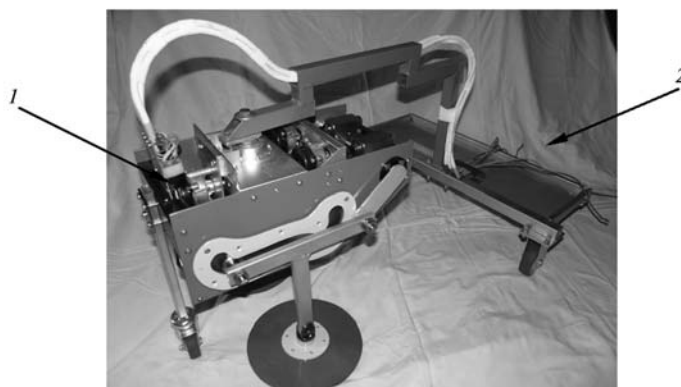


Рис. 5. Лабораторная модель циклового шагающего движителя:
1 — шагающий движитель; 2 — поддерживающая рама

синтезируемого циклового шагающего механизма.

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 (рис. 5).

Литература

1. Охоцимский Д.Е., Голубев Ю.Ф. Механика и управление движением автоматического шагающего аппарата. М.: Наука, 1984. 310 с.
2. Брискин Е.С. Об общей динамике и повороте шагающих машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997. № 6. С. 33—39.
3. Концепция проектирования, динамика и управление движением шагающих машин. Ч. 1. Концепция проектирования / Е.С. Брискин, В.В. Чернышев, В.В. Жога и др. // 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. Шагающая машина «Восьминог» / Е.С. Брискин, В.В. Чернышев, А.В. Малолетов и др. // Мехатроника, автоматизация, управление. 2004. № 5. С. 48—49.

7. 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]

8. Брискин Е.С., Леонард А.В., Малолетов А.В. Синтез циклового шагающего механизма с направляющей и критерии его оценки // Теория механизмов и машин. 2011. № 1(17). Т. 9. С. 14—24.

9. Концепция проектирования, динамика и управление движением шагающих машин. Ч. 2. Динамика движения шагающих машин серии «Восьминог» / Е.С. Брискин, В.В. Чернышев, В.В. Жога и др. // Мехатроника, автоматизация, управление. 2005. № 6. С. 19—26.

10. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. 328 с.

11. Жога В.В. Система показателей качества шагающих транспортных машин // Справочник. Инженерный журнал. 1997. № 5. С. 52—54.

Статья поступила в редакцию 22.09.2011