
АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА, БАЙЛАНЫС, ЭНЕРГЕТИКА
БАЙЛАНЫС, ЭНЕРГЕТИКА, АҚПАРАТТЫҚ ЖҮЙЕЛЕР
АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА, СВЯЗЬ, ЭНЕРГЕТИКА,
ИНФОРМАЦИОННЫЕ СИСТЕМЫ
AUTOMATION, TELEMCHANICS, COMMUNICATIONS, POWER ENGINEERING,
INFORMATION SYSTEMS

УДК 621.01

DOI 10.52167/1609-1817-2022-121-2-219-229

К.С. Иванов, А.Е.Сұлтан, Р.К. Койлыбаева, Д.Т. Тулекенова, Г.К. Наурызбаева
Алматынський университет энергетіки і зв'язи ім.Г.Даукеева, Алматы, Казахстан
E-mail: a.sultan@aes.kz

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ АДАПТИВНОГО ЗУБЧАТОГО
ВАРИАТОРА С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ФРИКЦИОННОЙ СВЯЗЬЮ**

Аннотация. В последнее время адаптивные системы широко используются в робототехнике, в автономной транспортной технике и в аэрокосмической отрасли. Адаптация будет решающей функцией в решении проблем новых и будущих систем.

Возможности адаптации могут быть существенно повышены, если использовать адаптивные механические приводы, самостоятельно приспособляющиеся к внешней нагрузке и не требующие управления параметрами мощности. Управление адаптивными приводами состоит только в координации их действий.

В статье представлены теоретические основы создания бесступенчатого привода с адаптивным передаточным механизмом, обеспечивающим возможность движения в широком диапазоне регулирования без системы управления.

Ключевые слова. Адаптивный передаточный механизм, две степени свободы, определимость движения, силовая адаптация, фрикционная связь.

Введение.

В последнее время самоадаптивные системы широко используются в робототехнике, в автономной транспортной технике и в аэрокосмической отрасли. Тема самоадаптации приобрела значительный характер, хотя в академической и технической литературе мало внимания уделяется этой теме. Weyns представил набор основных принципов, инженерных основ и приложений самоадаптации в программно-интенсивных системах [1]. Самоадаптация будет решающей способствующей функцией в решении проблем новых и будущих систем.

Bollinger представил обзор автоматизированных приводов и средств управления в контексте широкого разнообразия промышленных и лабораторных приложений [2]. Указано, что многоосевое автоматизированное устройство (multi-axis robotic device is a highly sophisticated machine) — это очень сложная машина, которая может иметь непреодолимые теоретические проблемы управления.

Возможности самоадаптации могут быть существенно повышены, если использовать адаптивные механические приводы, самостоятельно приспособляющиеся к внешней нагрузке и не требующие управления параметрами мощности. Управление адаптивными приводами состоит только в координации их действий.

Компактный саморегулирующийся адаптивный привод, содержащий двигатель и адаптивный механический преобразователь (без системы управления) является объектом исследования.

Для создания адаптивного привода для самоадаптивных систем необходим простой, компактный и надежный механический преобразователь.

Сейчас в приводах автомобилей в качестве адаптивного преобразователя широко используется автомобильная управляемая автоматическая коробка передач (CVT). CVT содержит гидротрансформатор, ступенчатую коробку передач и систему управления. Действие передачи основано на законах гидродинамики и теории механизмов и машин [3].

CVT способна обеспечить плавное регулирование силовых и кинематических параметров в заданном диапазоне. Гидротрансформатор на каждой ступени (в ограниченных пределах) изменяет угловую скорость в зависимости от момента сопротивления, а автоматическая система управления выполняет переключение ступеней передачи в широком диапазоне регулирования. Однако преобразователь в виде CVT невозможно использовать в космической отрасли или в робототехнике из-за сложности и громоздкости конструкции.

Многие изобретатели Крокетт [4], Харрис [5], Веденев [6] пытались создать адаптивный механический преобразователь с широким диапазоном регулирования без использования ступенчатой коробки передач и гидротрансформатора на основе зубчатого дифференциального механизма с двумя степенями свободы, имеющего один вход и один выход. Однако используемый аналитический аппарат не позволил получить достоверные результаты взаимодействия параметров и добиться определенности движения преобразователя.

Иванов К.С. разработал и запатентовал способ и устройство для бесступенчатого регулирования силовых и кинематических параметров с помощью зубчатого механизма в широком диапазоне [7, 8]. В этих патентах принцип виртуальных работ с заменой виртуальных перемещений действительными перемещениями был использован для анализа механизма. Это позволило сформулировать необходимое условие силовой адаптации – наличие подвижного замкнутого контура.

Этот способ позволяет использовать связь между силой и скоростью, аналогичную связи, создаваемой гидротрансформатором в CVT. Однако дополнительная связь в замкнутом контуре в отличие от связи в гидротрансформаторе может быть создана при малой относительной скорости звеньев, что значительно уменьшает потери мощности.

Определимость движения двухподвижной системы может быть достигнута путем замены момента неуравновешенной силы моментом трения в шарнире K сателлита.

Адаптивная механическая система рассматривается в режиме установившегося движения, когда работа движущих сил равна работе сил сопротивления. Наличие дополнительной силовой связи приводит систему в состояние с одной степенью свободы при сохранении способности изменять параметры выходной мощности. Входное и выходное звенья движутся равномерно. Взаимодействие сил при этом соответствует принципу виртуальных работ (с использованием действительных перемещений вместо виртуальных) и условиям равновесия статики, то есть классическому методу силового анализа механизма.

В статье представлены теоретические основы создания эффективного бесступенчатого привода с адаптивным передаточным механизмом, обеспечивающим возможность движения в широком диапазоне регулирования без системы управления.

Материалы и методы.

Описание кинематической цепи адаптивного зубчатого вариатора. Адаптивный зубчатый вариатор (АЗВ) является саморегулирующимся механизмом. Вариатор

реализует эффект силовой адаптации: скорость выходного звена обратно пропорциональна переменной выходной нагрузке. Он имеет две степени свободы и только один вход, что противоречит условию существования механизма и определенности его движения. Определенность движения создают необходимое и достаточное условия силовой адаптации [9]. Необходимое условие обеспечивает подвижный замкнутый контур, составленный из зубчатых колес. Достаточное условие обеспечивает геометрическая схема, создающая мертвое положение механизма, в сочетании с прямой передачей, выводящей из мертвого положения.

Исходная кинематическая цепь адаптивного зубчатого вариатора (рисунок 1а) содержит стойку O , входное водило H_1 , замкнутый контур из зубчатых колес $1-2-3-6-5-4$ и выходное водило H_2 . Зубчатые колеса $1, 2, 3, 6, 5, 4$ образуют подвижный замкнутый контур с динамической связью. Зубчатые колеса $8, 7$ образуют дополнительную параллельную передачу от водила H_2 к колесу 7 и сателлиту 5 . Эта передача при наличии жесткой связи между колесами 7 и 5 имеет передаточное число, равное передаточному числу планетарной передачи. Замкнутый контур содержит входной сателлит 2 , блок солнечных колес $1-4$, блок кольцевых колес $3-6$ и выходной сателлит 5 .

Вариатор работает следующим образом (рисунок 1а): входной вал с входным водилом H_1 передает движение на входной сателлит 2 . Входной сателлит 2 передает движение на блоки зубчатых колес $1-4$ и $3-6$. Блоки колес $1-4$ и $3-6$ передают движение на выходной сателлит 5 и выходное водило H_2 . Одновременно кинематическая цепь с дополнительной параллельной передачей из зубчатых колес $8-7$ передает движение от входного водила H_1 к выходному сателлиту 5 и водилу H_2 . Параллельная передача $8-7$ при жестком соединении колес 7 и 5 имеет то же передаточное число, что и планетарная кинематическая цепь.

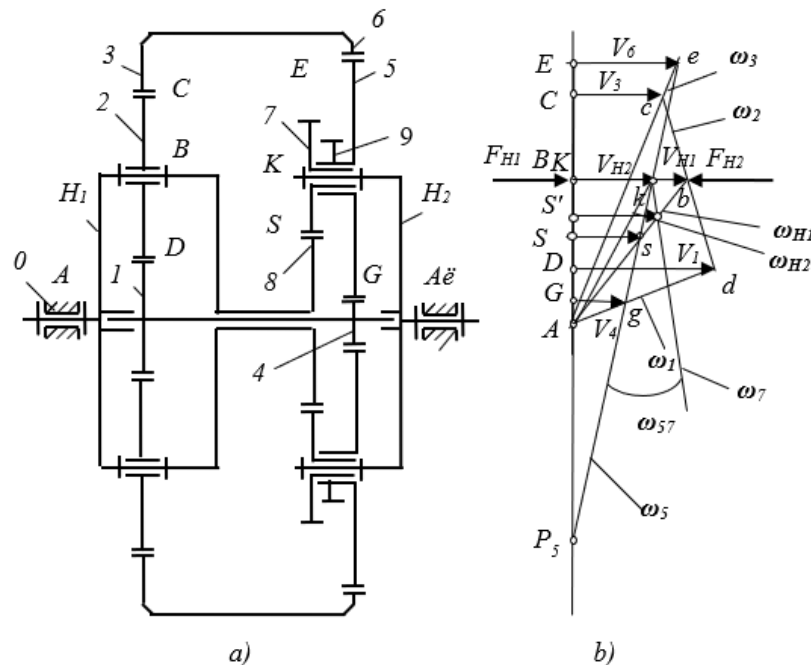


Рисунок 1 - Адаптивный зубчатый вариатор (а) и план его линейных скоростей (б)

Параллельная передача $8-7$ от входного водила H_1 на выходной сателлит 5 обеспечивает избыточную связь. Чтобы создать реальную связь, способную заклинить

механизм, переместим точку S зацепления колес 8 и 7 в положение S' . Соответственно изменим радиусы зубчатых колес 8 и 7. Измененная передача будет создавать новую угловую скорость ω_7 , которая отличается от ω_5 . Чтобы создать реальную силовую связь в замкнутом контуре, разъединим колеса 7 и 5 и вставим между ними фрикционную прокладку, создающую регулируемый момент трения $M_f = N f R$, где N – нормальная сила давления, создаваемая натяжным винтом 9, f – коэффициент трения, R – средний радиус фрикционного диска.

Фрикционная связь допускает относительное вращение колес 7 и 5 с регулируемой относительной угловой скоростью, предотвращает заклинивание и создает возможность получения эффекта силовой адаптации. Фрикционная связь аналитически выражается формулой мощности, расходуемой на трение $P_f = M_f \omega_{7-5}$.

Главной идеей данной работы является создание реальной силовой дополнительной связи с помощью дополнительной передачи 8-7 мало отличительной от избыточной передачи (по передаточному отношению) и заклинивающей внутреннее движение при жесткой связи колес 7 и 5. Жесткая связь реально заменена фрикционной связью с малыми потерями на трении.

Кинематический и силовой анализ адаптивного зубчатого вариатора. Взаимодействие кинематических и силовых параметров выполнено по принципу возможных работ с использованием действительных перемещений.

В результате силового анализа получено условие равновесия для внешних сил:

$$M_{H1} \omega_{H1} + M_{H2} \omega_{H2} = 0. \quad (1)$$

Уравнение (1) аналитически представляет собой дополнительную к условиям статики связь между параметрами кинематической цепи, что и требовалось доказать.

Сочетание двух степеней свободы с дополнительной связью обеспечивает зависимость выходной угловой скорости от внешней нагрузки. Это свойство следует из формулы (1) с учетом отрицательного знака выходной мощности:

$$\omega_{H2} = \frac{M_{H1} \cdot \omega_{H1}}{M_{H2}}. \quad (2)$$

Уравнение (2) выражает главный теоретический результат – эффект силовой адаптации в механике.

Эффект силовой адаптации имеет следующую сущность: при заданных постоянных параметрах входной мощности M_{H1} , ω_{H1} и заданном выходном моменте сопротивления M_{H2} выходная угловая скорость ω_{H2} находится в обратной пропорциональной зависимости от переменного выходного момента сопротивления M_{H2} . Необходимое условие адаптации определяет теоретически создание дополнительной связи в двух-подвижной кинематической цепи.

Достаточное условие определяется наличием в механизме так называемого центра совпадения скоростей [9]. Центр совпадения скоростей – это некоторая точка S , принадлежащая двум звеньям: входному водилу H_1 и выходному сателлиту 5. Скорости движения этих точек одинаковы – представлены отрезком Ss , поэтому точка s на плане линейных скоростей механизма занимает неизменное неподвижное положение на наклонной линии постоянной входной угловой скорости ω_{H1} . Конструктивно центр совпадения скоростей S обеспечивает дополнительная двухзвенная зубчатая передача 8-7, связывающая входное водило H_1 с выходным сателлитом 5 (рис. 1а). Эта передача

расклинивает мертвое положение и обеспечивает выполнение необходимого условия адаптации и определимость движения.

Закон сохранения энергии для кинематической цепи с дополнительной параллельной связью:

$$M_{H1}\omega_{H1} = M_{H2}\omega_{H2} + M_f\omega_{7-5} . \quad (3)$$

Формула силовой адаптации:

$$\omega_{H2} = \frac{M_{H1}\omega_{H1} - M_f\omega_{7-5}}{M_{H2}} . \quad (4)$$

Если $P_{H1} = M_{H1}\omega_{H1}$, $P_f = M_f\omega_{7-5}$,
где $M_f = -M_{H1} \frac{z_7}{z_8}$.

Соответственно формула 4 будет выглядеть следующим образом:

$$\omega_{H2} = \frac{P_{H1} - P_f}{M_{H2}} . \quad (5)$$

Значения относительных угловых скоростей ω_5 и ω_7 определяются с помощью двух формул:

1) Для планетарной передачи:

$$\omega_5 = \omega_{H2} + (\omega_3 - \omega_{H2})u_{56}^{H2}, \quad (6)$$

где $u_{56}^{H2} = \frac{z_6}{z_5}$,

$$\omega_3 = \frac{\omega_{H2}(1 - u_{46}^{H2}) - \omega_{H1}(1 - u_{13}^{H1})}{u_{13}^{H1} - u_{46}^{H2}},$$
$$u_{46}^{H2} = -\frac{z_6}{z_4},$$
$$u_{13}^{H1} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

2) Для дополнительной передачи:

$$\omega_7 = \omega_{H2} + (\omega_{H1} - \omega_{H2})u_{7-H1}^{H2}, \quad (7)$$

где $u_{7-H1}^{H2} = -\frac{z_8}{z_7}$.

Относительная угловая скорость ω_{7-5} определяется по формуле:

$$\omega_{7-5} = \omega_7 - \omega_5 \quad (8)$$

Формула для определения мощности на трение P_f :

$$P_f = |M_f\omega_{7-5}| \quad (9)$$

Выходная угловая скорость ω_{H2} определяется по следующей формуле:

$$\omega_{H2} = \frac{P_{H1} - P_f}{M_{H2}} \quad (10)$$

КПД механизма определяется по формуле:

$$\eta = \frac{P_{H1} - P_f}{P_{H1}} * 100\% \quad (11)$$

Математический расчет адаптивного зубчатого вариатора. Адаптивный зубчатый вариатор (АЗВ) имеет заданные постоянные параметры мощности двигателя ω_{H1} , M_{H1} на входном звене H_1 и заданное промежуточное значение переменного выходного момента сопротивления M_{H2} на выходном звене H_2 (рисунок 1а).

Требуется определить силовые и кинематические параметры вариатора.

Дано:

$$\omega_{H1} = 100 \text{ с}^{-1} .$$

$$M_{H1} = 10 \text{ Нм} .$$

$\omega_{7-5} = 50 \text{ с}^{-1}$ - среднее значение для предварительного приближенного расчета

$$M_{H2} = [10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50] \text{ Нм} .$$

$$z_1 = 40; z_2 = 16; z_3 = 72; z_4 = 16; z_5 = 40; z_6 = 96; z_7 = 14; z_8 = 24 .$$

Определить:

$$\omega_{H2}, \omega_5, \omega_7 .$$

Решение.

Сначала решение выполняется для АЗВ-1 с предварительно-постоянной относительной угловой скоростью. Коэффициент полезного действия при предварительно-постоянной относительной угловой скорости равен 92% [9].

Затем по полученным данным выполняется уточненный расчет для АЗВ-2 с реальной относительной угловой скоростью.

Используя формулу 5 и данные из таблицы 1 (M_{H2}) определим возможные значения ω_{H2} .

Для примера, определим значение выходной угловой скорости ω_{H2} для АЗВ-1 при $M_{H2} = 10 \text{ Нм}$:

$$\omega_{H2} = \frac{P_{H1} - P_f}{M_{H2}} = \frac{1000 \text{ Вт} - 290 \text{ Вт}}{10 \text{ Нм}} = 71 \text{ с}^{-1} ,$$

$$\text{где } P_{H1} = M_{H1} \omega_{H1} = 10 \text{ Нм} \cdot 100 \text{ с}^{-1} = 1000 \text{ Вт} .$$

Примем предварительно фрикционную мощность постоянную по величине:

$$P_f = |M_f \omega_{7-5}| = |-5,8 \text{ Нм} \cdot 50 \text{ с}^{-1}| = 290 \text{ Вт} ,$$

$$\text{где } M_f = -M_{H1} \frac{z_7}{z_8} = -10 \frac{14}{24} = -5,8 \text{ Нм} .$$

В таблице 1 показаны значения, рассчитанные для АЗВ-1 с предварительно-постоянной относительной угловой скоростью.

Таблица 1 – Значения выходного момента сопротивления и выходной угловой скорости для АЗВ 1

$M_{H2}, Нм$	10	15	20	25	30	35	40	45	50
$\omega_{H2}, с^{-1}$	71	47,3	35,5	28,4	23,7	20,3	17,8	15,8	14,2

Результаты расчетов отражены на построенной тяговой характеристике вариатора в виде зависимости момента сопротивления на выходном валу от частоты вращения выходного вала АЗВ-1 (рисунок 2).

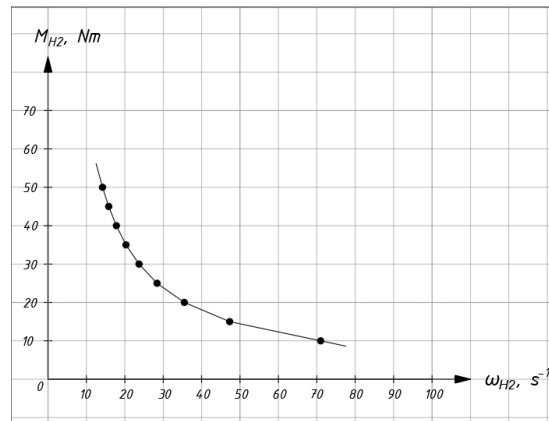


Рисунок 2 – График зависимости выходного момента сопротивления M_{H2} от выходной угловой скорости ω_{H2} АЗВ-1

Определяем ω_5 и ω_7 для всех значений ω_{H2} (из таблицы 1) с помощью формул 6 и 7 соответственно:

1) Для планетарной передачи при $\omega_{H2} = 71 с^{-1}$:

$$\omega_5 = \omega_{H2} + (\omega_3 - \omega_{H2})u_{56}^{H2} = 71 + (51,7 - 71) \cdot 2,4 = 24,7 с^{-1},$$

где $u_{56}^{H2} = z_6/z_5 = 96/40 = 2,4$.

$$\omega_3 = \frac{\omega_{H2}(1 - u_{46}^{H2}) - \omega_{H1}(1 - u_{13}^{H1})}{u_{13}^{H1} - u_{46}^{H2}} = \frac{71(1 - (-6)) - 100(1 - (-1,8))}{-1,8 - (-6)} = 51,7 с^{-1},$$

где $u_{46}^{H2} = -\frac{z_6}{z_4} = -\frac{96}{16} = -6$,

$$u_{13}^{H1} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{72}{40} = -1,8.$$

2) Для дополнительной передачи при $\omega_{H2} = 71 с^{-1}$:

$$\omega_7 = \omega_{H2} + (\omega_{H1} - \omega_{H2})u_{7-H1}^{H2} = 71 + (100 - 71) \cdot (-1,7) = 21,7 с^{-1},$$

где $u_{7-H1}^{H2} = -z_8/z_7 = -24/14 = -1,7$.

Определяем значение относительной угловой скорости ω_{7-5} по формуле 8:

$$\omega_{7-5} = \omega_7 - \omega_5 = 21,7 - 24,7 = -3 \text{ c}^{-1}.$$

Определяем значение мощности на трение P_f по формуле 9:

$$P_f = |M_f \omega_{7-5}| = |(-5,8) \text{ Нм} \cdot (-3) \text{ c}^{-1}| = 17,4 \text{ Вт}.$$

Определяем значение выходной угловой скорости ω_{H2} по формуле 10:

$$\omega_{H2} = \frac{P_{H1} - P_f}{M_{H2}} = \frac{1000 - 17,4}{10} = 98,3 \text{ c}^{-1}.$$

Определяем значение КПД по формуле 11:

$$\eta = \frac{P_{H1} - P_f}{P_{H1}} * 100\% = \frac{1000 - 17,4}{1000} * 100 = 98,3\%.$$

Выполнив расчеты по формулам 5–11 соответственно для каждого значения ω_{H2} из таблицы 1, строим таблицу 2 с результатами вычислений ($\omega_3, \omega_5, \omega_7, \omega_{7-5}, P_f, \omega_{H2}$ и η) для АЗВ-2 (дополнительная фрикционная связь) с реальной относительной угловой скоростью.

Таблица 2 – Результаты вычислений для АЗВ-2

$M_{H2}, \text{ Нм}$	$\omega_3, \text{ c}^{-1}$	$\omega_5, \text{ c}^{-1}$	$\omega_7, \text{ c}^{-1}$	$\omega_{7-5}, \text{ c}^{-1}$	$P_f, \text{ Вт}$	$\omega_{H2}, \text{ c}^{-1}$	$\eta, \%$
10	51,7	24,7	21,7	-3	17,4	98,3	98,3
15	12,2	-36,9	-42,3	-5,4	31,3	64,6	96,9
20	-7,5	-67,7	-74,2	-6,5	37,7	48,1	96,2
25	-19,3	-86,1	-93,3	-7,2	41,8	38,3	95,8
30	-27,2	-98,5	-106	-7,5	43,5	31,9	95,7
35	-32,8	-107,1	-115,2	-8,1	47	27,2	95,3
40	-37	-113,7	-121,9	-8,2	47,6	23,8	95,2
45	-40,3	-118,8	-127,3	-8,5	49,3	21,1	95,1
50	-43	-123,1	-131,7	-8,6	49,88	19	95

Основываясь на данных в таблице 2, строим график тяговой характеристики АЗВ-2 с дополнительной фрикционной связью в виде зависимости момента сопротивления на выходном валу M_{H2} от частоты вращения выходного вала ω_{H2} (рисунок 3).

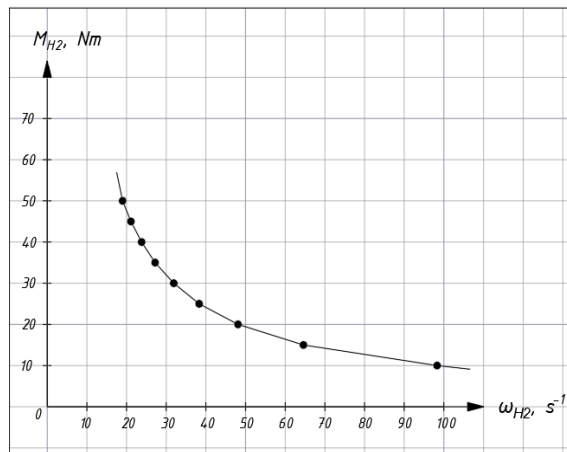


Рисунок 3 – График зависимости выходного момента сопротивления M_{H2} от выходной угловой скорости ω_{H2} АЗВ-2 с дополнительной фрикционной связью

Результаты.

Анализ полученных результатов. На рисунке 4 показаны сравнительные графические значения характеристик АЗВ-1 и АЗВ-2 построенные по данным таблицы 1 и 2.

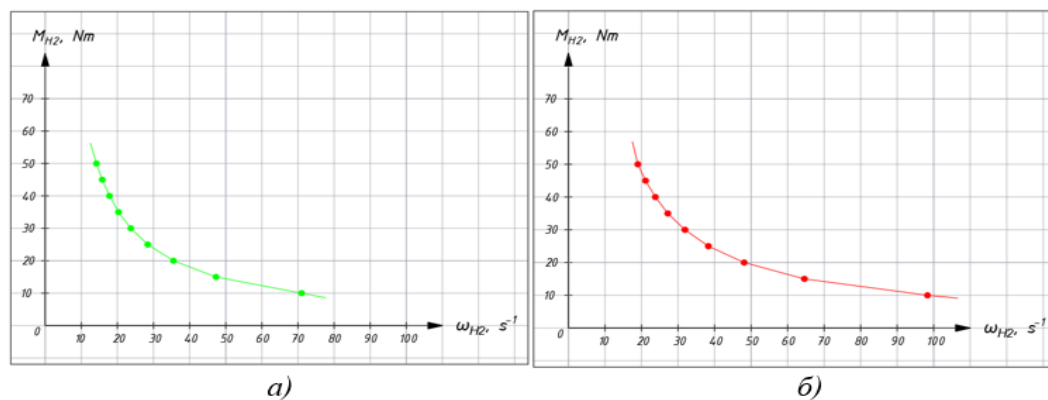


Рисунок 4 – Графики зависимости выходного момента сопротивления M_{H2} от выходной угловой скорости ω_{H2} АЗВ-1 (а) и АЗВ-2 (б)

На графиках (рисунок 4) показана характеристика АЗВ:

- а) Рассчитанная для АЗВ-1 с предварительно-постоянной относительной угловой скоростью взаимодействующих звеньев в дополнительной связи (выходной сателлит);
- б) Рассчитанная для АЗВ-2 с реальной относительной угловой скоростью.

Выводы:

- 1) Выполнение численных примеров подтвердило достоверность полученных теоретических закономерностей взаимодействия параметров механизма;
- 2) Механизм обладает силовой адаптацией, имеет высокую надежность работы (определимость движения) и высокую эффективность (КПД).

Обсуждение.

Сравнение: КПД с реальной относительной угловой скоростью составляет в среднем 96%, что значительно выше КПД с предварительно-постоянной относительной скоростью равной в среднем 92%.

Заклучение.

Саморегулирующийся адаптивный электропривод, содержащий электродвигатель и адаптивный передаточный механизм (без системы управления) является эффективной электромеханической системой. Отсутствие системы управления в приводе значительно упрощает конструкцию и увеличивает ее надежность.

Разработанные и запатентованные способы (наличие замкнутого контура, подвижно-заклинивающая связь, замена неуравновешенной силы расчетной постоянной силой трения), обеспечивают возможность оптимального функционирования принципиально новой электромеханической системы. Преобразователь имеет относительно высокую эффективность из-за малых потерь мощности на трение при малой относительной скорости фрикционных звеньев.

Простота конструкции, малые габариты и вес делают ее существенно более конкурентной и пригодной к использованию в робототехнике, в аэрокосмической отрасли, а также в мобильной транспортной технике.

Финансирование. Исследование было поддержано грантом №. AP09258712 «Разработка самонастраивающихся электроприводов для космических аппаратов».

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Weyns D. An Introduction to Self-adaptive Systems: A Contemporary Software Engineering Perspective. Wiley – IEEE. 2020. 288 p.
- [2] Bollinger J. G. Advanced Drives and Control of Robotics. CIRP Annals. Volume 34, Issue 2, Elsevier. 2020, P. 565-575.
- [3] Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М. Наука. 1979. 576 с.
- [4] 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.
- [5] Harries John. Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears. Patent of Great Britain GB2238090 (A). 1991, 11 p.
- [6] Vedeneev S.A. Automatic geared variator for changing gear ratio without disengaging gears and without control devices or therewith. European patent application EP 2 348 231 A1. Date of publication: 27.07.2011 Bulletin 2011/30. Priority: 11.09.2008 RU 2008136621. 28 p.
- [7] Ivanov K.S. Theoretical Bases of Creation of Toothed Variator. Transactions of EUCOMES 2018. P 244-255.
- [8] Ivanov K.S. Prospects of Creation of Mechanisms with Two Degree of Freedom. IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science. Advances in Mechanism and Machine Science. Springer Nature Switzerland AG 2019.
- [9] Ivanov K.S. Theory of adaptive mechanical drive. Theoretical and Applied Mechanics Letters. Elsevier. Volume 11, Issue 4, 2021. P. 1 – 5.

Константин Иванов, т.ғ.д., профессор, Ғ.Дәукеев атындағы Алматы энергетика және байланыс университеті, k.ivanov@aes.kz.

Айдос Сұлтан, докторант, Ғ.Дәукеев атындағы Алматы энергетика және коммуникация университеті, a.sultan@aes.kz.

Роза Койлыбаева, к.т.н., доцент, Ғ.Дәукеев атындағы Алматы энергетика және коммуникациялар университеті, r.koilybaeva@aes.kz

Дана Тулекенова, магистр, аға оқытушысы, Ғ.Дәукеев атындағы Алматы энергетика және коммуникация университеті, d.tulekenova@aes.kz.

Гүлнара Наурызбаева, магистр, аға оқытушысы, Ғ.Дәукеев атындағы Алматы энергетика және коммуникациялар университеті, g.nauryzbayeva@aes.kz.

ҚОСЫМША ҮЙКЕЛІС БАЙЛАНЫСЫ БАР АДАПТИВТІ ТІСТІ ВАРИАТОРДЫҢ КИНЕМАТИКАЛЫҚ ЖӘНЕ КҮШТІК ТАЛДАУЫ

Аңдатпа. Жақында адаптивті жүйелер робототехникада, автономды көліктерде және аэроғарыш өнеркәсібінде кеңінен қолданылуда. Адаптация жаңа және болашақ жүйелердің мәселелерін шешуде маңызды функция болады.

Сыртқы жүктемелерге дербес бейімделетін және қуатты басқаруды қажет етпейтін адаптивті механикалық жетектер пайдаланылса, адаптация мүмкіндіктерін айтарлықтай арттыруға болады. Адаптивті жетектерді басқару тек олардың әрекеттерін үйлестіруден тұрады.

Мақалада басқару жүйесінсіз реттеудің кең ауқымында қозғалу мүмкіндігін қамтамасыз ететін адаптивті беріліс механизмі бар қадамсыз жетекті құрудың теориялық негіздері ұсынылған.

Түйінді сөздер. Адаптивті берілісті механизм, екі еркіндік дәрежесі, қозғалыстың анықталуы, күшке бейімделу, үйкеліс байланыс.

Konstantin Ivanov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Almaty University of Power Engineering and Telecommunications named after G. Daukeev, Almaty, Kazakhstan, k.ivanov@aes.kz

Aidos Sultan, doctoral student, Almaty University of Power Engineering and Telecommunication named after G.Daukeev, Almaty, Kazakhstan, a.sultan@aes.kz

Roza Koilybayeva, candidate of technical sciences, docent, Almaty University of Power Engineering and Telecommunication named after G.Daukeev, Almaty, Kazakhstan, r.koilybaeva@aes.kz

Dana Tulekenova, master, senior lecturer, Almaty University of Power Engineering and Telecommunication named after G.Daukeev, Almaty, Kazakhstan, d.tulekenova@aes.kz

Gulnara Nauryzbayeva, master, senior lecturer, Almaty University of Power Engineering and Telecommunication named after G.Daukeev, Almaty, Kazakhstan, g.nauryzbayeva@aes.kz

KINEMATIC AND POWER ANALYSIS OF AN ADAPTIVE GEAR VARIATOR WITH ADDITIONAL FRICTIONAL CONSTRAINT

Annotation. Recently, adaptive systems are widely used in robotics, in autonomous transport technology and in aerospace industry. Adaptation will be a critical function in solving the problems of new and future systems.

Adaptation possibilities can be significantly increased if adaptive mechanical drives are used, which independently adapt to external load and do not require control of power parameters. The control of adaptive drives consists only in the coordination of their actions.

The article presents the theoretical foundations for creating a stepless drive with an adaptive transmission mechanism that provides the ability to move in a wide range of regulation without a control system.

Keywords. Adaptive transmission mechanism, two degrees of freedom, definability of motion, force adaptation, friction constraint.
