

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ЖАТНЫХ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Лилия Савченко

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15*

Lyliya Savchenko

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str., 15, Kiev, Ukraine*

Аннотация. Достичь удовлетворительной управляемости жатного МТА с боковой навеской можно различными техническими средствами, связанными с совершенствованием как энергосредств, так и самой жатки. В статье с помощью математического аппарата описано работу регулятора и исполнительного гидромотора привода на полевое колесо жатки.

Ключевые слова: гидромотор, жатка, энергосредство, автоматическое управление.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Устойчивость движения жатных МТА играет важную роль при выполнении технологических операций сбора урожая в растениеводстве. Вообще от устойчивости движения зависит не только качество, но, в некоторых случаях, и возможность выполнения полевых работ. Так, от устойчивости движения зависит траектория и энергоёмкость перемещения МТА. Правомерно предположить, что чем ближе реализуемая траектория приближается к желаемой, тем меньше путь проходит агрегат и тем меньше расход топлива и времени необходимо на его перемещения.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Обеспечение стабилизации движения жатных МТА с боковой навеской.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

Идеальным движением МТА следует считать положение, когда жатка перемещается по полю рядом с энергоносителем (трактором) параллельными траекториями

близкими к прямой линии. При этом становятся минимальными энергозатраты на выполнение технологического процесса и перекаты агрегата.

Одним из эффективных способов реализации такой идеи может быть разработка управляемого привода на полевое колесо жатки. В этом случае колесо становится приводным с управляемым крутящим моментом.

Научный интерес в решении поставленной задачи связан с построением модели управляющего устройства, которое должно необходимым образом преобразовывать входные параметры возмущающих воздействий нагрузок в выходные показатели движения МТА. В качестве входного параметра автоматизированной управляющей системы по жатному агрегату может быть использован угол отклонения жатки φ (рис.1) от курсового направления движения энергосредства (трактора): 1-гидронасос трактора, 2 - гидромотор привода полевого колеса жатки; 3 - распределитель (регулятор) автоматической системы, 4-механическая система (измеритель) 5-датчик начального уровня отклонения. Необходимо, чтобы при увеличении этого угла по определенному закону менялся и исходный показатель управляющего устройства, что привело бы к повышению крутящего момента на полевом колесе жатки. Таким образом, автоматизированная система управления крутящим моментом должна анализировать общее движение жатного МТА с определением управляющего параметра - угла отклонения φ и обрабатывать входную информацию с выдачей необходимых параметров системы.

Такая система должна включать элементы управления (3 и 4), а также исполнительный орган в виде гидромотора (2). На первом этапе создания автоматической системы

необходимо установить ее структуру и определить основные параметры, с помощью которых организуется сам процесс управления. Составляющими системы автоматического управления движением жатного МТА (рис. 2) должны быть: гидромотор, измерительный элемент, регулирующий элемент.

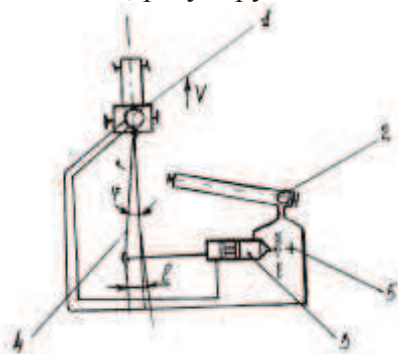


Рис. 1. Схема системы автоматического управления движением жатки с боковой навеской

Fig. 1. Scheme of system of automatic control of movement of a harvester with lateral

Согласно представленной схеме автоматическая система работает следующим образом. В результате разницы действий крутящего момента гидромотора и момента сопротивления перемещения жатки возникает ее отклонение от курсового направления движения МТА. Это отклонение через механическую рычажную систему передается на

шток распределителя, который перемещается в своем корпусе на определенную величину. Механическая система представляет собой измерительный элемент, который угловое перемещение жатки превращает в линейное перемещение штока распределителя. Кроме того, механическая система распределителя имеет возможность настройки на необходимый начальный уровень положения штока относительно корпуса. Этим достигается заданный уровень отклонения жатки.

Перемещением штока в гидрораспределителе регулируется подача жидкости W через пропускное отверстие. С увеличением проходного сечения отверстия увеличивается количество пропускаемой рабочей жидкости, которая подается в гидромотор. Это развивает в нем большой крутящий момент, который передается к ведущему полемому колесу жатки. В результате жатка увеличивает скорость перемещения по полю, что в свою очередь приводит к уменьшению угла отклонения ее относительно энергетического средства. Уменьшение угла отклонения соответственно уменьшает перемещения штока, что снижает подачу рабочей жидкости к гидромотору. Таким образом, процесс становится замкнутым и автоматически регулируемым на необходимом установленном уровне.

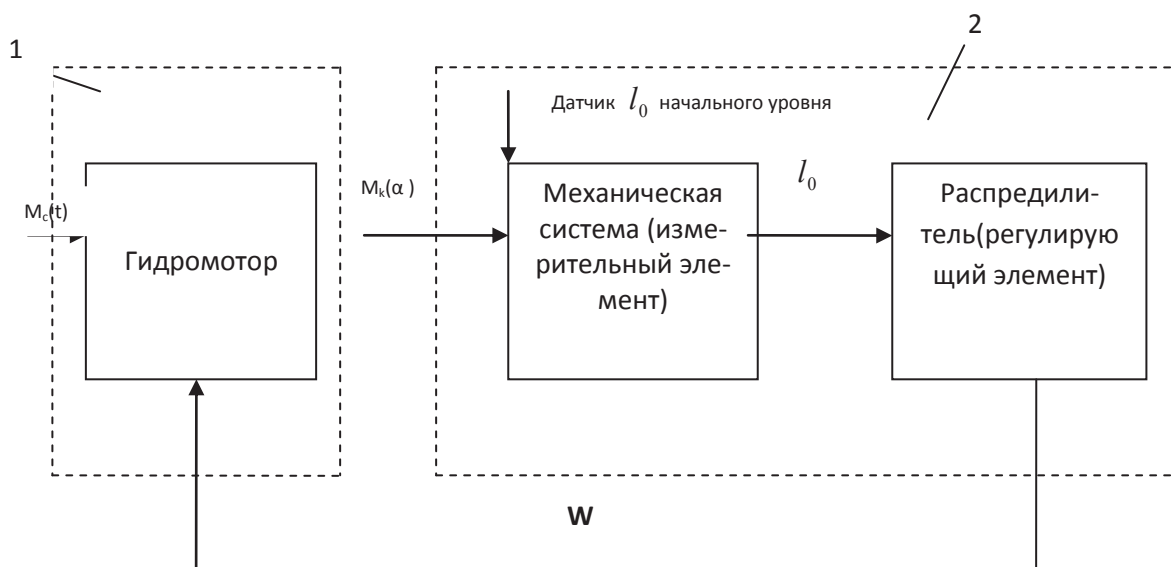


Рис. 2. Структурная схема организации автоматического управления движением жатного МТА: 1 - исполнительный орган, 2 - регулятор.

Fig. 2. Block diagramme of organisation of automatic control of movement MTA: 1 - executive of-fice, 2 - regulator.

Случайное влияние на перемещение жатки осуществляют силы сопротивления при перемещении колес по неровностям поля и сила сопротивления от хлебостоя. Обобщением для этих сил есть момент сопротивления $M_c(t)$, представляющий случайную функцию от времени.

Таким образом, объектом регулирования является гидромотор, а регулятором - механическая измерительная система, объединенная с гидравлической системой распределителя. В целом это замкнутая система, однако для математической формализации и описания ее работы необходим поэлементное рассмотрение составляющих. Более того, необходимо установить не только статические характеристики элементов, но и их динамические показатели, которые проявляются в переходные периоды изменений параметров.

Как видно на рисунке 2, регулятор 2 состоит из двух элементов: механической системы и распределителя - гидравлической системы. Такое разделение способствует лучшему математическому описанию их работы. Механическая система превращает угловое перемещение жатки вокруг центра навески до энергоносителя в продольное перемещение штока распределителя. Эта система представляет собой измерительный элемент преобразования углового движения на продольное прямолинейное. Не усложняя задачу с достаточной, для практических целей точностью при малых изменениях угла φ можно записать:

$$l = r \cdot \varphi, \quad (1)$$

где: r - радиус вращения точки присоединения штока.

Учитывая однозначное соответствие соотношений между параметрами механической цепи при любых нагрузках и действия случайных факторов, таких как момент сопротивления перемещения жатки $M_c(l)$ и незначительное влияние возможных зазоров в конструкции, а также упругих деформаций ее элементов, правомерно допустить сохранения статистической характеристики для динамических переходных процессов. Принимая обозначения, принятые в теории автоматических процессов, передаточное чис-

ло для механической системы можно записать:

$$l = k_1 \cdot \varphi, \quad (2)$$

где: $k_1 = r$ - передаточное число механической системы.

Целесообразно отметить, что рассматриваемая механическая цепь общего регулятора реализует безынерционное идеальное регулирование, и описывается как в статическом, так и в динамическом режиме простым алгебраическим уравнением. Произвольному угловому перемещению $\Delta\varphi$ данная механическая система, которая рассматривается, ставит в соответствие линейное перемещение безынерционных переходных периодов и задержек.

Перемещение штока l распределителя является входным параметром для гидравлической системы регулятора. Сущность его работы заключается в том, что благодаря перемещению l меняется объем рабочей жидкости, которая подается в гидромотор. Регулирование количества жидкости, в зависимости от перемещения штока распределителя, может быть организовано по-разному. Наиболее простым случаем изменение потока жидкости следует считать перекрытия золотниковой заслонкой проходного отверстия прямоугольной формы. Тогда, количество рабочей жидкости, проходящей через отверстие можно определить согласно уравнению:

$$W = S \cdot V_p, \quad (3)$$

где: S - площадь отверстия; V_p - скорость жидкости проходит через отверстие.

Площадь отверстия прямоугольной формы равна произведению:

$$S = l \cdot h, \quad (4)$$

Или подставляя (4) в (3) имеем:

$$W = l \cdot h \cdot V_p. \quad (5)$$

Таким образом, регулирующим элементом является гидравлическая система распределителя, в результате действия которой меняется поток жидкости, который направляется в гидромотор. Как известно, гидравлические системы есть инерционными. Поэтому более важную роль в описании их действий играют динамические переходные характеристики. Правомерно предположить,

что рассматриваемая гидравлическая система распределителя представляет собой звено с аperiodическим процессом реагирования на действие входного параметра, которым, в данном случае, является перемещение штока распределителя. Известно, что для такого звена правильным его описанием есть следующее дифференциальное уравнение [1, 2]:

$$\theta_p \frac{d}{dt}(W) + W = k_2 \cdot l, \quad (6)$$

где: θ_p – постоянная времени гидравлической системы распределителя;

k_2 - передаточное число гидравлической системы.

Подставляя значения расходов рабочей жидкости из уравнения (5) в (6) имеем:

$$\theta_p \cdot V_p \cdot h \cdot \frac{dl}{dt} + l \cdot h \cdot V_p = k_2 \cdot l \quad (7)$$

После превращений имеем:

$$\theta_p \cdot V_p \cdot h \cdot \frac{dl}{dt} + (hV_p - k_2) \cdot l = 0 \quad (8)$$

Полученное уравнение является обыкновенным дифференциальным уравнением первого порядка, решением которого является экспонента следующего вида:

$$l = \frac{k_2}{V_p \cdot h} \cdot l_c (1 - e^{-\frac{t}{\theta_p}}), \quad (9)$$

$$\text{Так как } l_c = \frac{W_c}{V_p \cdot h}, \quad (10)$$

$$\text{то } W_c = V_p \cdot h \cdot l_c. \quad (11)$$

То есть, коэффициент передачи численно равен:

$$k_2 = V_p \cdot h. \quad (12)$$

Он является статической характеристикой гидравлической системы. Постоянная времени θ_p определяет инерционные свойства звена. Чем она больше, тем дольше проходит переходный период установления выходного параметра (количества рабочей жидкости). На практике переходной период примерно составляет

$$t = 3 \cdot \theta_p, \quad (13)$$

а сама величина θ_p , характеризующая динамические свойства звена определяется из решения (9) дифференциального уравнения или экспериментальным путем.

Целесообразно заметить, что рассмотренная линейная связь между перемещением штока распределителя и количеством пропускаемой рабочей жидкости. Линейная зависимость этих параметров реализована через прямоугольную форму проходного отверстия и линейную форму заслонки. На практике, при необходимости, могут быть предложены и другие возможные решения изменения производительности рабочих отверстий в зависимости от перемещения штока. То есть, функция может быть выбрана такой, которая лучше удовлетворяет задачи регулирования потока рабочей жидкости. Вариации изменения потока жидкости, в зависимости от хода штока открывают конструктивные возможности выбора более или менее чувствительных регуляторов, расширяя или наоборот сужая зону регулирования.

Так как представленный регулятор состоит из механической части, реализующей идеальное регулирования и гидравлической, где наблюдается аperiodический закон регулирования, то в целом регулятор, независимо от положения звеньев есть также аperiodическим и выполняет закон регулирования с некоторым опозданием.

Уравнения динамики цепей (2) и (7) дают возможность составить общее уравнение динамики всего регулятора. В этом уравнении важно установить связь между изменением углового перемещения $\Delta\varphi$ и выходным параметром регулятора - изменением количества подаваемой на гидромотор рабочей жидкости ΔW .

Для этого из уравнения (2) подставим в уравнение (6) и получим:

$$\theta_p \frac{d}{dt}(\Delta W) + \Delta W = k_2 \cdot k_1 \cdot \Delta\varphi \quad (14)$$

Если ввести замену:

$$k_2 \cdot k_1 = k_{pez}, \quad (15)$$

где: k_{pez} –общий коэффициент передачи (усиления) регулятора, то можна записать

$$\theta_p \frac{d}{dt}(\Delta W) + \Delta W = k_{pez} \cdot \Delta\varphi \quad (16)$$

Полученное дифференциальное уравнение регулятора описывает его работу и характеризует неидеальность процесса регулирования. Из двух уравнений регулятора исключено промежуточную переменную - перемещение штока распределителя.

Таким образом, регулятор представляет собой аperiodическую систему первого порядка и является результатом присоединения

идеальной механического звена к аperiodической гидравлической.

Однако, как отмечалось ранее, автоматизированная система управления движением жатки является замкнутой, в которую, как исполнительный элемент входит гидромотор со своими характеристиками. Они должны быть выявлены и включены в общий комплекс, которым и является автоматическая система управления.

Гидромотор является исполнительным элементом системы, который превращает энергию рабочей жидкости, поступающей от распределителя (регулирующего элемента) в механическую энергию крутящего момента M , передается на полевое колесо жатки. Величиной приложенного крутящего момента к колесу определяется синхронность движения жатки и энергосредства, т.е. величина угла отклонения φ .

Гидромотор, как и любой двигатель, является позиционным, то есть цепью автоматизированной системы аperiodического действия первого порядка. Как и для распределителя (регулирующего элемента) для него характерно наличие переходных процессов между входным и выходными параметрами при их изменении. Динамика такой цепи может быть описана следующим дифференциальным уравнением.

$$\theta_r \frac{d}{dt}(M_k) + M_k = k_3 \cdot W, \quad (17)$$

где: k_3 - коэффициент передачи гидромотора,

Решение данного уравнения находится в виде:

$$M_k = M_{ky} \left(1 - e^{-\frac{t}{\theta_r}}\right), \quad (18)$$

где: M_{ky} - установившееся значение крутящего момента при завершении переходного процесса.

Правомерно отметить, что в установившемся режиме справедливо соотношение.

$$M_{ky} = k_3 \cdot W_y \quad (19)$$

где: W_y - расход рабочей жидкости, что соответствует установившемуся значению крутящего момента МКС.

Правая часть уравнения характеризует изменение крутящего момента гидромотора, за счет смещения штока распределителя, а значит и изменения площади сечения подающего отверстия и, как следствие, изменения расхода рабочей жидкости при сохранении номинальной нагрузки при перемещении жатки.

Однако, в уравнение (17) не входят возмущающие нагрузки $M_c(t)$ от случайного сопротивления перемещения жатки по полю и выполнения рабочего процесса сбора урожая. Согласно упрощенному способу введения возмущающего действия можно принять, что при изменении случайной нагрузки на жатку $M_c(t)$ состоится смещение характеристики гидромотора (рис. 3).

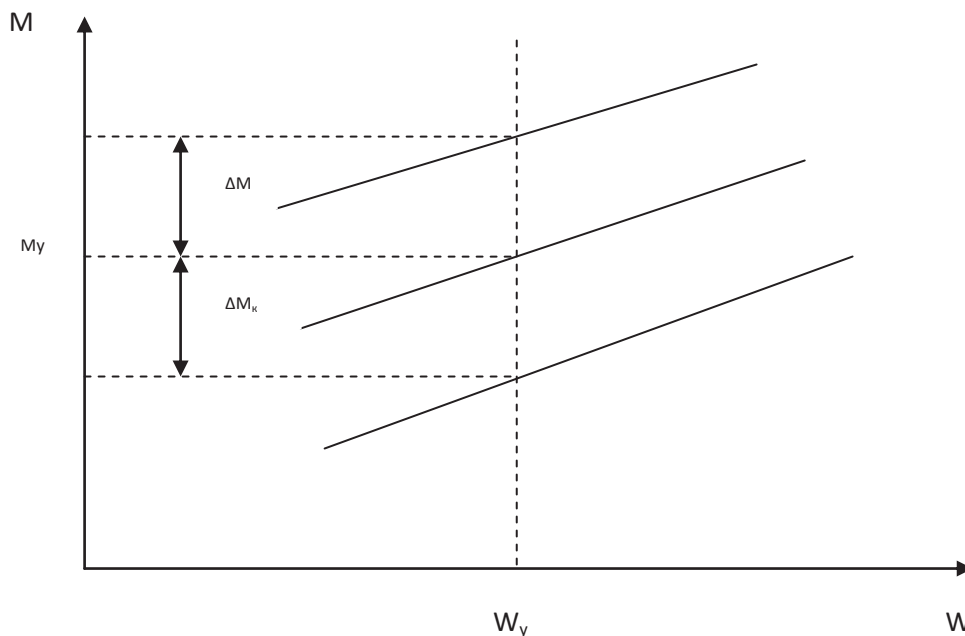


Рис. 3. Характеристика гидромотора
Fig. 3. Hydromotor characteristic

За счет этого изменяется и крутящий момент гидромотора на ΔM_k . Это смещение можно представить как влияние случайного нагружки на жатку. Есть

$$\Delta M_k = M_c(t), \quad (21)$$

Тогда можно ввести в правую часть уравнения (17) динамики гидромотора.

$$\theta_{\bar{i}} \frac{d}{dt}(M_k) + M_k = k_3 + M_c(t), \quad (22)$$

ВЫВОД

В результате получено дифференциальное уравнение динамики гидромотора, как объекта регулирования. Решение этого уравнения первого порядка возможно и целесообразно при разработке общей автоматизированной системы управления движением жатного машинного агрегата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kaloyev A.V. 1978: Osnovy proyektirovaniya sistem avtomaticheskogo vozhdeniya samokhodnykh mashin. – М.: Mashinostroyeniye. – 152.
2. Klyuyev A.S. 1986: Avtomaticheskoye regulirovaniye. – М.: Vysshaya shkola. – 351.
3. Boyko A.I. Savchenko L.A. 2010: Matematichne modelyuvannya dinamiki rukhu zhnivarnogo mashinno-traktornogo agregatu z bokovoyu naviskoyu.- Naukoviy visnik NUBiP.- №144. - 71-77.
4. Ageyev L.E. 1965: Vliyaniye skorosti dvizheniya na energozatraty i proizvoditelnost agregata. // Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. – 33-34.
5. Avtonomov V.V. 1973: Issledovaniye po ustanovleniyu predelno dopustimogo buksovaniya kolesnogo traktora MTZ-52 pri poseve zernovykh kultur. Avtoref. dis... kand. tekhn. nauk.- Volgograd. - 26.
6. Blednykh V.V. 1973: Vliyaniye neravnomernosti relyefa polya na ustoychivost khoda polunavesnogo pluga.//V kn.: Pochvoobrabatyvayushchiye mashiny i dinamika agregatov. Trudy ChIMESKh Yuzhno-Uralskoye kN. Izdvo.- vyp.33. - 138-147.
7. Butenin N.V., Lunts Ya.Ya. 1972: Kurs teoreticheskoy mekhaniki. - М.: Nauka. - 463.

8. Barskiy I.B. 1973: Dinamika traktora.- М.: Mashinostroyeniye. - 279.
9. Bartakhanov P.B. 1965: Isledovaniya ustoychivosti dvizheniya i upravleniya kolesnogo agregata v usloviyakh ekspluatatsii.// V kn.: Nauchnyye osnovy povysheniya robochikh skoro-stey MTA.-М.: Kolos. - 14-16.
10. Bychkov N.I. 1981: Obosnovaniye skhem ag-regatirovaniya mashin.// Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. – №6. - 26-29.
11. Voytyuk D.G., Gavrilyuk G.R. 2008: Silskogospodarski mashini. - К.: Karavella, - 552.
12. Gabay Ye.V. 1983: Matematicheskaya model i analiz kachestva upravleniya napravleniyem dvizheniyem MTA s rassredotochennymi po shirine zakhvata aktivnymi kolesami.//V sb. Nauchnyye osnovy sozdaniya mobilnykh ener-geticheskikh sredstv (MES). Trudy NPO NATI. - М. - 20-22
13. Gyachev L.V. 1981: Ustoychivost dvizheniya selskokhozyaystvennykh mashin i agregatov.- Rostov na Donu. - 203.
14. Gelfenbeyn S.P. 1971: O kriteriyakh otsenki kachestva pakhoty po glubine.//Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. - №7. - 48-51.
15. Tipovi normi virobitku i vitrachannya paliva na mekhanizovani polovi roboti. 1991: К.:Urozhay. - 472.
16. Kuznetsov Yu.I. 1978: Teoreticheskkiye predposylki ravnovesiya MTA s nesimmetrichnoy kryukovoy nagruzkoy v gorizontallyy ploskosti // Trudy VIM. – М. – Т. 82. –27-35.
17. Pozhidaev S.P., Shkarivskiy G.V. 1992: Pro deyaki shlyakhi pidvishchennya tochnosti rukhu prosapnogo agregatu z sharnirno-zyednanim traktorom // Mekhanizatsiya ta yelektrifikatsiya silskogo gospodarstva. - К.: Urozhay, vip.75.
18. Yevtenko V.G. 1979: Ustoychivost i tyagovo - energeticheskkiye pokazateli shirokoza-khvatnykh propashnykh agregatov // Mekhanizatsiya ta elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. - К.: Urozhay. vyp.40.
19. Vasilenko P.M. 1954: Elementy teorii ustoychivosti dvizheniya pritsepnykh selskokhozyaystvennykh mashin i orudiy//Sb. trudov po zemledelcheskoy mekhanike. - М.: Selkhozgiz. - t. 2. - 5-12.
20. Merkin D.R. 1987: Vvedeniye v teoriyu ustoychivosti dvizheniya. - М.: Nauka. - 304.

21. Kolchin S.N. 1989: К вопросу о модульном построении широкозахватных с.х агрегатов // Агрегатирование с.х. техники. Труды ВИСХОМ. – Москва. – 25-27.

**DEVELOPMENT REGULATOR
AUTOMATED TRAFFIC CONTROL
SYSTEM MACHINE – TRACTOR
AGGREGATES**

Summary. Achieve satisfactory response machine - tractor aggregates Side linkage can be of various means of refining power machine, and most of header. The paper using mathematical tools to describe operation and control of executive motor of drive wheel on field header.

Key words: motor, reaper, power machine, automatic control.