

## INGINERIE AGRARĂ ȘI TRANSPORT AUTO

УДК 621.01

### ВЫРАВНИВАТЕЛЬ МЕХАНИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ (EQUALIZER)

Е. МОР<sup>1</sup>, Я. ВАЛУЦА, А. ГАИНА<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Тель-Авивский университет

<sup>2</sup> Государственный аграрный университет Молдовы

**Abstract.** Many natural phenomena and the functioning of a large number of technical devices are accompanied by the emission of mechanical energy, which turns into useless heat in the atmosphere. In nature these phenomena could be: wind gusts, high and low tides or even sea surface roughness. In technology these phenomena could be: mechanisms of idle motion, vibrations of unbalanced masses and irrational control of machines.

The simple mechanical system, here described, allows to improve casual and chaotic motions of various bodies in ranked unilateral rotation of the executive organ (output unit) with beforehand limited unevenness.

**Key words:** Chaotic motion, Mechanical energy, Mechanical system, Technical device, Unilateral rotation, Vibrations.

#### ВВЕДЕНИЕ

Многие явления природы и работа большого числа технических устройств сопровождаются выделением механической энергии, которая превращается в бесполезное тепло атмосферы. В природе это порывы ветра, приливно-отливные феномены, волнения морской поверхности. В технике это холостые движения механизмов, вибрации несбалансированных масс, нерациональное управление машинами.

Простая механическая система, здесь описываемая, позволяет выровнять случайные, хаотические движения разнообразных тел в упорядоченное, одностороннее вращение исполнительного органа (выходного звена) с заранее ограниченной неравномерностью.

#### МАТЕРИАЛ И МЕТОДЫ

Блок-схема выравнителя механических воздействий (рис.1) содержит механическое выпрямляющее устройство 1 (выпрямитель, rectifier), снабженное на выходе маховиком 2, и ускоритель (мультипликатор) 3 на входе, предназначенный для уменьшения массы маховика и агрегата в целом. Тот же ускоритель приводит частоту внешних возмущений в соответствие с потребной частотой вращения на выходе.

Обыкновенно выпрямляющее устройство включает входное звено (ведущий вал), зубчатую передачу, два обгонных подшипника (муфты свободного хода) и выходное звено.

Основными звеньями зубчатой передачи являются два соосных (центральных) колеса, одно из которых выполняет функцию выходного звена. В зависимости от исполнения передачи зубчатые колеса могут иметь коническую или цилиндрическую форму. В любом случае они кинематически связаны промежуточным звеном (или группой звеньев) таким образом, что передаточное отношение между ними отрицательно, иными словами, центральные колеса всегда вращаются в противоположных направлениях.

Возможен вариант неодинаковой по модулю скорости вращения выходного вала в зависимости от направления вращения входного вала.

На рис.2 показана наиболее компактная схема выпрямляющего устройства. Входной вал 1 размещен в двух обгонных подшипниках 2 и 3, которые отдельно запрессованы в два центральных конических колеса 4 и 5. Колесо 5 служит выходным звеном.

Посредством паразитного колеса 6 колеса 4 и 5 получают противоположные направления вращения.

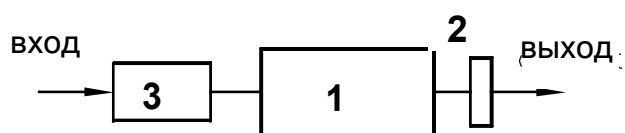


Рис.1.

Обгонные подшипники смонтированы навстречу друг другу, так что если в данном примере один из них 2 препятствует вращению вала 1 относительно колеса 4 по ходу часовой стрелки, то другой 3 препятствует вращению вала 1 относительно колеса 5 против хода часовой стрелки (при взгляде с той же стороны).

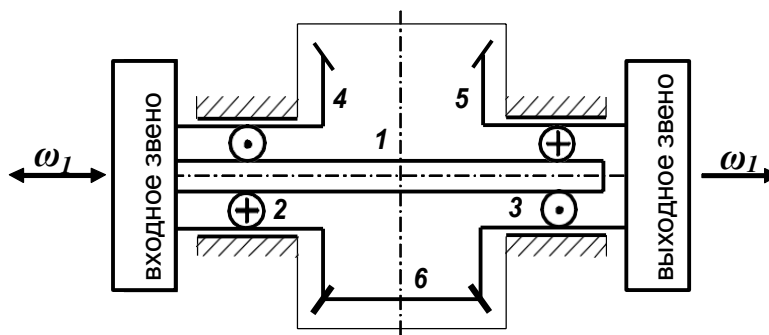


Рис. 2.

Направление вращения выходного звена и степень его неравномерности устанавливаются заданием в зависимости от назначения устройства.

Механический выпрямитель действует следующим образом. Когда внешний, входной момент вращает вал 1 по ходу часовой стрелки, обгонный подшипник 2 увлекает во вращение колесо 4, которое приводит выходное колесо 5 во вращение против хода часовой стрелки. При этом вал 1 свободно проворачивается в подшипнике 3. Когда входной момент изменяет направление, вал 1, свободно вращаясь в подшипнике 2 против хода часовой стрелки, увлекает во вращение выходное колесо 5 посредством обгонного подшипника 3. При этом колесо 4 совершает холостое вращение в другом направлении. Таким образом, независимо от направления вращения на входе, выходное звено 5 воспринимает одностороннее вращение, в данном примере - против хода часовой стрелки.

При плавном изменении угловой скорости входного вала также плавно изменяется скорость выходного вала. При резком замедлении угловой скорости входного вала выходной вал, сохраняя инерцию, реагирует неадекватно в сторону сглаживания импульсного воздействия.

Коэффициент полезного действия механического выпрямителя близок к единице.

Приведем две возможности использования выравнителя механических воздействий:

- во-первых, в качестве *активного гасителя вредных вибраций* с возвратом энергии в электрическую сеть;
- во-вторых, как основа морского энергетического комплекса, в котором энергия прибоя воспринимается поплавковым коромыслом, активизирующем входной вал в обоих полуциклах набегания и сбегания волны.

Оба эти примера циклического выделения механической энергии разнородны как по своей масштабности, так и по природе действующих сил. Но вместе с тем это стационарные случайные процессы, изучаемые по единой схоластической методике.

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Наша узкая задача восприятия (и гашения) колебаний не требует знания законов распределения случайных функций и большинства их характеристик. Здесь необходимо установить опытным путем или из литературы только две характеристики процесса:

- математическое ожидание (среднее значение)  $m_M = m_M(\phi)$  силового воздействия, а именно, момента на входном звене 1, в функции его углового перемещения  $\phi$  (рис.3) и

- величину математического ожидания (среднее значение)  $m_T = const$  случайного периода колебаний  $T$  на входе в выпрямитель.

Значение  $T$  совпадает с периодом вращения выходного звена 5.

Выпрямитель преобразует кривую  $m_M(\phi)$  в одностороннюю функцию входного момента  $M_{r1}(\phi)$ , приведенного к выходному звену 5 (рис.4 а). Суммируя его с заданным моментом сил сопротивлений  $M_5(\phi)$ , получают результирующий приведенный момент внешних сил (рис.4 б):

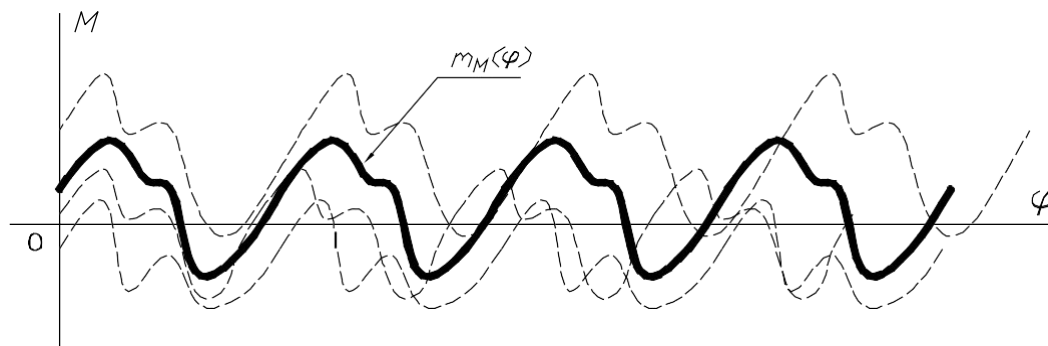


Рис. 3.

$$M_r(\phi) = M_{r1}(\phi) + M_5(\phi). \quad (1)$$

Теперь задача состоит в умелом подборе маятниковых масс, с тем, чтобы сгладить кривую 2 до неровностей, соответствующих заданному коэффициенту неравномерности вращения:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}. \quad (2)$$

здесь:  $\omega_{\max}$  и  $\omega_{\min}$  - экстремальные значения угловой скорости  $\omega$  в цикле;

$\omega_m$  - среднее значения угловой скорости, определяемое формулой:

$$\omega_m = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2. \quad (3)$$

Среди известных методик расчета маятника (Н. Мерцалов, 1914; F. Wittenbauer, 1923) здесь наиболее привлекателен способ Н. Мерцалова.

Пусть установлена взятая за осредненный цикл  $T = mT$  случайная функция приведенного момента  $M_r = M_r(\phi)$  от углового поворота  $\phi$  выходного звена. Форму циклического движения выходного звена 5 будем искать, следуя закону приращения кинетической энергии  $\Delta K$  механизма за цикл:

$$\Delta K = K - K_0 = \int_{\phi_0}^{\phi_0 + 2\pi} M(\phi) d\phi = 0. \quad (4)$$

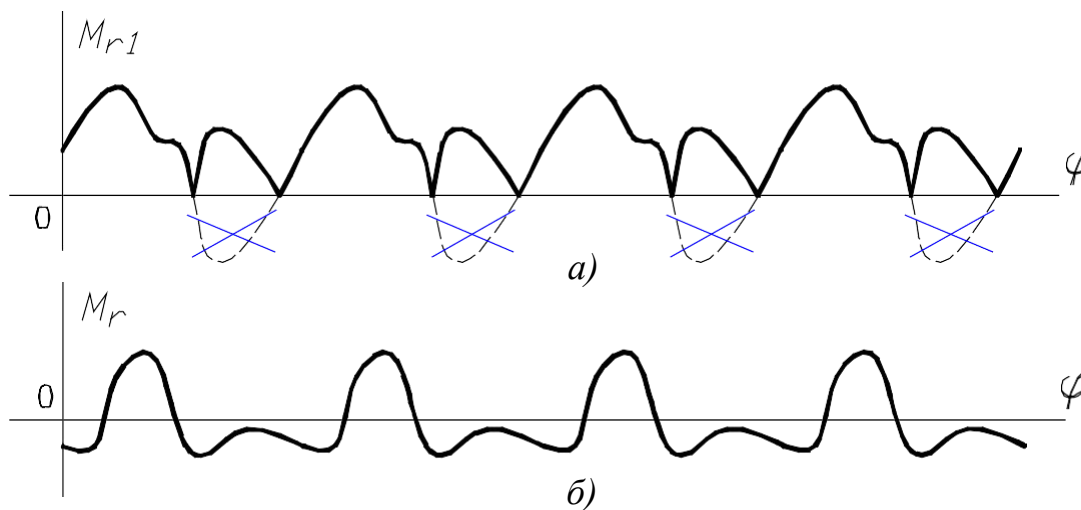


Рис. 4.

здесь:  $K = I\omega^2 / 2$  и  $K_0 = I\omega_0^2 / 2$  - соответственно текущее и начальное значения кинетической энергии механизма с маховиком;

$\omega$  и  $\omega_0$  - соответственно текущее и начальное значения угловой скорости выходного звена;

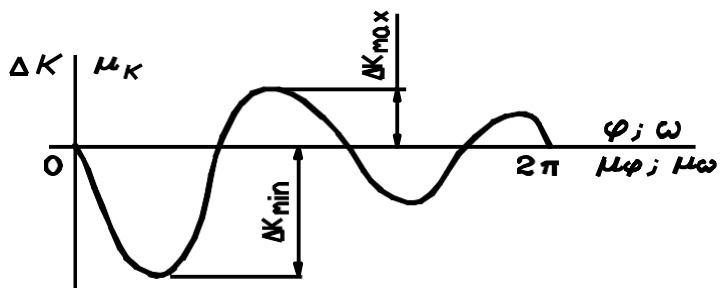


Рис. 4.

$\Delta K = \Delta K(\phi)$  - постоянный момент инерции всех вращающихся масс.

Пример интегральной кривой  $\Delta K = \Delta K(\phi)$  изображен на рис.5.

Со знанием осредненного периода колебаний  $T$  этот же график выражает в ином масштабе циклическую зависимость приращения кинетической энергии от угловой скорости выходного звена  $\omega$  —  $\Delta K = \Delta K(\omega)$ .

Масштабный коэффициент оси  $\omega$  определяется по формуле:

$$\mu = \frac{\mu_\phi}{\omega T}; \quad (5)$$

где  $\mu_\phi$  - масштабный коэффициент оси  $\phi$ .

Воспользуемся подсказкой Мерцалова о том, что в произвольном положении механизма, снабженного маховиком, угловая скорость  $\omega$  мало отличается от средней угловой скорости  $\omega_m$ :

$$\omega \approx \omega_m. \quad (6)$$

В таком случае наибольший перепад кинетической энергии за цикл выразится следующим образом:

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = \frac{I\omega_{\max}^2}{2} - \frac{I\omega_{\min}^2}{2} = I \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} \cdot \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{2} = I \omega_m \delta. \quad (7)$$

Отсюда приходим к расчетной формуле момента инерции маховика:

$$I = \frac{\Delta K}{\omega_m^2 \delta}. \quad (8)$$

Здесь значение  $I$  несколько завышено вследствие положительного влияния остальных подвижных деталей выпрямителя и мультипликатора, заведомо уравновешенных.

В обширной технической и патентной литературе по выпрямлению движений (Е. Нахпетян, 1967; Г.Марнаутов и др., 1967) в частности, для восприятия энергии ветра и морских волн (Patent USA №. 0,400,2416, 1977; Патент РФ № 2150021, 1999 и др.) описаны механизмы, как правило, храпового типа. Для силовых и высокоскоростных устройств они малопригодны из-за неэффективности (воспринимают энергии одного полуцикла), шумной работы и недолговечности вследствие интенсивного износа зубьев.

Отсюда стремление упразднить храповые механизмы за счет муфт обгонного типа, как в работе (Patent USA № 6,247,308, 2001). Однако вследствие нерациональной расстановки обгонных муфт (одна вслед другой в одном и том же направлении) в конце каждого полуцикла зубчатые колеса одновременно изменяют направление своего вращения, причем промежуточная шестерня оказывается постоянно нагруженной. Такое устройство пригодно для работы при весьма малых скоростях.

## ВЫВОДЫ

В представленном выпрямителе обгонные подшипники установлены навстречу друг другу, а все три шестерни не меняют направления своего вращения, при этом зубья нагружены только в одном, удобном нам полуцикле, а в другом полуцикле мощность передается напрямую, минуя зацепления колес.

Главное же достоинство предложенной системы состоит в ограничении колебаний выходной угловой скорости до приемлемой амплитуды. Предусмотренный здесь мультипликатор обеспечивает последующим структурным составляющим - выпрямителю и приемнику энергии – работу в заданном режиме высоких скоростей и соответственно при малых нагрузках. Отсюда - небольшие габариты и низкая материалоемкость агрегата.

#### **БИБЛИОГРАФИЯ**

1. Wittenbauer, F. Graphische Dynamik., Julius Springer, Berlin, 1923.
2. Мерцалов, Н. Динамика механизмов/ Литографированный курс лекций, читанный в ИМТУ. Обработанные и изданные М.Феллинским. – Москва, 1914.
3. Нахапетян, Е. Сравнительные характеристики быстроходных механизмов одностороннего прерывистого движения современных машин-автоматов.-В сб.: «Механика машин», вып. 11—12. М., «Наука», 1967.
4. Марнаутов Г., Сергеев В. Некоторые вопросы исследования механизмов одностороннего прерывистого движения. «Механика машин». Вып. 11—12. М., «Наука», 1967.
5. Patent USA №. 0,400,2416, 1977.
6. Патент РФ №2150021, 1999.
7. Patent USA № 6,247,308, 2001.

Data prezentării articolului – **14.09.2010**