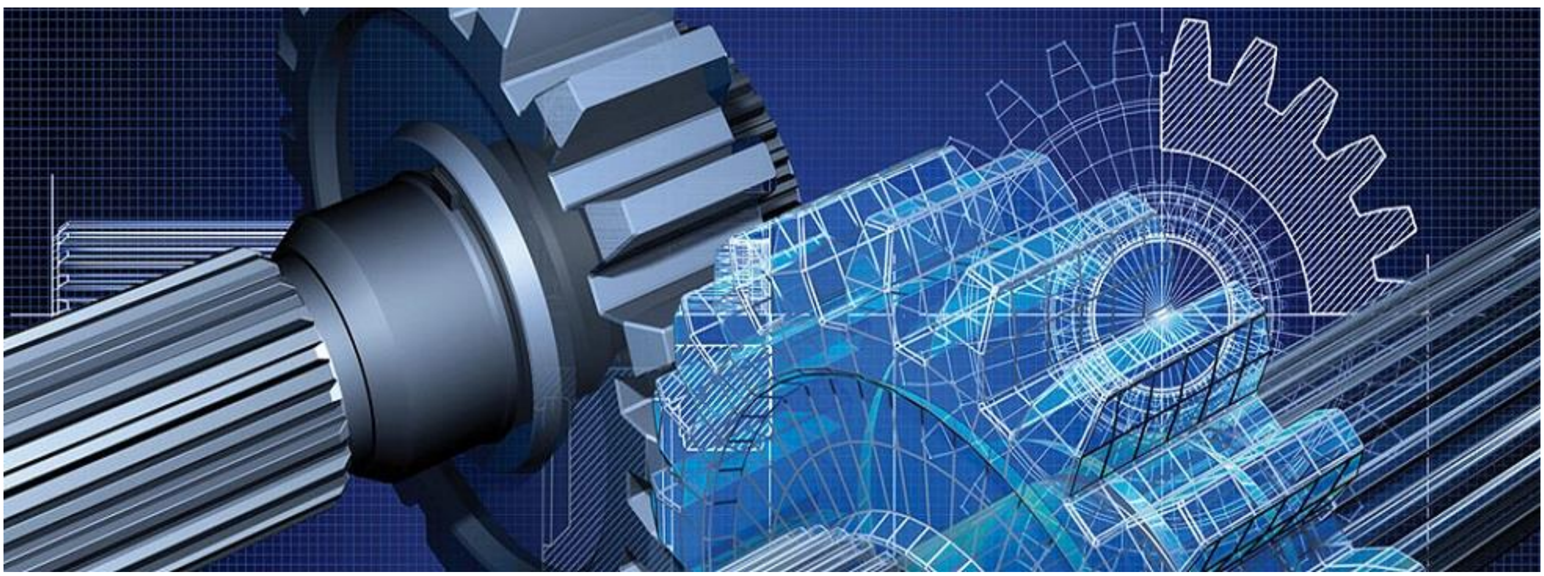
Константин Иванов

САМОРЕГУЛИРУЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ



Алматы

«Appleprint»

2019

УДК 531.8
ББК 34.5
И 20

Иванов К.

И 20 Саморегулирующиеся механизмы – Алматы, Appleprint, 2019 – 28 с.

ISBN….

Саморегулирующийся или самонастраивающийся передаточный механизм – это механизм, обеспечивающий непрерывное самостоятельное изменение передаточного отношения в зависимости от сопротивления движению при постоянной входной мощности. Механизм с одной степенью свободы не способен изменять передаточное отношение самостоятельно без системы управления. Только наличие двух степеней свободы может создать условия для саморегулирования. В работе выполнен анализ определимости движения кинематической цепи с двумя степенями свободы и разработаны принципы создания эффективных статически определимых саморегулирующихся механизмов.

Книга предназначена для преподавателей теории механизмов и машин, студентов, аспирантов, докторантов и творческих работников в области машиностроения.

УДК 531.8

ББК 34.5

ISBN….

Последняя стр.

Константин Иванов

САМОРЕГУЛИРУЮЩИЕСЯ МЕХАНИЗМЫ

Подписано в печать……Формат 60*84/16.

Объем 2,0 п.л. Заказ …

Типография «Appleprint»

Адрес: 050000, г. Алматы, пр. Абая, 28

Тел. 8 708 507 8948, 272 18 19. Тираж 500.

http://www.adaptation.kz

Аннотация

В большинстве машин регулирование скорости выполняется передаточным механизмом с переменным передаточным отношением. Саморегулирующийся или самонастраивающийся передаточный механизм – это механизм, обеспечивающий непрерывное самостоятельное изменение передаточного отношения в зависимости от сопротивления движению при постоянной входной мощности. Механизм с одной степенью свободы не способен изменять передаточное отношение самостоятельно без системы управления. Только наличие двух степеней свободы может создать условия для саморегулирования.

Запатентованные двухподвижные саморегулирующиеся механические системы не получили практического применения из-за отсутствия определимости движения.

Теоретически принцип возможных перемещений обеспечивает статическую определимость кинематической цепи с двумя степенями свободы. Но практически под нагрузкой выходной вал останавливается, и кинематическая цепь переходит в одноподвижное состояние.

В настоящей работе выполнен анализ определимости движения кинематической цепи с двумя степенями свободы и разработаны принципы создания эффективных статически определимых саморегулирующихся механизмов.

Ключевые слова: саморегулирующийся механизм, определимость движения, силовая адаптация.

Введение

Регулирование скорости движения в машинах выполняется регуляторами, автоматически изменяющими величину движущей силы для обеспечения установившегося движения при переменной силе сопротивления [1]. В большинстве машин используются двигатели постоянной мощности, а изменение (регулирование) скорости выполняется передаточным механизмом с переменным передаточным отношением. Для привода постоянной мощности под саморегулированием будем понимать самостоятельное (без системы управления) изменение скорости выходного вала в зависимости от переменного момента сопротивления. Саморегулирование выполняют самонастраивающиеся механизмы. В самонастраивающихся механизмах законы движения рабочих органов автоматически изменяются при изменении рабочего процесса так, что условия его выполнения оказываются оптимальными [1].

Саморегулирующийся или самонастраивающийся (адаптивный) передаточный механизм – это механизм, обеспечивающий непрерывное самостоятельное изменение передаточного отношения или скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению при постоянной входной мощности. Саморегулирующийся механизм работает без системы управления.

Саморегулирующимся механизмом является инерционный трансформатор вращающего момента, преобразующий вращательное движение в однонаправленное импульсное движение и обеспечивающий регулирование передаточного отношения. Этот механизм имеет ограниченное применение из=за сложности и малой надежности конструкции.

Саморегулирующимся гидравлическим механизмом является гидродинамический трансформатор ступенчатой автоматической коробки передач. Этот механизм имеет сложную конструкцию и ограниченный диапазон регулирования передаточного отношения на каждой ступени.

Механизм с одной степенью свободы не способен изменять передаточное отношение самостоятельно без системы управления. Только наличие двух степеней свободы может создать условия для самонастройки.

Зубчатый дифференциальный механизм автомобиля с двумя степнями свободы можно было бы считать саморегулирующимся, так как он передает движение на колеса автомобиля с вполне определенными скоростями. Однако определимость движения механизма имеет место только при наличии связи при замыкании колес опорной поверхностью, то есть в состоянии с одной степенью свободы.

Теоретически для дифференциального механизма с двумя степенями свободы и двумя выходными звеньями можно получить условие взаимосвязи параметров по принципу возможных перемещений, обеспечивающее равновесие и статическую определимость [2]. Но практически выходное звено с большей нагрузкой просто окажется неподвижным. Следовательно, используемые действительные перемещения звеньев не соответствуют указанному принципу или необходим некий преобразователь энергии, превращающий поток энергии с независимыми перемещениями в поток с взаимосвязанными перемещениями звеньев.

Существуют запатентованные саморегулирующиеся механические системы, которые по мнению изобретателей обладают свойством самонастройки [3, 4]. В основе этих систем используется кинематическая цепь с двумя степенями свободы, имеющая один вход и один выход. Эти системы не получили практического применения из-за отсутствия определимости движения. Выходная нагрузка приводит к остановке выходного звена и переходу цепи в ненагруженное состояние с одной сепенью свободы.

Иванов К.С. создал принципиально новые схемы [5, 6] и разработал теорию адаптивных механизмов на основе кинематической цепи с двумя степенями свободы [7, 8, 9], в которой определимость движения обеспечивает уравновешенный подвижный замкнутый контур, составленный из зубчатых колес и накладывающий связь на движение звеньев. Однако схема с уравновешенным замкнутым контуром на старте (в состоянии с одной степенью свободы) имеет неопределимость движения. Позже для надежного старта было предложено использовать мертвое положение механизма, добавляющее связь при трогании с места, и дублирующую передачу, обеспечивающую выход из мертвого положения после начала движения [10]. Однако мертвое положение обеспечивает равенство движущего момента и стартового момента сопротивления, что ограничивает диапазон регулирования.

Очевидно, что для обеспечения надежной статической определимости движения на основе принципа возможных перемещений должны быть созданы и использованы некие иные схемы, имеющие принципиально новые перемещения, связанные с силами.

В настоящей работе выполнен анализ определимости движения кинематической цепи с двумя степенями свободы и разработаны принципы создания эффективных саморегулирующихся механизмов на основе использования принципиально новых перемещений.

1. Определимость движения рычажного двух подвижного механизма с одним входом

Выполним анализ определимости движения рычажного двух подвижного механизма с одним входом

Рычажный двух подвижный механизм (рис. 1) содержит стойку 0, входное звено 1, промежуточное звено 2 и выходные звенья 3 и 4.

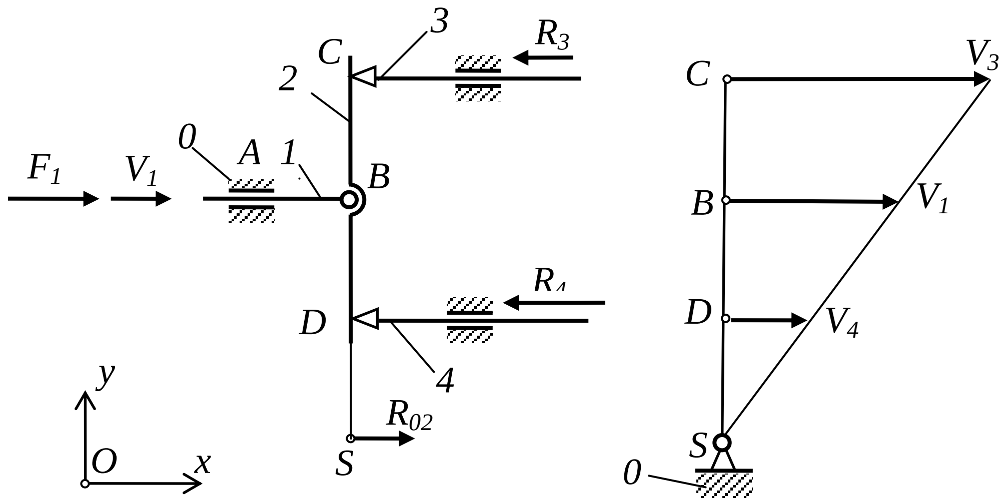


Рис. 1. Рычажный двух подвижный механизм

Справа от механизма представлен план линейных скоростей V_i $i = 1, 3, 4$ звеньев механизма. S - мгновенный центр скоростей звена 2, $\omega_2 = V_1 / SB$ - угловая скорость звена 2. Линейные размеры звеньев $BC = BD$. На механизм действуют внешние силы: F_1 – входная движущая сила, R_3, R_4 – выходные силы сопротивления. Силы и перемещения параллельны оси Ox.

Механизм имеет две степени свободы, которые соответствуют поступательному и вращательному движению звена 2.

Составим условие равновесия механизма по принципу возможных перемещений.

$$F_1V_1 - R_3V_3 - R_4V_4 = 0. \tag{1}$$

Уравнение (1) отражает функциональную сущность двух подвижного механизма, состоящую в наличии двух степеней свободы: при заданных постоянных параметрах входной мощности и заданных силах сопротивления скорости двух выходных звеньев являются неизвестными (подлежат определению).

Скорости точек механизма связаны уравнением

$$\frac{V_3 - V_1}{V_4 - V_1} = u_{34}^{(1)}. \tag{2}$$

Здесь $u_{34}^{(1)}$- передаточное отношение от звена 3 к звену 4 при неподвижном звене 1. $u_{34}^{(1)} = -BD / BC$.

Система двух уравнений (1), (2) определяет взаимосвязь параметров механизма с двумя степенями свободы, позволяет при заданных параметрах механизма F_1, V_1, R_3, R_4 определить два кинематических параметра – скорости двух выходных звеньев V_3, V_4.

Решая систему двух уравнений (1) и (2) получим

$$V_4 = V_1 \frac{F_1 + R_3(u_{34}^{(1)} - 1)}{R_3 u_{34}^{(1)} + R_4}, \tag{3}$$

$$V_3 = (1 - u_{34}^{(1)})V_1 + u_{34}^{(1)} V_4. \tag{4}$$

Таким образом, уравнения (3) и (4) подтверждают статус принципа возможных перемещений как необходимого и достаточного условия равновесия.

Однако вопреки утверждению, что условие равновесия механизма по принципу возможных перемещений является необходимым и достаточным условием равновесия [2] в двух подвижном механизме определимость движения отсутствует. Если $R_3 \neq R_4$, то более нагруженное выходное звено окажется неподвижным и механизм перейдет в состояние с одной степенью свободы.

Для разрешения этого противоречия выполним анализ взаимодействия параметров в двух подвижном механизме.

Уравнение (1) соответствует уравнению равновесия звена 2 в виде суммы моментов относительно мгновенного центра скоростей S с учетом замен $V_1 = \omega_2 \cdot SB, V_3 = \omega_2 \cdot SC, V_4 = \omega_2 \cdot SD$ и равенства внешних сил реакциям в точках B, C, D: $F_1 = R_{12}, R_3 = R_{32}, R_4 = R_{42}$. После подстановки этих значений и сокращения ω_2 получим

$$F_1 \cdot SB - R_3 \cdot SC - R_4 \cdot SD = 0. \tag{5}$$

Уравнение (5), соответствующее уравнению (1), не является необходимым и достаточным условием равновесия статики для звена 2. Помимо уравнения моментов для равновесия звена 2 и всего механизма должно быть использовано также условие равенства нулю сил $\sum F = 0$

$F_1 - R_3 - R_4 + R_{02} = 0$,

где R_{02} - реакция в неподвижной точке S.

$$R_{02} = R_3 + R_4 - F_1. \tag{6}$$

Следовательно, уравнение равновесия механизма по принципу возможных перемещений должно учитывать также и силу R_{02}. Однако эта сила в уравнении (1) исключена, так как скорость точки приложения S равна нулю.

В связи с этим обстоятельством возникает неразрешимое противоречие: с одной стороны в двух подвижном механизме звено 2 должно иметь неподвижную опорную точку с реакцией R_{02}, с другой стороны добавление этой связи приведет к переходу механизма в одноподвижное состояние.

Казалось бы, наличие двух входов (звенья 3 и 4) и одного выхода (звено 1) сделает рассматриваемую цепь определимой. Однако изменение статуса звеньев не устраняет необходимость иметь реальную неподвижную точку S звена 2 для достижения равновесия.

Анализ взаимосвязи параметров двухподвижной кинематической цепи свидетельствует: двухподвижная кинематическая цепь является статически неопределимой системой.

Однако создать фиксированное положение свободного (не связанного со стойкой) звена 2 внешними силами вполне возможно. На рис. 2 входные звенья 3 и 4 приводят в движение гидроцилиндры, в которых положения поршней, зависящие от времени, определяют положения точек C и D звена 2 при отсутствии его связи со стойкой. Перемещения точек приложения сил, соответствующие времени, будем называть статическими (или фиксированными). Двигатели создают статические фиксированные перемещения.

Отсюда следует вывод: статическую неопределимость двухподвижной кинематической цепи вызывает промежуточное свободное звено с мгновенным центром скоростей, который должен иметь неподвижную опору. Вполне определенные (фиксированные) перемещения свободного звена, не связанного со стойкой, могут быть обеспечены только силами, которые имеют однозначное фиксированное положение точек приложения в любой момент времени.

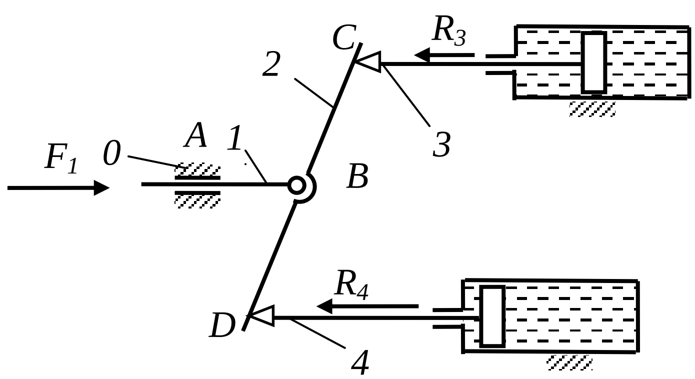


Рис. 2. Создание фиксированного положения свободного звена внешними силами

Сила сопротивления может стать фиксированной, создающей конкретное статическое перемещение, с помощью катаракта (рис. 3). Принцип действия катаракта состоит в создании относительного перемещения звеньев путем перепуска вязкой жидкости между звеньями с использованием внутреннего трения. Катаракт заменяет контактное трение при относительном движении звеньев на внутреннее трение жидкости, устраняет износ и снижает нагревание.

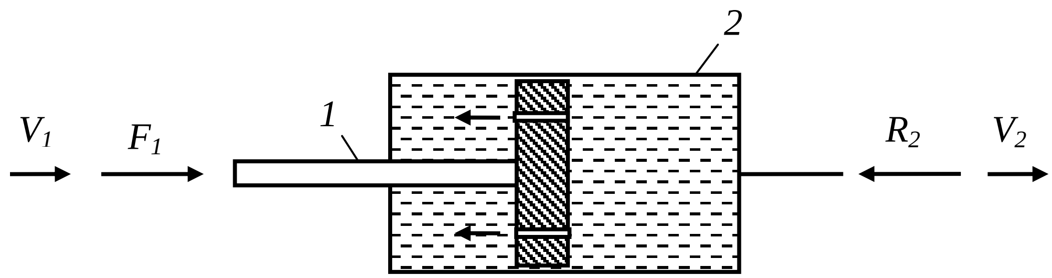


Рис. 3. Создание фиксированного положения силы сопротивления

Катаракт, выполненный в виде гидроцилиндра 2 с поршнем 1, имеющим калиброванные перепускные отверстия, обеспечивает фиксированное положение точки приложения силы сопротивления R, зависящее от времени или от расхода жидкости через перепускные отверстия. Перемещение выходного звена катаракта можно считать статическим перемещением, связанным с силой.

Внешняя сила F_1 перемещает поршень 1 со скоростью V_1. Сила сопротивления движению цилиндра R_2, превышающая силу F_1, перемещается со скоростью $V_2 < V_1$ за счет перепуска жидкости через перепускные отверстия. Имеет место движение звеньев с относительной скоростью $V_{12} = V_1 - V_2$. Относительная скорость связана с расходом жидкости через перепускные отверстия

$$V_{12} = v / A \quad , \tag{7}$$

где A - площадь поперечного сечения цилиндра,

v - расход жидкости.

Характеристика катаракта определяется отношением площади поперечного сечения поршня к площади перепускных отверстий.

Расход жидкости v прямо пропорционален давлению p, создаваемому силами.

Внешние силы создают силу катаракта $F_{12} = R_2 - F_1$, которая обеспечивают движение звеньев катаракта с относительной скоростью V_{12}. Мощность катаракта

$$P_k = F_{12} V_{12} . \tag{8}$$

Мощность катаракта расходуется на преодоление внутреннего трения жидкости, но выполняет полезную функцию – создание фиксированных по времени перемещений выходного звена.

Взаимосвязь параметров движения катаракта определяется принципом возможных перемещений с учетом мощности, расходуемой на внутреннее трение катаракта

$$F_1V_1 - R_2V_2 - F_{12}V_{12} = 0\,. \tag{9}$$

Здесь $F_{12} = R_2 - F_1$ - сила внутреннего трения жидкости, обеспечивающая перетекание жидкости через перепускные отверстия.

Из уравнения (9) следует

$(2F_1 - R_2)V_1 = F_1V_2$. Отсюда

$$V_2 = V_1(2F_1 - R_2)\,/\,F_1\,. \tag{10}$$

Уравнение (10) выражает аналитическую связь, которую катаракт с заданной силой F_{12} накладывает на переменные параметры R_2 и V_2. Задание силы F_2 определяет значение скорости V_2 и фиксированное по времени перемещение выходного звена 2.

Имеет место также обратная связь

$$V_1 = V_2F_1\,/\,(2F_1 - R_2)\,. \tag{11}$$

Использование катаракта, накладывающего дополнительную связь на одну из скоростей, в системе с двумя степенями свободы приводит к определимости движения без потери свойств, связанных с дополнительной подвижностью.

В кинематической цепи с двумя степенями свободы и с одним входным звеном 1 (рис. 1) достаточно использовать одну связь или один катаракт (например, на звене 4), чтобы получить статически определимый рычажный дифференциальный механизм (рис. 4). Катаракт обеспечивает статическое равновесие свободного звена 2, адаптируя силу R_5 к силе R_3 за счет скорости V_5.

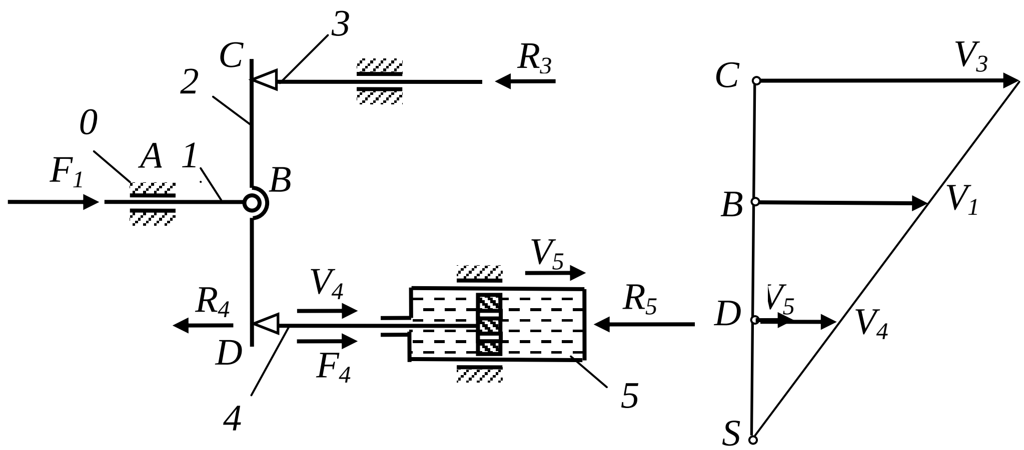


Рис. 4. Статически определимый рычажный дифференциал

Взаимосвязь параметров статически определимого рычажного дифференциала соответствует взаимосвязи параметров механизма по принципу возможных перемещений с добавлением изменений мощности катаракта.

$$F_1V_1 - R_3V_3 - R_5V_5 - P_K = 0\,. \qquad (12)$$

Скорости звеньев механизма без катаракта определяются по формулам (3) и (4). Из уравнения (4) при $u_{34}^{(1)} = -BD/BC = -1$ получим $V_3 = 2V_1 - V_4$.

Формула (11) взаимосвязи параметров катаракта в соответствии с нумерацией звеньев на рис. 4 примет вид

$$V_4 = V_5F_4(2F_4 - R_5)\,. \qquad (13)$$

Подставим значение скорости V_3 в формулу (12), а затем значение V_4 из (13), получим

$$V_5 = \frac{(2F_4 - R_5)[(F_1 - 2R_3)V_1 - P_K]}{2R_4R_5 - R_5^2 - R_3F_4}\,. \qquad (14)$$

Здесь по величине $F_4 = R_4$.

Из уравнения (14) определяем скорость V_5 по заданным силам и входной скорости V_1, а далее по формулам (13) и (4) определим скорости V_3 и V_4.

Коэффициент полезного действия статически определимого механизма с учетом потерь только в катаракте

$$\eta = 1 - P_K / F_1V_1\,. \qquad (15)$$

Числовой пример для схемы, представленной на рис. 4.

Исходные данные:

$V_1 = 4м/с, F_1 = 12Н, R_3 = 4Н, R_4 = 12Н, R_5 = 16Н, P_K = 1.5Нмс^{-1}$.

Определить: V_3, V_4, V_5, η.

Решение

1. $V_5 = \dfrac{(2F_4 - R_5)[(F_1 - 2R_3)V_1 - P_K]}{2R_4R_5 - R_5^2 - R_3F_4} = \dfrac{(2\cdot 12 - 16)[(12 - 2\cdot 4)4 - 1.5]}{2\cdot 12\cdot 16 - 16^2 - 4\cdot 12} = 1.45 м/с$.

2. $V_4 = V_5F_4/(2F_4 - R_5) = 1.45\cdot 12/(2\cdot 12 - 16) = 2.175 м/с$.

3. $V_3 = 2V_1 - V_4 = 2\cdot 4 - 2.175 = 5.825 м/с$.

4. Коэффициент полезного действия с учетом потерь только в катаракте $\eta = 1 - P_K / F_1V_1 = 1 - 1.5/12\cdot 4 = 0.96$.

2. Двухподвижный зубчатый дифференциальный механизм

Зубчатый двухподвижный механизм (рис. 5) содержит стойку 0, входное водило H, сателлит 2 и выходные центральные колеса 3 и 4.

Справа от механизма представлен план линейных скоростей V_i $i = H, 1, 3$ звеньев механизма. S - мгновенный центр скоростей звена 2, $\omega_2 = V_1/SB$ - угловая скорость звена 2 (наклонная линия).

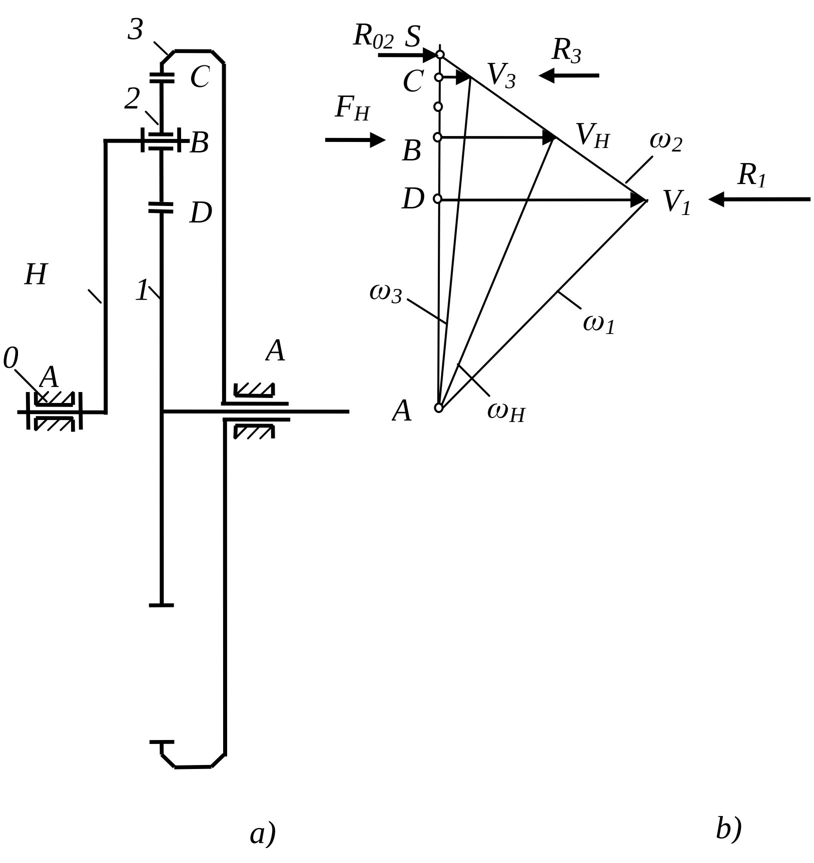


Рис. 5. Зубчатый двухподвижный дифференциальный механизм с одним входом

На механизм действуют внешние моменты и силы: F_H – входная движущая сила, R_3, R_4 – выходные силы сопротивления.

$F_H = M_H / r_H$, $R_3 = M_3 / r_3, R_4 = M_4 / r_4$, где M_i $i = H, 1, 3$ - моменты сил, r_i $i = H, 1, 3$ - радиусы звеньев.

Механизм имеет две степени свободы.

Составим условие равновесия механизма по принципу возможных перемещений в виде условия равновесия звена 2.

$$F_H V_H - R_3 V_3 - R_4 V_4 = 0. \qquad (16)$$

Здесь $F_H = R_{H-2}, R_3 = R_{32}, R_4 = R_{42}$.

Скорости точек механизма связаны уравнением

$$\frac{V_3 - V_H}{V_1 - V_H} = u_{31}^{(H)}. \qquad (17)$$

Здесь $u_{31}^{(H)}$- передаточное отношение от звена 1 к звену 3 при неподвижном звене H. $u_{31}^{(H)} = -r_1 / r_3$.

Система двух уравнений (16), (17) определяет взаимосвязь параметров механизма с двумя степенями свободы, позволяет при заданных параметрах механизма F_H, V_H, R_1, R_3 определить два кинематических параметра – скорости двух выходных звеньев V_1, V_3.

Решая систему двух уравнений (16) и (17) получим

$$V_1 = V_H \frac{F_H + R_3(u_{31}^{(H)} - 1)}{R_3 u_{31}^{(H)} + R_1}, \qquad (18)$$

$$V_3 = (1 - u_{31}^{(H)}) V_H + u_{31}^{(H)} V_1. \qquad (19)$$

Однако вопреки утверждению, что условие равновесия механизма по принципу возможных работ является необходимым и достаточным условием равновесия в двух подвижном механизме определимость движения отсутствует. Если $R_3 \neq R_1$, то одно из выходных звеньев окажется неподвижным и механизм перейдет в состояние с одной степенью свободы.

Выполним анализ взаимодействия параметров в двух подвижном механизме.

Уравнение (16) соответствует уравнению равновесия звена 2 в виде суммы моментов относительно мгновенного центра скоростей S с учетом замен $V_1 = \omega_2 \cdot SB, V_3 = \omega_2 \cdot SC, V_1 = \omega_2 \cdot SD$ и равенства внешних сил реакциям в точках B, C, D: $F_1 = R_{12}, R_3 = R_{32}, R_1 = R_{12}$. После подстановки этих значений и сокращения ω_2 получим

$$F_H \cdot SB - R_3 \cdot SC - R_1 \cdot SD = 0. \qquad (20)$$

Уравнение (20), соответствующее уравнению (16), не является необходимым и достаточным условием равновесия статики для звена 2. Помимо уравнения моментов для равновесия звена 2 и всего механизма должно быть использовано также условие равенства нулю сил $\sum F = 0$

$$F_H - R_3 - R_1 + R_{02} = 0, \tag{21}$$

где R_{02} - реакция в неподвижной точке S.

Следовательно, уравнение равновесия механизма по принципу возможных работ должно учитывать также и силу $R_{02} = R_3 + R_1 - F_H$. Однако эта сила в уравнении (16) исключена, так как скорость точки приложения S равна нулю.

В связи с этим обстоятельством возникает неразрешимое противоречие: с одной стороны в двух подвижном механизме звено 2 должно иметь неподвижную опорную точку с реакцией R_{02}, с другой стороны добавление этой связи приведет к переходу механизма в одноподвижное состояние.

Разрешим это противоречие путем создания иного условия, обеспечивающего равновесие двух подвижной системы.

Анализ взаимосвязи параметров зубчатой двухподвижной кинематической цепи свидетельствует: двухподвижная кинематическая цепь является статически неопределимой системой.

Однако создать фиксированное положение свободного (не связанного со стойкой) звена 2 внешними силами вполне возможно.

Момент сопротивления может стать фиксированным (зависящим от времени действия) с помощью вращательного катаракта (рис. 6).

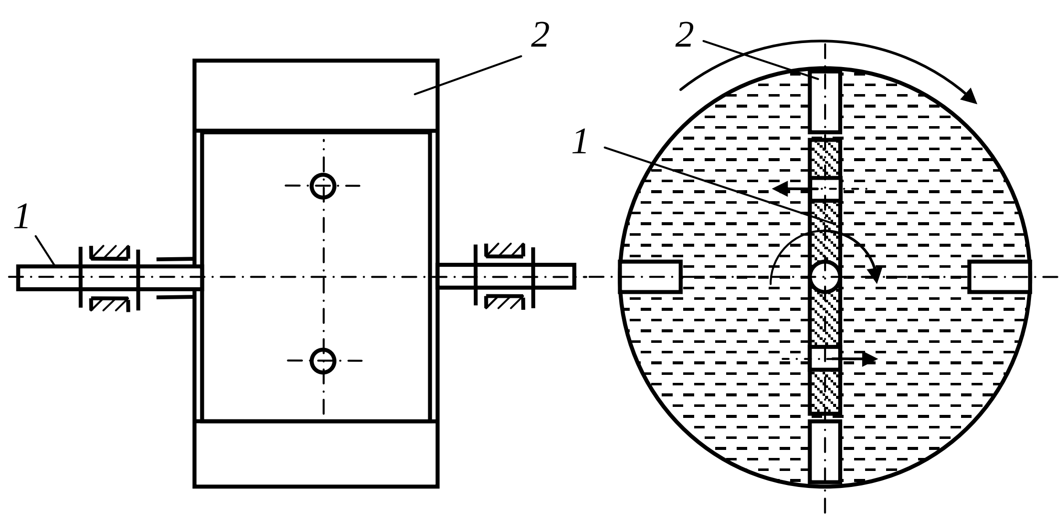


Рис. 6. Создание фиксированного момента сопротивления

Вращательный катаракт содержит входной вал 1 с вращающимся поршнем в виде лопасти, имеющей перепускные отверстия, и выходной вал 2 с цилиндром, также имеющим лопасти, которые допускают свободное вращение лопасти поршня. Цилиндр заполнен вязкой жидкостью.

Входной вал 1 вращающегося катаракта с движущим моментом M_1 вращает поршень с лопастью, которая увлекает за собой вязкую жидкость. Вязкая жидкость, расположенная между лопастями цилиндра увлекает за собой цилиндр, на валу 2 которого имеет место момент сопротивления M_2. Перепускные отверстия в лопасти поршня обеспечивают перепуск вращающейся жидкости при вращении поршня относительно цилиндра. Вращающийся катаракт допускает вращение входного и выходного вала с разными угловыми скоростями ω_1 и ω_2.

В эксплуатационном режиме движения момент сопротивления движению цилиндра M_2 превышает движущий момент M_1. Момент катаракта $M_{12} = M_2 - M_1$. Входной вал с движущим моментом M_1 обеспечивает вращательное движение выходного вала 2 с угловой скоростью $\omega_2 < \omega_1$ за счет перепуска жидкости через перепускные отверстия. Под действием момента катаракта M_{12} имеет место движение звеньев 1 и 2 с относительной угловой скоростью $\omega_{12} = \omega_1 - \omega_2$.

Мощность катаракта

$$P_K = M_{12}\omega_{12} = (M_2 - M_1)(\omega_1 - \omega_2)\,. \tag{23}$$

Характеристика катаракта определяется пропускной способностью перепускных отверстий (отношением площади лопасти вращающегося поршня 1 к площади перепускных отверстий), зависящей от давления. В катаракте с заданной характеристикой приложенным внешним моментам соответствует относительная угловая скорость.

Вращательный катаракт обеспечивает фиксированное положение выходного вала с приложенным к нему моментом сопротивления M_2, зависящее от расхода жидкости через перепускные отверстия. Фиксированное положение выходного вала 2 определяется углом поворота φ_2, который зависит от времени работы катаракта.

Относительная угловая скорость связана с расходом жидкости через перепускные отверстия

$$\omega_{12} = v / rA\,, \tag{24}$$

где A - площадь лопасти вращающегося поршня,

v - расход жидкости,

r - радиус расположения перепускных отверстий.

Расход жидкости v прямо пропорционален давлению p, создаваемому входным и выходным моментами.

Мощность катаракта расходуется на преодоление внутреннего трения жидкости, но выполняет полезную функцию – создание фиксированных по времени перемещений выходного звена.

Взаимосвязь параметров движения катаракта определяется принципом возможных перемещений с учетом мощности, расходуемой на внутреннее трение

$$M_1\omega_1 - M_2\omega_2 - P_K = 0. \tag{25}$$

Здесь момент катаракта равен моменту внутреннего трения жидкости, обеспечивающему перетекание жидкости через перепускные отверстия $M_{12} = M_f$.

Подставим значение P_k в уравнение (25), получим после преобразований зависимость выходной угловой скорости от момента сопротивления (уравнение адаптации катаракта)

$$\omega_2 = \omega_1(2M_1 - M_2)/M_1. \tag{26}$$

Уравнение (26) выражает аналитическую связь, которую катаракт с заданной характеристикой накладывает на переменные параметры M_2 и ω_2. При постоянных параметрах входной мощности M_1, ω_1 задание момента M_2 определяет значение угловой скорости ω_2 и фиксированное по времени угловое перемещение выходного звена 2.

Из уравнения (26) следует

При $M_2 = M_1$ имеем $\omega_2 = \omega_1$. При $M_2 = 2M_1$ имеем $\omega_2 = 0$.

Диапазон изменения момента сопротивления

$M_1 \le M_2 \le 2M_1$.

Имеет место также обратная связь

$$\omega_1 = \omega_2 M_1/(2M_1 - M_2). \tag{27}$$

Кпд катаракта $\eta = 1 - P_K / M_1\omega_1$. Или

$$\eta = 1 - \frac{(M_2 - M_1)(\omega_1 - \omega_2)}{M_1\omega_1}. \tag{28}$$

В диапазоне изменения момента сопротивления кпд изменяется от 0 до 1.

Промежуточное значение при $M_2 = 2M_1$, $\omega_2 = 0.5\omega_1$, $\eta = 0.75$.

Использование катаракта, накладывающего дополнительную связь на одну из скоростей, в системе с двумя степенями свободы приводит к определимости движения без потери свойств, связанных с наличием двух степеней свободы.

В кинематической цепи с двумя степенями свободы и с одним входным звеном H достаточно использовать один катаракт (например, на звене 1), чтобы получить статически определимый рычажный дифференциальный механизм (рис. 7).

Взаимосвязь параметров определимого зубчатого дифференциала соответствует взаимосвязи параметров механизма по принципу возможных перемещений с добавлением мощности катаракта.

$M_H\omega_H - M_1\omega_1 - M_3\omega_3 - P_K = 0$. (29)

Угловые скорости звеньев механизма связаны уравнением

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = u_{13}^{(H)}.$$

Или $\omega_1 = \omega_H + u_{13}^{(H)}(\omega_3 - \omega_H)$. (30)

Здесь $u_{13}^{(H)} = -r_3 / r_1$- передаточное отношение от звена 1 к звену 3 при неподвижном звене *H*.

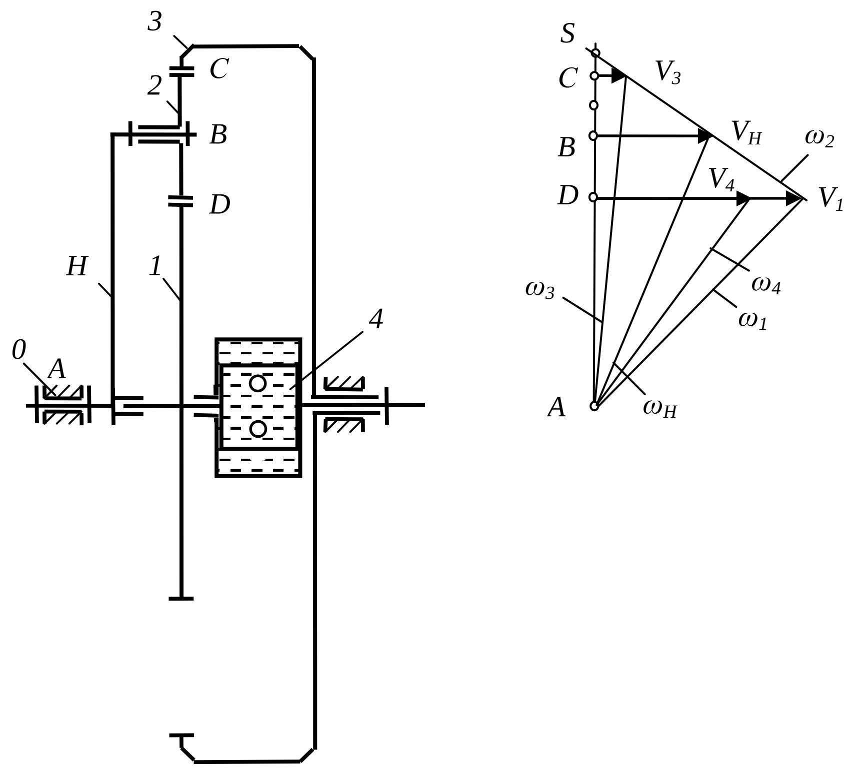


Рис. 7. Зубчатый дифференциал с вращающимся катарактом

Система двух уравнений (29) и (30) определяет взаимосвязь параметров механизма с двумя степенями свободы и позволяет при заданных параметрах механизма M_H, ω_H, M_1, M_3 определить два кинематических параметра – угловые скорости двух выходных звеньев ω_1, ω_3.

$$\omega_3 = \omega_H \frac{M_H - M_1(1-u_{13}^{(H)})}{M_1 u_{13}^{(H)} + M_3}, \tag{31}$$

$$\omega_1 = \omega_H + u_{13}^{(H)}(\omega_3 - \omega_H). \tag{32}$$

Подставим в уравнение (29) взаимосвязи параметров зубчатого дифференциала значение угловой скорости ω_3 из уравнения (31). Получим уравнение с одним неизвестным параметром ω_1

$$M_H\omega_H - M_1\omega_1 - M_3\omega_H \frac{M_H - M_1(1-u_{13}^{(H)})}{M_1 u_{13}^{(H)} + M_3} = 0. \tag{33}$$

К уравнению (33) взаимосвязи параметров зубчатого дифференциала необходимо добавить условие определимости движения, создаваемое катарактом со звеньями 1, 4 , соответствующее уравнению (27).

В этом уравнении следует принять, что входной момент на звене 1 катаракта равен и противоположен по направлению моменту сопротивления M_1. Тогда условие определимости движения (27) примет вид

$$\omega_1 = \omega_4 M_1 / (2M_1 - M_4). \tag{34}$$

Решая совместно систему уравнений (33), (34), определим угловые скорости ω_4 и ω_1, а затем угловую скорость ω_3 по уравнению (31).

Коэффициент полезного действия, учитывающий только потери мощности в катаракте

$$\eta = 1 - P_K / M_H\omega_H. \tag{35}$$

3. Зубчатый самонастраивающийся механизм. Адаптивный вариатор

Двух подвижный зубчатый механизм с замкнутым контуром, разработанный Ивановым К.С. [5, 6], представляет собой адаптивный зубчатый вариатор, реализующий научное открытие «Эффект силовой адаптации в механике»[7, 8, 9]. Определимость этого механизма должна быть обеспечена путем введения связи, создаваемой вращательным катарактом.

Уравновешенный двух подвижный зубчатый механизм с замкнутым контуром (рис. 8) содержит стойку 0, входное водило H_1, замкнутый контур из зубчатых колес 1-2-3-6-5-4 и выходное водило H_2.

Вращательный катаракт 7, соединяющий колеса 1 и 4 замкнутого контура, создает дополнительную связь в виде фиксированного момента, зависящего от времени. Взаимосвязь параметров определимого зубчатого вариатора соответствует взаимосвязи параметров механизма без катаракта с добавлением изменений, создаваемых катарактом.

Постановка задачи анализа взаимосвязи параметров зубчатого вариатора. Исходные параметры: $M_{H1}, \omega_{H1}, M_{H2}, P_K = 0.2 M_{H1}\omega_{H1}$.

Определить: $\omega_{H2}, M_1, M_3, M_4, M_6, \omega_1, \omega_3, \omega_4, \eta$.

Взаимосвязь параметров определимого зубчатого вариатора соответствует взаимосвязи параметров механизма по принципу возможных перемещений с добавлением мощности катаракта.

$$M_{H1}\omega_{H1} = M_{H2}\omega_{H2} + P_K. \tag{36}$$

Взаимосвязь угловых скоростей звеньев вариатора определяется формулами

$$\frac{\omega_1 - \omega_{H1}}{\omega_3 - \omega_{H1}} = u_{13}^{(H1)}. \tag{37}$$

$$\frac{\omega_4 - \omega_{H2}}{\omega_3 - \omega_{H2}} = u_{46}^{(H2)}. \tag{38}$$

Здесь $\omega_6 = \omega_3, u_{13}^{(H1)} = -r_3 / r_1$, $u_{46}^{(H2)} = -r_6 / r_4$ - передаточные отношения.

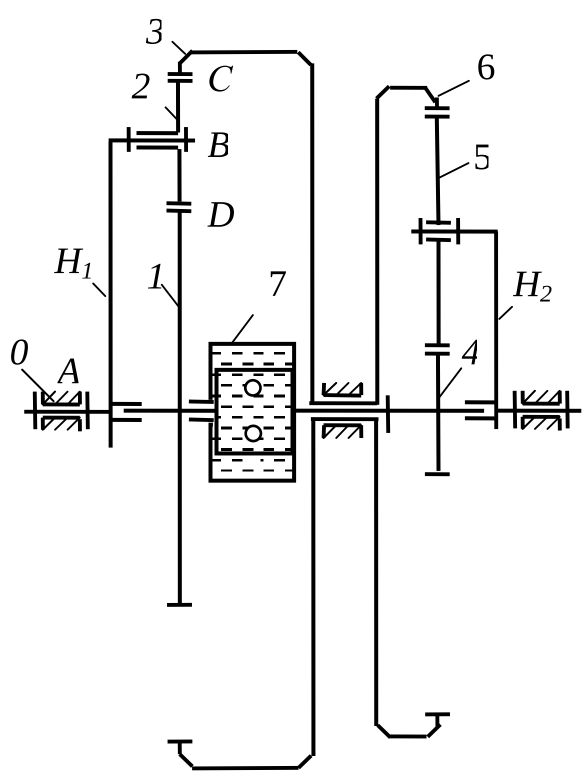


Рис. 8. Уравновешенный двух подвижный зубчатый адаптивный вариатор

Решая совместно уравнения (37), (38), получим формулы для определения промежуточных угловых скоростей

$$\omega_3 = \omega_6 = \frac{\omega_{H2}(1-u_{46}^{(H2)}) - \omega_{H1}(1-u_{13}^{(H1)})}{u_{13}^{(H1)} - u_{46}^{(H2)}}. \quad (39)$$

$\omega_1 = u_{13}^{(H1)}(\omega_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1}$. (40)

Внутренние моменты вариатора определим через заданные внешние моменты

$$M_1 = 0.5 M_{H1} r_1 / r_{H1}, \quad (41)$$

$$M_4 = 0.5 M_{H2} r_4 / r_{H2}, \quad (42)$$

$$M_3 = 0.5 M_{H1} r_3 / r_{H1}, \quad (43)$$

$$M_6 = 0.5 M_{H2} r_6 / r_{H2}. \quad (44)$$

Катаракт заданной мощности позволяет преодолеть требуемый момент сопротивления и создать соответствующую относительную угловую скорость. Катаракт и вводит следующие параметры.

Момент катаракта

$$M_{14} = M_4 - M_1. \quad (45)$$

Относительная угловая скорость в катаракте

$$\omega_{14} = P_K / M_{14}. \quad (46)$$

Выходная угловая скорость катаракта

$$\omega_4 = \omega_1 - \omega_{14}. \quad (47)$$

Определяем выходную угловую скорость из уравнения (36)

$$\omega_{H2} = (M_{H1}\omega_{H1} - P_K) / M_{H2} \quad . \quad (48)$$

Уравнение (48) определяет эффект силовой адаптации - выходная угловая скорость обратно пропорциональна моменту сопротивления [7, 8, 9].

Кпд механизма

$$\eta = 1 - P_K / M_{H1}\omega_{H1}. \quad (49)$$

Числовой пример

Дано:

$M_{H1} = 15 Нм, \omega_{H1} = 100 c^{-1}, M_{H2} = 37.5 Нм, P_K = 300 Нмc^{-1}, r_1 = 20, r_2 = 20, r_3 = 60,$

$r_4 = 80, r_5 = 20, r_6 = 120,\ r_{H1} = 40, r_{H2} = 100.$

Определить: $\omega_{H2}, M_1, M_3, M_4, M_6, \omega_1, \omega_3, \omega_4, \eta$.

Решение.

1. $\omega_{H2} = (M_{H1}\omega_{H1} - P_K) / M_{H2} = (15 \cdot 100 - 300) / 37.5 = 32 c^{-1}$.
2. $u_{13}^{(H1)} = -r_3 / r_1 = -60 / 20 = -3, u_{46}^{(H2)} = -r_6 / r_4 = -120 / 80 = -1.5$
3. $\omega_3 = \omega_6 = \dfrac{\omega_{H2}(1-u_{46}^{(H2)}) - \omega_{H1}(1-u_{13}^{(H1)})}{u_{13}^{(H1)} - u_{46}^{(H2)}} = \dfrac{32(1+1.5) - 100(1+3)}{(-3)-(-1.5)} = 213.33 c^{-1}$,

4. $\omega_1 = u_{13}^{(H1)}(\omega_3 - \omega_{H1}) + \omega_{H1} = (-3)(213.33 - 100) + 100 = -240 c^{-1}$

5. $M_1 = 0.5 M_{H1} r_1 / r_{H1} = 0.5 \cdot 15 \cdot 20 / 40 = 3.75 Нм$,

$M_4 = 0.5 M_{H2} r_4 / r_{H2} = 0.5 \cdot 37.5 \cdot 80 / 100 = 15 Нм$,

$M_3 = 0.5 M_{H1} r_3 / r_{H1} = 0.5 \cdot 15 \cdot 60 / 40 = 11.25 Нм$,

$M_6 = 0.5 M_{H2} r_6 / r_{H2} = 0.5 \cdot 37.5 \cdot 120 / 100 = 22.5 Нм$.

6. $M_f = M_4 - M_1 = 15 - 3.75 = 11.25 Нм$.

7. $\omega_{14} = P_k / M_{14} = 300 / 11.25 = 26.66 c^{-1}$

8. $\omega_4 = \omega_1 - \omega_{14} = -240 - 26.66 = -266.66 c^{-1}$.

9. $\eta = 1 - P_K / M_{H1}\omega_{H1} = 1 - 300 / 15 \cdot 100 = 0.8$.

4. Основы теории самонастраивающихся механизмов

Выполненные исследования позволяют сформулировать следующие общие принципы создания самонастраивающихся механизмов:

1) Основой механизма является кинематическая цепь с двумя степенями свободы, имеющая один вход.

2) Выходной поток мощности механизма имеет взаимосвязанные **по времени** переменные параметры (силу и скорость) – является переменным энергетическим потоком.

3) Определимость движения обеспечивает энергетический преобразователь (ЭП) силового потока, создающий дополнительную связь между звеньями.

Простейший самонастраивающийся механизм (рис. 9) содержит входное звено 1, выходное звено 2 и энергетический преобразователь (ЭП) потока энергии 3. Простейший ЭП выполнен в виде поступательной кинематической пары C, допускающей относительное движение звеньев 1 и 2 путем использования силы трения $F_f = Nf$ (здесь N - сила нормального давления, f - коэффициент трения).

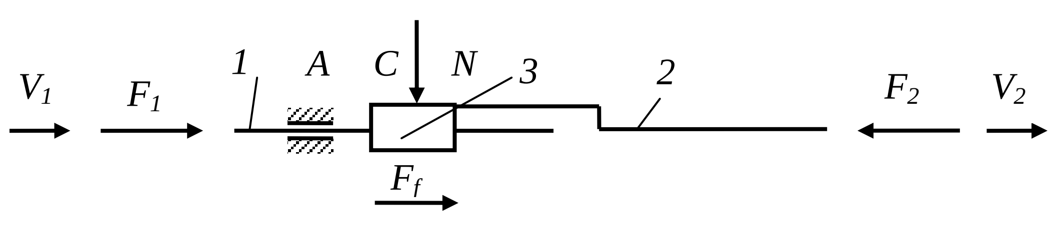


Рис. 9. Простейший самонастраивающийся механизм

Условие взаимосвязи параметров самонастраивающегося механизма согласно закону сохранения энергии

$$F_1V_1 - F_2V_2 - F_{12}V_{12} = 0\,. \qquad (50)$$

Здесь $F_{12} = F_2 - F_1$ - сила в энергетическом преобразователе (сила трения в относительном движении),

$V_{12} = V_1 - V_2$ - относительная скорость звеньев энергетического преобразователя.

$P_1 = F_1V_1, P_2 = F_2V_2$ - мощности на звеньях 1 и 2,

$P_C = F_{12}V_{12}$ - мощность ЭП (мощность, расходуемая на трение).

После подстановки значений F_{12} и V_{12} в формулу (50) получим

$F_1V_1 = \dfrac{F_1V_2 + F_2V_1}{2}$. Отсюда

$$V_2 = V_1 \frac{2F_1 - F_2}{F_1}\,. \qquad (51)$$

Формула (51) позволяет определить область существования самонастраивающегося механизма при сохранении двух степеней свободы или пределы изменения выходных параметров при постоянной входной мощности

$F_1 < F_2 < 2F_1$, $1 < u_{12} < 2$.

В этих пределах выходная скорость принимает значения $0 < V_2 < V_1$.

Связь между параметрами ЭП

$$V_{12} = P_C / F_{12}\,. \qquad (52)$$

Относительная скорость обратно пропорциональна относительной силе трения $F_f = F_{12} = F_2 - F_1 = Nf$. Сила трения (сила относительного движения) является заданной характеристикой энергетического преобразователя.

Энергетический преобразователь потока имеет ограниченные пределы изменения передаточного отношения. Поэтому для увеличения диапазона изменения передаточного отношения и повышения эффективности механизма необходимо размещать энергетический преобразователь в кинематической цепи с разветвленным силовым потоком на слабо загруженной ветви.

Кинематическая цепь с разветвленным силовым потоком является основой адаптивного зубчатого вариатора, созданного на основе теории силовой адаптации [11, 12, 13]. В зубчатом вариаторе зубчатые колеса образуют подвижный замкнутый контур, в котором входной поток энергии разделяется на две ветви с последующим объединением на выходном звене. Введение энергетического преобразователя в адаптивный механизм позволит значительно упростить его конструкцию.

Кпд ЭП $\eta = 1 - P_C / P_1$.

Заключение

Кинематическая цепь с двумя степенями свободы в общем случае не может быть статически определимой системой в установившемся движении. Создание статической определимости двухподвижной кинематической цепи подбором величин действующих сил приводит к потере одной степени свободы.

Согласно существующим представлениям принцип возможных перемещений, устанавливающий связь между параметрами двухподвижной кинематической цепи, представляет собой общее уравнение статики и является необходимым и достаточным условием равновесия может быть использован для взаимосвязи параметров механизма, в котором имеют место реальные фиксированные по времени перемещения.

Определимость движения двухподвижной системы в установившемся движении может быть обеспечена при наличии на входе или на выходе двух сил, связанных со временем. Связанная со временем сила (например, сила двигателя) имеет точку приложения, которая движется с постоянной скоростью и имеет положение, зависящее от времени. Сила тяжести, по которой всегда оцениваются силы, не является силой, связанной со временем в установившемся движении. Сила сопротивления, связанная со временем, может быть создана трением при внешнем воздействии одного звена на другое, или внутренним трением вязкой жидкости, размещенной между звеньями, например, катаракта. В настоящее время силы сопротивления, связанные со временем, в установившемся движении не используются.

Выполненный анализ взаимосвязи параметров двухподвижной системы позволил установить теоретические зависимости обеспечивающие определимость движения. Двухподвижная система с одним входом (двигателем) является статически определимой при наличии одной силы сопротивления, связанной со временем.

Использование гидравлического катаракта в системах с двумя степенями свободы позволяет создавать эффективные статически определимые механизмы, обладающие свойством адаптации к переменной внешней нагрузке (адаптивные механизмы).

Разработана общая теория самонастраивающихся механизмов.

Ранее созданная теория силовой адаптации двухподвижных механизмов пополнена принципиально новыми закономерностями теории самонастраивающихся механизмов, обеспечивающими определимость движения при упрощении схем механизмов.

Результаты исследований могут быть использованы для теоретического исследования двух подвижных механизмов и для практического их использования при создании эффективных принципиально новых конструкций, например адаптивных зубчатых вариаторов.

Литература

1. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. Москва. Наука. 1979. 576 с.
2. Маркеев А.П. Теоретическая механика. Москва. Наука. 1990. 416 с.
3. Crockett Samuel J. Shiftless, continuously-aligning transmission. Patent of USA 4,932,928, Cl. F16H 47/08, U.S. Cl. 475/51; 475/47.1990, 9 p.
4. Harries John. Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears. Patent of Great Britain GB2238090 (A). 1991, 11 p.
5. Иванов К.С. Передача с автоматически регулируемой скоростью. Предварительный патент республики Казахстан № 3208 от 15.03.1996.
6. Иванов К.С., Ярославцева Е.К. Способ автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению и устройство для его осуществления. Патент России RU № 2398989. 10.09.2010. 10 с.
7. Ivanov K.S. Theory of Continuously Variable Transmission (CVT) with Two Degrees of Freedom. Paradox of mechanics. Proceedings of the American Society of Engineers Mechanics (ASME) International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE 2012). Houston, Texas, USA. 2012. PP 933 - 942.
8. Иванов К.С. Теоретические основы зубчатой бесступенчато регулируемой передачи. //Теория механизмов и машин. Периодический научно-методический журнал. №2 (16). 2010. Том 8. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. С. 36 – 48.
9. Иванов К.С. Теорема о равновесии замкнутого контура. //Теория механизмов и машин. Периодический научно-методический журнал. №2 (16). 2010. Том 8. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. С. 85 – 89.
10. Ivanov Konstantin. Optimal Design of Adaptive Toothed Variator (CVT). EngOpt 2018, Proceedings of the 6th International Conference on Engineering Optimization. Springer. Lisbon. 2018. PP 1178-1192.
11. Ivanov K. S. To the Discovery «Effect of Force Adaptation» 20-th Anniversary. Proceedings of 2015 IFToMM Workshop on History of Mechanism and Machine Science. May 26-28, 2015, St-Petersburg, Russia. PP 126 – 135.
12. Иванов К.С. Зубчатые вариаторы. Теория, анализ, синтез, коробки передач, приводы. Монография. Раритет. Алматы. 2015. 100 с.
13. Ivanov K.S. Toothed variators. Theory, analysis, synthesis, gear boxes, drives. Monograph. Raritet. Almaty. 2015. 89 p.