



К.С. Иванов¹, Ж.А. Каренеева², Э.М. Мажиева²

¹Институт механики машиноведения им. академика У.А. Джолдасбекова,
050010, Республика Казахстан, г. Алматы, ул. Шевченко, д. 29/133

²Международный инженерно-технологический университет,
050060, Республика Казахстан, г. Алматы, пр. аль-Фараби 93Г/5

*e-mail: lashyn7979@mail.ru

ЭФФЕКТИВНЫЙ АДАПТИВНЫЙ МЕХАНИЧЕСКИЙ ПРИВОД МАНИПУЛЯТОРА

Аннотация: В настоящее время самонастраивающиеся системы находят широкое применение в робототехнике, автономном транспорте и аэрокосмической отрасли. Д. Вейнс рассматривает ключевые принципы, инженерные подходы и области использования самоадаптации в программно-насыщенных системах, подчеркивая её возрастающее значение для решения задач перспективных технологий.

Дж. Боллингер приводит обзор автоматизированных приводов и систем управления, применяемых как в промышленности, так и в исследовательских установках. Отмечается, что многокоординатные роботизированные системы представляют собой сложные технические объекты, для которых процессы управления могут сопровождаться принципиальными теоретическими ограничениями.

Расширение возможностей самоадаптации возможно за счёт внедрения механических приводов адаптивного типа, способных самостоятельно реагировать на изменения внешней нагрузки без необходимости регулирования энергетических параметров. В этом случае управление сводится преимущественно к согласованию работы отдельных приводных элементов.

В рамках данного исследования рассматривается компактный саморегулирующийся адаптивный привод, включающий двигатель и механический преобразователь адаптивного типа, функционирующий без применения системы управления.

В данной работе рассматриваются теоретические принципы разработки компактного бесступенчатого привода с адаптивным механическим преобразователем, который обеспечивает регулирование в широком диапазоне без использования системы управления.

Ключевые слова: адаптивный привод, адаптивный механический преобразователь, две степени свободы, дополнительная связь, установившееся движение, определённость движения.

Введение. В последние годы самонастраивающиеся системы находят всё более широкое применение в робототехнике, автономном транспорте и аэрокосмической технике. Несмотря на высокую актуальность, вопросы силовой самоадаптации механических систем остаются недостаточно исследованными. В работах Вейнса [1] и Боллингера [2] показано, что перспективные программно-насыщенные и роботизированные комплексы требуют новых подходов к построению адаптивных приводов и систем управления.

Одним из перспективных направлений является создание механических адаптивных приводов, способных автоматически изменять силовые и кинематические параметры без использования сложных систем управления. В данной работе исследуется компактный саморегулирующийся адаптивный привод на основе зубчатого механического преобразователя с подвижным замкнутым контуром, обеспечивающего бесступенчатую силовую адаптацию.

Методы исследования

В качестве объекта исследования рассматривается компактный саморегулирующийся адаптивный привод, включающий двигатель и механический преобразователь адаптивного типа, функционирующий без системы управления. Для практического применения в робототехнике и аэрокосмической технике такой преобразователь должен обладать конструктивной простотой, компактностью и высокой надёжностью.

В автомобильной технике аналогичные функции выполняют бесступенчатые трансмиссии (CVT), обеспечивающие плавное изменение передаточного отношения в зависимости от нагрузки [3]. Однако использование гидротрансформаторов, коробок передач и систем управления делает такие решения сложными и малоприменимыми для компактных электромеханических систем.

Ранее предпринимались попытки создания адаптивных механических преобразователей на основе дифференциальных зубчатого механизмов с двумя степенями свободы [4-6]. Однако существующие аналитические подходы не позволяли полностью описать взаимосвязь силовых и кинематических параметров системы.

В настоящей работе используется предложенный автором метод анализа, основанный на принципе виртуальных работ с интерпретацией виртуальных перемещений как реальных [7-11]. Показано, что наличие подвижного замкнутого контура и дополнительной силовой связи обеспечивает возможность бесступенчатой силовой адаптации при малых потерях мощности.

Результаты исследований

В качестве механического преобразователя может быть применён адаптивный зубчатый вариатор [10]. Он представляет собой зубчатый механизм с двумя степенями свободы и постоянным зацеплением, в котором изменение момента сопротивления на выходном валу приводит к автоматическому изменению передаточного отношения в заданных пределах.

Кинематическая схема вариатора (рис. 1а) включает рейку 0, входное водило, подвижный замкнутый контур (состоящий из колес 1-2-3-6-5-4) и выходное водило. Внутри этого контура находится неподвижная часть, включающая сателлит 2, блок солнечных шестерен 1-4, блок кольцевых шестерен 3-6 и сателлит 5. Входное H_1 и выходное H_2 водила являются основными элементами, которым задаются угловые скорости ω_{H_1} и ω_{H_2} и моменты сил M_{H_1} и M_{H_2} . $M_{H_1} = const$. Значение M_{H_2} может изменяться в пределах заданного диапазона.

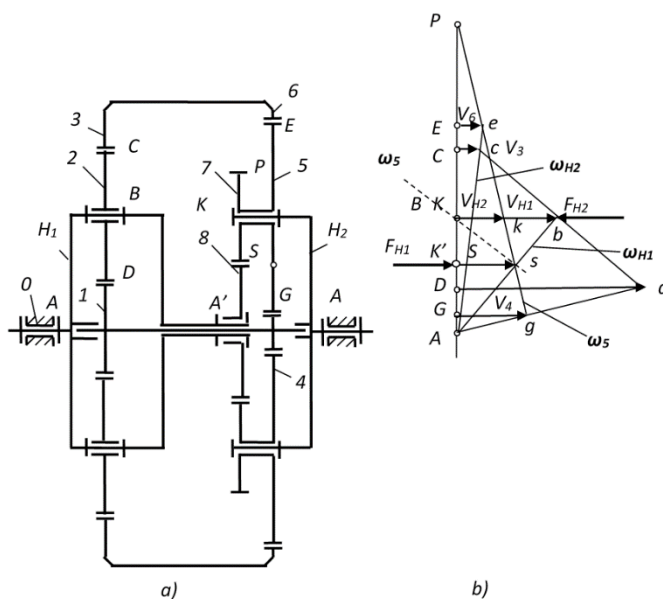


Рисунок 1 – Механизм с двумя степенями свободы и план его линейных скоростей

Имеют место линейные силовые и кинематические параметры:

$$F_{H1} = M_{H1} / r_{H1}, \quad F_{H2} = M_{H2} / r_{H2}, \quad V_B = \omega_{H1} r_{H1}, \quad V_K = \omega_{H2} r_{H2}$$

Здесь r_{H1} , r_{H2} – радиусы точек B , K приложения сил.

Анализ проводится для режима установившегося движения, при котором механизм функционирует равномерно, а работа движущих сил за каждый цикл уравнивается работой сил сопротивления. Переход к неустановившемуся режиму происходит при изменении момента сопротивления.

Рассматриваемая схема двухподвижного механизма с подвижным замкнутым контуром позволяет построить план линейных скоростей на основе заданных скоростей двух ведущих звеньев и определить условия равновесия. Следует отметить, что для механизма, не содержащего замкнутого контура, выполнение равновесия при таких условиях невозможно.

Справа от схемы механизма представлен план линейных скоростей (рис. 1б).

Далее рассмотрим теоретические зависимости, описывающие взаимосвязь параметров системы.

Теоретическая реализуемость принудительной адаптации обоснована автором на основе теоремы о замкнутой цепи [9], выведенной из анализа взаимодействия параметров механической системы.

Для изучения систем с двумя степенями свободы традиционно применяется принцип виртуальных перемещений [3] с использованием дифференциальных уравнений движения. Однако для рассматриваемой схемы механизма в установившемся режиме данный подход оказывается неприменим.

В этих условиях исследование целесообразно проводить на основе уравнений равновесия. Силовой анализ механической системы с двумя степенями свободы при стационарном движении сводится к решению прямой задачи динамики — определению действующих сил по заданному закону движения.

Предполагается, что при равномерной работе системы, реализованной в виде зубчатого механизма, все её звенья движутся с постоянными скоростями, вследствие чего инерционные силы можно не учитывать.

Уточнённая формулировка теоремы о принудительной адаптации заключается в следующем.

Рассматривается двухподвижная кинематическая цепь с заданными кинематическими и силовыми параметрами (рис. 1). Требуется обосновать, что наличие подвижного замкнутого контура в такой системе с одним входным и одним выходным звеном обеспечивает возможность принудительной адаптации сил.

Предполагается, что система содержит два начальных звена, выполняющих функцию входных. При этом рассматриваются только реальные перемещения (скорости), соответствующие заданным скоростям этих звеньев, на основе которых строится план линейных скоростей (рис. 1б).

Наличие подвижного замкнутого контура обеспечивает перераспределение и передачу всех активных сил на сателлит 5 (рис. 2).

Сила $F_{H1} = M_{H1} / r_{H1}$, действующая в точке B , передаётся звену 5 от ведущего H_1 элемента к сателлиту 2 через блоки колёс 3-6 и 1-4 в виде $R_{65} = 0.5F_{H1}r_3 / r_6$ и $R_{45} = 0.5F_{H1}r_1 / r_4$ реакций. Приведённая к звену 5 входная сила равна сумме этих реакций [3] $F'_{H1} = 0.5F_{H1}(r_3r_4 + r_1r_6) / r_4r_6$.

Здесь r_i — радиус колеса i .

Положение точки B' приложения приведённой силы F'_{H1} определяется по формуле $KB' = r_5(r_1 - r_4) / r_4$. Приведение силы к звену 5 соответствует условию равенства мощности источника и мощности этих сил $F_{H1}V_{H1} = F'_{H1}V'_{H1}$.

Сила F_{H2} приложена в точке K .

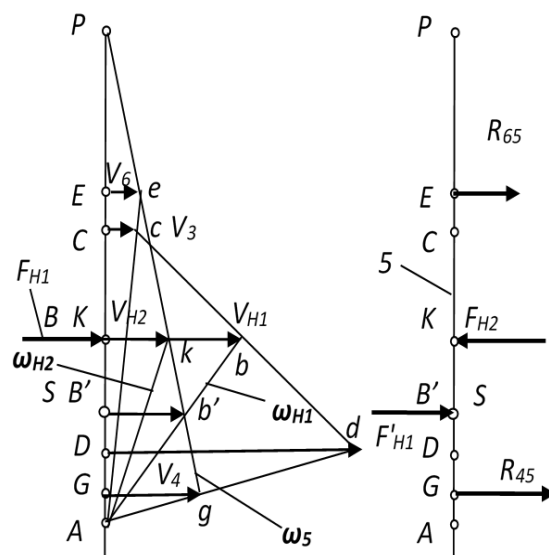


Рисунок 2 – Схема линейных скоростей и сателлит 5 с приложенными силами

Рассмотрим равновесие звена 5. Сумма моментов относительно мгновенного центра скоростей звена равна нулю.

$$\sum M_P = 0 \quad (1)$$

Или

$$F_1 \cdot (PK + KS) - R_6 \cdot PK = 0 \quad (2)$$

Здесь $KS = e$. Отсюда положение центра P мгновенной скорости (расстояние PK) может быть определено по заданным силам.

$$PK = F_1 e / (R_6 - F_1) \quad (3)$$

Принимая во внимание движение звена 5 вокруг точки P с угловой скоростью ω_5 , можно использовать подстановки в уравнение (2)

$$PK + KB' = V'_B / \omega_5 \quad PK = V_K / \omega_5. \quad \text{Тогда уравнение (2) примет вид}$$

$$F'_{H1} \cdot V'_B - F_{H2} \cdot V_K = 0. \quad \text{Или} \quad F_{H1} \cdot V_B - F_{H2} \cdot V_K = 0.$$

Принимая это во внимание $V_B = \omega_{H1} r_{H1}$, $V_K = \omega_{H2} r_{H2}$, получаем уравнение равновесия всего механизма согласно принципу возможных работ (мощностей) – сумма входных и выходных мощностей равна нулю.

$$M_{H1} \cdot \omega_{H1} - M_{H2} \cdot \omega_{H2} = 0 \quad (4)$$

При этом формула (4) также соответствует принципу виртуальных работ (или мощностей), но с ключевым отличием — здесь используются реальные перемещения вместо виртуальных.

Из уравнения (4) можно вывести выражение для адаптации сил

$$\omega_{H2} = M_{H1} \cdot \omega_{H1} / M_{H2} \quad (5)$$

При заданной постоянной входной мощности выходная угловая скорость автоматически подстраивается под изменяющийся тормозной момент на выходном звене.

Таким образом, наличие подвижного замкнутого контура в двухподвижной кинематической цепи с одним входом и одним выходом обеспечивает возможность силовой адаптации, что и требовалось доказать.

Уравнение (4) задаёт необходимое условие реализации силовой адаптации.

Равновесие звена 5 и всей системы соответствует принципу виртуальных работ (или мощностей) с учётом реальных перемещений. При этом допустимое движение рассматривается как одно из виртуальных.

Можно утверждать, что уравнение равновесия (4) обеспечивает определённую движению системы в рамках принципа виртуальных действий. Однако для равновесия звена 5 недостаточно учитывать только условие (1), согласно которому сумма моментов равна

нулю. В общем случае $F_{H2} > F_{H1}$, когда, в центре мгновенных скоростей P возникает сила $R_{05} = F_{H2} - F_{H1}$ – условная (фактически несуществующая) реакция со стороны рейки. Эта сила не учитывается в условии равновесия по принципу виртуальных работ (формула (4)), поскольку скорость точки её приложения равна нулю.

В данном случае условие (4) не может рассматриваться как необходимое и достаточное для обеспечения равновесия.

Сила определяется из второго условия равновесия звена 5 — сумма сил равна нулю $\sum F = 0$.

$$R_{05} = F_{H2} - F_{H1} \quad (6)$$

Определённость движения двухподвижной системы может быть достигнута заменой момента M_{05} этой несбалансированной силы R_{05} относительно точки K , неподвижной в начале, моментом трения M_{fK} в сателлитном шарнире K [6].

Момент трения, заменяющий (уравновешивающий) $M_{fK} = M_{05} = R_{05} \cdot PK$.

Однако этот подход связан с значительными потерями на трение. Возможен более эффективный метод замещения – адаптивный привод с дополнительным ограничением.

Чтобы сформировать реальное ограничение, не изменяя число степеней свободы, необходимо установить зависимость между моментом и угловой скоростью – так называемое подвижное силоскоростное ограничение. В механике такие связи известны как дифференциальные ограничения.

В инженерной практике подобная зависимость между моментом и угловой скоростью реализуется, например, в гидротрансформаторах, где она определяется их характеристиками и возникает между подвижными звеньями.

Использование замкнутого контура открывает принципиально новый и эффективный подход к формированию такой зависимости. Этот метод основан на введении избыточной связи, выявленной при анализе плана линейных скоростей системы [9, 10].

На плане линейных скоростей (рис. 3) была определена точка на пересечении наклонных линий угловых скоростей ω_{H1} и ω_5 . При условии постоянной угловой скорости ω_{H1} и переменной угловой скорости ω_5 эта точка сохраняла своё положение. Иными словами, линия ω_5 вращалась вокруг неподвижной точки S .

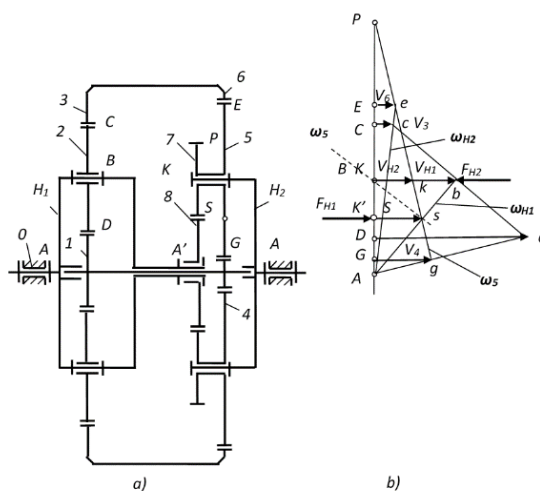


Рисунок 3 – Определяемый эффективный преобразователь

Этой точке s на плане соответствует точка S на вертикальной исходной линии скоростей точек механизма. Вектор линейной скорости Ss одинаков для точки S звена H_1 и точки S звена 5. Эта точка получила название центра совпадения скоростей звеньев.

Если в точке S ввести реальное ограничение, например, в виде точки контакта зубьев шестерён 8 и 7, жёстко соединённых со звеньями H_1 и 5, такое ограничение будет избыточным – оно лишь передаст движение от ведущего звена H_1 к звену 5 с тем же передаточным отношением, которое существует в планетарном механизме без этого ограничения. При этом, если точка S контакта зубьев данного ограничения не совпадёт с точкой S , произойдёт заклинивание: система потеряет одну степень свободы и заблокируется.

На рисунке 3 показан рассматриваемый преобразователь с подвижно-упирающейся передачей. Данная передача включает входное водило H_1-5 и упирающуюся часть 8-7-5, соединённую фрикционным элементом A' .

Для реализации эффективного реального ограничения нового типа предлагается сначала создать упирающееся (заклинивающее) соединение в точке, близкой к точке S , с использованием колёс 8 и 7. При этом колесо 8 жёстко закрепляется на водиле H_1 , а подвижное ограничение, например фрикционное A' , вводится в шарнире, что позволяет обеспечивать небольшие относительные перемещения между разделёнными частями 8 и H_1 .

В таком случае звенья H_1 и 8 смогут взаимодействовать более эффективно: усилие заклинивания может быть задано произвольно, а относительная скорость между звеньями остаётся небольшой.

При использовании трения между звеньями H_1 и 8 в упирающемся (заклинивающем) ограничении, потери мощности на трение будут минимальными благодаря малой относительной скорости разделённых частей.

Взаимодействие сил показано на рис. 4.

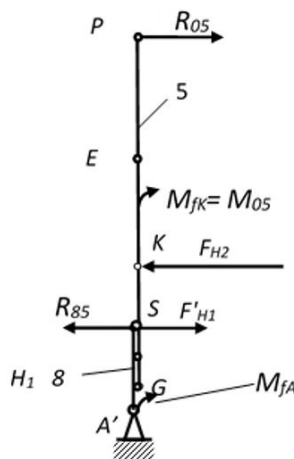


Рисунок 4 – Взаимодействие сил с учётом подвижно-упирающегося ограничения

Вместо уравнивающего фрикционного момента сопротивления A' в шарнире предлагается использовать момент M_{fA} , который передаёт силу R_{85} на звено 5. При такой замене силы R_{05} на силу R_{85} возникает условие равновесия звена 5: $R_{85} = F'_{H1}$.

Для звена 8 или H_1 это условие принимает вид $M_{fA} = M_{H1}$, то есть уравнивающий фрикционный момент A' в шарнире равен входному движущему моменту и остаётся постоянным по величине, не завися от изменяющегося момента сопротивления M_{H2} .

Этот неожиданный результат объясняется следующим образом. Согласно условию равновесия звена 5

$$F'_{H1} \cdot KS = R_{05} \cdot PK \quad (7)$$

В этом уравнении левая часть является величиной постоянной. Правая часть, включающая переменную выходную силу F_{H2} (согласно формуле $R_{05} = F'_{H1} - F_{H2}$), также остаётся постоянной по величине, поскольку $F'_{H1} \cdot KS = const$. Это объясняется тем, что параметр PK , определяющий положение полюса P и зависящий от силы сопротивления по формуле (3), также изменяется. Данное свойство является важной особенностью преобразователя. Таким образом, замещающий момент на звене 5 также сохраняет постоянное значение $M_{05} = F'_{H1} \cdot KS$.

Равновесие звена 5 и всей системы достигается при условии замены реакции R_{05} на звене 5 силой R_{85} , которая создаёт эквивалентное сопротивление с добавочным моментом на входном водиле.

$$M'_{H1} = R_{85} \cdot AS' = M_{H1} \quad (8)$$

В итоге входной ведущий элемент передаёт на сателлит 5 M_{H1} как крутящий момент через планетарную цепь, так и момент M'_{H1} , направленный на преодоление трения, через прямую передачу 8-7.

Применение подвижного упора с уравнивающим моментом трения в шарнире (рис. 3) позволяет обеспечить широкий диапазон регулирования при малой относительной скорости звеньев.

Линия угловой скорости ω_5 может изменять своё положение под действием силы сопротивления F_{H2} : от положения $\omega_{H2} = 0$, обозначенного пунктиром, до такого, при котором пунктирная линия $\omega_{H2} = \omega_{H1}$ совпадает с основной линией ω_{H1} .

Таким образом, диапазон передаточных чисел преобразователя $u_{H1-H2} = \omega_{H1} / \omega_{H2}$ будет находиться в пределах $1 \leq u_{H1-H2} \leq \infty$.

Коэффициент полезного действия системы. Взаимосвязь её параметров можно определить на основе закона сохранения энергии (4) с учётом потерь на трение.

$$M_{H1} \cdot \omega_{H1} = M_{H2} \cdot \omega_{H2} + P_f \quad (9)$$

Здесь – M_{H1} входной движущий момент, преодолевающий выходной момент сопротивления M_{H2} и момент трения M_{fA} в подвижно-упирающемся ограничении, P_f – мощность потерь на трение в подвижно-упирающемся ограничении (в шарнире A').

$$P_f = M_{H1} \Delta \omega_f \quad (10)$$

Здесь $\Delta \omega_f = \omega_{H1} - \omega_8$ — разность угловых скоростей входного водила и колеса 8. Величина может быть задана путём соответствующего расположения полюса зацепления колёс 8 и 7 в точке S' , близкой к центру совпадения скоростей S (рис. 3).

Можно задать её равной $\Delta \omega_f = k \omega_{H1}$. Например, $k = 0.1$. Тогда $P_f = k M_{H1} \omega_{H1}$. Коэффициент полезного действия определяется следующим образом:

$$\eta = (M_{H1} \omega_{H1} - P_f) / M_{H1} \omega_{H1} \quad (11)$$

После подстановки значения $P_f = k M_{H1} \omega_{H1}$ получаем: $\eta = 1 - k$.

Здесь k – коэффициент потерь.

Например, при $k = 0.1$ получаем $\eta = 0.9$.

Заключение. Саморегулируемый адаптивный электропривод, включающий электродвигатель и механический адаптивный преобразователь без применения системы управления, представляет собой высокоэффективную электромеханическую систему.

Исключение управляющих устройств существенно упрощает конструкцию привода и повышает его надёжность. Предложенные и запатентованные технические решения, основанные на использовании дополнительной силовой связи и подвижно-упирающегося

ограничения, обеспечивают автоматическое изменение силовых и кинематических параметров системы в зависимости от нагрузки.

Функционирование преобразователя базируется на статическом взаимодействии параметров, что упрощает анализ взаимосвязей по сравнению с динамическими методами исследования. Дополнительная зависимость между моментом и угловой скоростью переводит систему в состояние с одной степенью свободы при сохранении возможности изменения выходных характеристик.

Преобразователь характеризуется широким диапазоном передаточных чисел и высоким коэффициентом полезного действия. Существенной особенностью является постоянство эквивалентного момента трения на пятом звене независимо от изменения нагрузки. Благодаря малым относительным скоростям взаимодействующих звеньев потери мощности на трение остаются незначительными.

Конструктивная простота, компактность и малый вес обеспечивают перспективность применения такого преобразователя в робототехнике, аэрокосмической технике и мобильных транспортных системах.

Список литературы

1. Weyns D. Введение в саморегулирующиеся системы: современный взгляд на разработку программного обеспечения / D. Weyns. – Hoboken: Wiley-IEEE, 2020. – 288 с.
2. Bollinger J.G. Продвинутое управление приводами и управление робототехникой / J.G. Bollinger // CIRP Annals. – 2020. – Т. 34, № 2. – С. 565-575.
3. Левицкий Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И. Левицкий. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
4. Crockett S.J. Бесступенчатая, самонастраиваемая трансмиссия. Пат. США № 4932928, МПК F16H 47/08. – 1990. – 9 с.
5. Harries J. Система передачи мощности, включающая два комплекта планетарных передач. Пат. Великобритании GB 2238090 A. – 1991. – 11 с.
6. Веденев С.А. Автоматический зубчатый вариатор для изменения передаточного числа без разъединения зубчатых колес и без устройств управления или с ними. Европейская заявка EP 2348231 A1. – Оpubл. 27.07.2011. – Бюл. 2011/30. – Приоритет 11.09.2008 RU 2008136621. – 28 с.
7. Иванов К.С. Устройство для автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и частоты вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению. Свидетельство о регистрации полезной модели № 20 2012 101 273.1. – Федеративная Республика Германия. – Оpubл. 02.05.2012.
8. Иванов К.С., Ярославцева Е.К. Трансмиссия и устройство для изменения крутящего момента и выходной частоты вращения в зависимости от сопротивления движению. Публикация № WO 2018/134664. Международная заявка № PCT/IB2018/000007. – Оpubл. 26.07.2018.
9. Getriebe und Einrichtung zur Drehmoment- und Abtriebsdrehzahländerung je nach Widerstand. Свидетельство о регистрации полезной модели № 21 2018 000 129. – Федеративная Республика Германия. – Оpubл. 21.08.2019. – URL: <http://depatisnet.dpma.de>
10. Иванов К.С. Теоретические основы создания зубчатого вариатора / К.С. Иванов // Труды EUCOMES 2018. – 2018. – С. 244-255.
11. Иванов К.С. Перспективы создания механизмов с двумя степенями свободы / К.С. Иванов // IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science. Advances in Mechanism and Machine Science. – Springer Nature Switzerland AG, 2019.
12. Иванов К.С. Способ автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению. Патент № 34402. – РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности» МЮ РК. – Бюл. № 24, 19.06.2020. – 6 с.

References

1. Weyns D. Weyns, D. Introduction to Self-Adaptive Systems: A Contemporary Perspective on Software Engineering. / D. Weyns. – Hoboken: Wiley-IEEE, 2020. – 288 s. (In English).
2. Bollinger J.G. Advanced drives and control in robotics / J.G. Bollinger // CIRP Annals. – 2020. – Т. 34, № 2. – S. 565-575. (In English).

3. Levitskii N.I. Teoriya mekhanizmov i mashin / N.I. Levitskii. – M.: Nauka, 1979. – 576 s. (In Russian).
4. Crockett S.J. Continuously variable self-adjusting transmission. Pat. SSHA № 4932928, MPK F16H 47/08. – 1990. – 9 s. (In English).
5. Harries J. Power transmission system including two sets of planetary gears. Pat. Velikobritanii GB 2238090 A. – 1991. – 11 s. (In English).
6. Vedenev S.A. Avtomaticheskii zubchatyi variator dlya izmeneniya peredatochnogo chisla bez raz"edineniya zubchatykh koles i bez ustroystv upravleniya ili s nimi. Evropeiskaya zayavka EP 2348231 A1. – Opubl. 27.07.2011. – Byul. 2011/30. – Prioritet 11.09.2008 RU 2008136621. – 28 s. (In Russian).
7. Ivanov K.S. Ustroystvo dlya avtomaticheskogo i nepreryvnogo izmeneniya krutyashchego momenta i chastoty vrashcheniya vykhodnogo vala v zavisimosti ot soprotivleniya dvizheniyu. Svidetel'stvo o registratsii poleznoi modeli № 20 2012 101 273.1. – Federativnaya Respublika Germaniya. – Opubl. 02.05.2012. (In Russian).
8. Ivanov K.S., Yaroslavtseva E.K. Transmissiya i ustroystvo dlya izmeneniya krutyashchego momenta i vykhodnoi chastoty vrashcheniya v zavisimosti ot soprotivleniya dvizheniyu. Publikatsiya № WO 2018/134664. Mezhdunarodnaya zayavka № PCT/IB2018/000007. – Opubl. 26.07.2018. (In Russian).
9. Getriebe und Einrichtung zur Drehmoment- und Abtriebsdrehzahländerung je nach Widerstand. Svidetel'stvo o registratsii poleznoi modeli № 21 2018 000 129. – Federativnaya Respublika Germaniya. – Opubl. 21.08.2019. – URL: <http://depatisnet.dpma.de> (In English).
10. Ivanov K.S. Teoreticheskie osnovy sozdaniya zubchatogo variatora / K.S. Ivanov // Trudy EUCOMES 2018. – 2018. – S. 244-255. (In Russian).
11. Ivanov K.S. Perspektivy sozdaniya mekhanizmov s dvumya stepenyami svobody / K.S. Ivanov // IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science. Advances in Mechanism and Machine Science. – Springer Nature Switzerland AG, 2019. (In Russian).
12. Ivanov K.S. Sposob avtomaticheskogo i nepreryvnogo izmeneniya krutyashchego momenta i skorosti vrashcheniya vykhodnogo vala v zavisimosti ot soprotivleniya dvizheniyu. Patent № 34402. – RGP «Natsional'nyi institut intellektual'noi sobstvennosti» MYu RK. – Byul. № 24, 19.06.2020. – 6 s. (In Russian).

К.С. Иванов¹, Ж.А. Каренеева², Э.М. Мажиева²

¹Академик У.А. Жолдасбеков атындағы Механика және машина жасау институты,
050010, Қазақстан Республикасы, Алматы қаласы, Шевченко көшесі, 29/133-2

²Халықаралық инженерлік-технологиялық университеті,
050060, Қазақстан Республикасы, Алматы қаласы, әл-Фараби даңғылы, 93Г/5

*e-mail: lashyn7979@mail.ru

МАНИПУЛЯТОРДЫҢ ТИІМДІ АДАПТИВТІ МЕХАНИКАЛЫҚ ЖЕТЕГІ

Қазіргі уақытта өзін-өзі баптайтын жүйелер робототехникада, автономды көлікте және аэроғарыш саласында кеңінен қолданыс табууда. Д. Вейнс бағдарламалық тұрғыдан күрделі жүйелердегі өзіндік бейімделудің негізгі қағидаларын, инженерлік тәсілдерін және қолданылу аймақтарын қарастырып, оның болашақ технологиялық міндеттерді шешудегі маңызының артып келе жатқанын атап өтеді.

Дж. Боллингер өнеркәсіпте де, ғылыми-зерттеу қондырғыларында да қолданылатын автоматтандырылған жетектер мен басқару жүйелеріне шолу жасайды. Көпкоординатты роботталған жүйелер басқару үдерістері теориялық шектеулермен қатар жүретін күрделі техникалық нысандар ретінде сипатталады.

Өзіндік бейімделу мүмкіндіктерін кеңейту сыртқы жүктеменің өзгерістеріне энергия параметрлерін реттеусіз-ақ жауап бере алатын адаптивті механикалық жетектерді енгізу арқылы жүзеге асырылуы мүмкін. Мұндай жағдайда басқару негізінен жеке жетектік элементтердің жұмысын үйлестіруге келіп тіреледі.

Осы зерттеу аясында басқару жүйесін қолданбай жұмыс істейтін, қозғалтқыш пен адаптивті механикалық түрлендіргіштен тұратын ықшам өзін-өзі реттейтін адаптивті жетек қарастырылады.

Жұмыста басқару жүйесінсіз кең ауқымда реттеуді қамтамасыз ететін адаптивті механикалық түрлендіргіші бар ықшам сатылы емес жетекті әзірлеудің теориялық негіздері талданады.

Түйін сөздер: адаптивті жетек, адаптивті механикалық түрлендіргіш, екі еркіндік дәрежесі, қосымша байланыс, орныққан қозғалыс, қозғалыстың анықтылығы.

K.S. Ivanov¹, Zh. A. Kareneeva², E. M. Mazhieva²

¹Institute of Mechanics and Machine Science named after Academician U.A. Zholdasbekov, 29/133-2 Shevchenko Street, Almaty, 050010, Republic of Kazakhstan

²International Engineering Technological University, 93G/5 Al-Farabi Avenue, Almaty, 050060, Republic of Kazakhstan

EFFECTIVE ADAPTIVE MECHANICAL DRIVE OF A MANIPULATOR

At present, self-adjusting systems are widely used in robotics, autonomous transport, and the aerospace industry. D. Wayns examines the key principles, engineering approaches, and application areas of self-adaptation in software-intensive systems, emphasizing its growing importance in addressing the challenges of emerging technologies.

J. Bollinger provides an overview of automated drives and control systems used both in industry and in research facilities. It is noted that multi-coordinate robotic systems are complex technical objects for which control processes may be accompanied by fundamental theoretical limitations.

The expansion of self-adaptation capabilities can be achieved through the implementation of adaptive mechanical drives capable of independently responding to changes in external load without the need to regulate energy parameters. In this case, control is largely reduced to coordinating the operation of individual drive elements.

This study considers a compact self-regulating adaptive drive consisting of a motor and an adaptive mechanical converter operating without a control system.

The paper examines the theoretical principles for developing a compact continuously variable drive with an adaptive mechanical converter that provides regulation over a wide range without the use of a control system.

Key words: adaptive drive, adaptive mechanical converter, two degrees of freedom, additional coupling, steady-state motion, determinacy of motion.

Сведения об авторах

Константин Самсонович Иванов – доктор технических наук, профессор, Институт механики машиноведения им. академика У.А. Джолдасбекова, Республика Казахстан; e-mail: ivanovgreek@mail.ru., ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3750-8081>.

Жазира Алпысбаевна Каренеева* – магистр технических наук кафедры «Техника и технология пищевых производств»; Международный инженерно-технологический университет, Республика Казахстан; e-mail: lashyn7979@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7197-5380>.

Эльба Мырзахметовна Мажиева – магистр технических наук кафедры «Техника и технология пищевых производств», Международный инженерно-технологический университет, Республика Казахстан; e-mail: e.majieva@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4845-3581>.

Авторлар туралы мәліметтер

Константин Самсонович Иванов – техникалық ғылымдарының докторы, профессор, У.А. Джолдасбеков атындағы Машинажүйелер механикасы институты, Қазақстан Республикасы; e-mail: ivanovgreek@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3750-8081>.

Жазира Алпысбаевна Каренеева* – техникалық ғылымдарының магистрі, «Тағам өндірісінің техникасы және технологиясы» кафедрасы; Халықаралық инженерлік-технологиялық университет, Қазақстан Республикасы; e-mail: lashyn7979@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7197-5380>.

Эльба Мырзахметовна Мажиева – техникалық ғылымдарының магистрі, «Тағам өндірісінің техникасы және технологиясы» кафедрасы, Халықаралық инженерлік-технологиялық университет, Қазақстан Республикасы; e-mail: e.majieva@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4845-3581>.

Information about the authors

Konstantin Samsonovich Ivanov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Machine Mechanics named after Academician U.A. Zholdasbekov, Republic of Kazakhstan; e-mail: ivanovgreek@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3750-8081>.

Zhazira Alpysbaevna Kareneeva* – Master of Technical Sciences, Department of «Technique and Technology of Food Production», International Engineering Technological University, Republic of Kazakhstan; e-mail: lashyn7979@mail.ru. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7197-5380>.

[https://doi.org/10.53360/2788-7995-2026-2\(22\)-23](https://doi.org/10.53360/2788-7995-2026-2(22)-23)



МРНТИ: 50.43.15

А.Б. Абдыхамидова*, Е.Ж. Сарсикеев¹, П.Ш. Мәди¹, Ә.Ж. Қалиқан¹, О.В. Гальцева²

¹Казахский агротехнический исследовательский университет имени С. Сейфуллина, 010011, Республика Казахстан, г. Астана, пр. Женис, 62,

²Национальный исследовательский Томский политехнический университет, 634034, Российская Федерация, г.Томск, пр.Ленина,30.

*e-mail:abdykhamidovaa@gmail.com

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ ИОТ-МОНИТОРИНГА В ГОРНОДОБЫВАЮЩЕЙ ОТРАСЛИ

Аннотация: В настоящей работе приводятся результаты сравнительного анализа архитектуры системы IoT-мониторинга в горнодобывающей отрасли. Анализируется внедрение технологий интернета вещей в целях повышения эффективности мониторинга и управления в промышленной среде. Акцентируется внимание на выполнение функции по обеспечению безопасных условий труда, повышению производительности и экологической устойчивости, а также соблюдению нормативных требований. Кроме того, в данной статье изучается текущее состояние информационных технологий в горнодобывающей промышленности с акцентом на риски и последствия, вызванные устаревшим оборудованием, ненадежным программным обеспечением, степенью цифровизации. В этом исследовании обсуждается интеграция технологий IoT в существующие информационные системы горнодобывающей отрасли, усиливая их уровень безопасности, эффективности и устойчивости. Научная новизна исследования заключается в создании феноменологической модели архитектуры IoT системы, подходящей для широкого спектра операций в горнодобывающей промышленности. В работе при анализе детально рассматриваются оптимизация процессов, функционирование распределенных сенсорных систем, осуществляющих сбор критически важных данных, их обратотку и анализ в режиме реального времени. На основе полученной информации формируются обоснованные решения для внедрения интеллектуальных систем мониторинга и управления, ориентированных на функционирования устойчивого процесса.

Ключевые слова: машинное зрение, системы мониторинга, раннее предупреждение, моделирование, методы прогнозирования, карьеры.

Введение

В настоящее время в горнодобывающей промышленности особое внимание уделяется безопасности. Этому есть множество причин и факторов. К ним относятся

- жизнь и здоровье рабочих на горнодобывающем предприятии;
- экономические аспекты, такие как временные остановки работы, простои, износ оборудования, поломки техники и транспорта;
- экологические факторы.

В научной отрасли представлен значительный массив работ, посвящённых решению ряда актуальных задач. К ним можно отнести:

1. разработка систем мониторинга и контроля,
2. моделирование процессов и проведение испытаний,...
3. создание методов оценки и прогнозирования состояния,
4. внедрение IoT-систем.