

АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ И В ЦЕЛОМ МЕХАТРОННОГО ГИДРОАГРЕГАТА СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Зиновий Лурье, Игорь Федоренко

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Аннотация. В статье обсуждаются методики определения моментов инерции мехатронного гидроагрегата системы смазки и приводятся численные значения, полученные экспериментальным путем. Данные параметры используются при исследовании динамических характеристик и переходных процессов

Ключевые слова: мехатронный гидроагрегат, моменты инерции, методика определения

ВВЕДЕНИЕ

При разработке различных схем гидроагрегатов (ГА), особенно мехатронных, и оценке их динамических возможностей необходимо включение в математическую модель приводного электродвигателя. Отсутствие в каталогах значений моментов инерции приводных электродвигателей приводит к необходимости экспериментального их определения.

АНАЛИЗ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Большинство работ, в которых рассматриваются вопросы экспериментального определения момента инерции электродвигателя, относятся к системам электропривода, когда одновременно измеряется и момент инерции системы [1,2] и анализируются различные методы (метод крутильных колебаний, метод маятниковых колебаний, метод падающего груза, метод свободного выбега). Например, авторы работы [1] останавливаются на методе свободного выбега, описывая установку для определения момента инерции. В основу расчета момента инерции по экспериментальной кривой скорости принято условие, что мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления, должна быть равна уменьшению во времени кинетической энергии электропривода:

$$P_0 = \frac{dA}{dt} = -\frac{d \frac{J\omega^2(t)}{2}}{dt} = -J\omega(t) \frac{d\omega(t)}{d(t)},$$

и

$$J = -\frac{P_0}{\omega \frac{d\omega}{dt}}, \quad (1)$$

где: P_0 - потери холостого хода в электроприводе при отключенном от источника питания электродвигателе.

Имея кривую $\omega(t)$ самоторможения и потери холостого хода при конкретной частоте вращения, согласно выражению (1) определяется J (величина $\omega \frac{d\omega}{dt}$ находится по кривой $\omega(t)$ для точки, в которой известны потери P_0). Для другой точки $\omega(t)$ значения P_0 и $\omega \frac{d\omega}{dt}$ могут быть другими, а, следовательно, получим другое значение J . Однозначный результат будет при $P_0 = \text{const}$ в любой точке кривой $\omega(t)$, что в первом приближении можно считать при определении значения J только двигателя. Для момента инерции электропривода такое допущение не является правомерным, и следует искать зависимость $J(\omega)$.

Работа [2] хотя и посвящена определению КПД асинхронных электродвигателей (АД), но путь лежал через анализ известных методов непосредственных определений вращающего момента на валу АД (статического, суммарного момента, квазистатического и динамического). Последний метод был выбран авторами, но при его реализации необходимо знание момента инерции вращающихся масс АД. Авторами предлагается метод “эталонного момента инерции”. Он реализуется следующим способом. АД запускается на холостом ходу до выхода на номинальную скорость, измеряется угловое ускорение:

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega}{dt}. \quad (2)$$

В режиме холостого хода (динамический момент при разгоне при $M_C = 0$

$$M(\omega) = J(\omega)\varepsilon_1(\omega), \quad (3)$$

где: $J(\omega)$ - зависимость момента инерции от угловой скорости с учетом потерь на трение в опорах.

Затем на остановленном АД устанавливают на валу элемент, обладающий эталонным моментом инерции J_S . АД запускается на холостом ходу и угловая скорость системы “выходной вал - эталонный элемент” доводится до номинальной.

В режиме холостого хода:

$$M(\omega) = [(J(\omega) + J_S)\varepsilon_2(\omega)], \quad (4)$$

где: $\varepsilon_2(\omega) = \frac{d\omega}{dt}$ - угловое ускорение системы “выходной вал – эталонный элемент” от угловой скорости.

При большей строгости записи уравнений (3) и (4) в правые части следует ввести M_{TR} , вызванный трением в опорах АД.

Так как в режиме холостого хода $M(\omega)$ всегда равен одной и той же величине, можно приравнять правые части уравнений (3) и (4) и определить:

$$J(\omega) = \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)} . \quad (5)$$

Здесь в отличие от работы [1] определяется значение $J(\omega)$ на этапе разгона АД от $\omega = 0$ до $\omega = \omega_{НОМ}$, не на этапе самоторможения, и подчеркивается, что зависимость J в функции $0 \leq \omega \leq \omega_{НОМ}$. Следует отметить, что в приведенных работах списка литературы рассматриваются методы определения момента инерции АД и момента инерции только электропривода в целом. Представляет практическую и теоретическую значимость решение вопросов экспериментального определения моментов инерции узлов “ротор АД-вал гидронасоса”, широко распространенных в гидроагрегатах (ГА) мобильных и стационарных машин, и не нашедших отражения в научно-технической литературе.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Современные ГА, включая и мехатронные [3], в качестве нагнетательного оборудования содержат насосные установки с приводным АД. Обеспечение высоких показателей качества рабочего процесса ГА в режиме разгона, торможения и реверса основано на исследовании его динамики на этапе проектирования путем разработки математической модели, адекватной натурному образцу. Важное место в модели отводится насосной установке, регулирование подачи которой обеспечивается частотным управлением АД.

В отличие от электропривода для построения с достаточной для практики точностью математической модели насосной установки необходимо располагать значениями момента инерции собственно АД.

РЕШЕНИЕ

Поставленную научно-практическую задачу с учетом современных аппаратных средств измерения и программных средств обработки экспериментальных данных можно решить следующим образом.

С учетом работ [1,2] момент инерции собственно ротора АД определим располагая экспериментальными кривыми вращающего момента $M_{ST}(t)$ при разгоне АД от 0 до номинальной угловой скорости $\omega_{НОМ}$ и кривой $\omega(t)$, а также

кривой момента от трения опор АД $M_{TR}(t)$, снятой в режиме самоторможения с номинальной скорости до нуля, согласно формулы:

$$J(t) = \frac{M_{ST}(t) - M_{TR}(t)}{\frac{d\omega(t)}{dt}}, \quad (6)$$

где: $\frac{d\omega(t)}{dt}$ - производная экспериментальной угловой скорости, полученной программным путем. Исключая программным путем параметр t из кривых $J(t)$ и $\omega(t)$ получаем $J(\omega)$ для режима разгона.

В режиме самоторможения:

$$J_{ST}(t) = -\frac{M_{TR}(t)}{\frac{d\omega_{ST}(t)}{dt}}, \quad (7)$$

где: $\frac{d\omega_{ST}(t)}{dt}$ - производная экспериментальной угловой скорости, полученная программным путем.

Аналогично предыдущему получаем $J_{ST}(\omega)$ и сравниваем с кривой $J(\omega)$.

Далее переходим к моделированию и обработке результатов натурального эксперимента с помощью пакета VisSim. Блок F:008 pop содержит экспериментальные кривые M_{C0} АД мод. АИР63В4У3 и частоты вращения n_8 в режиме самоторможения на выбеге, начиная с момента разгона АД вхолостую, выход на установившееся движение и режим самоторможения на выбеге. Блок F:008 pop-converted.dat обеспечивает ввод экспериментальной информации в пакет VisSim с согласованными масштабами 2.25 для M_{C0} и 510 для n_8 .

На рис.1. показаны зависимости M_{C0} , n_8^* , J_{ST}^* в интервале времени (2.38-4.725с), а так же кривая $J_{ST}^*(n_8^*)$. Этот интервал времени взят из экспериментальной кривой на более гладком участке выбега. Наличие негармонических колебаний более высокой частоты на кривых J_{ST}^* и $J_{ST}^*(n_8^*)$ чем частота колебаний на исходных экспериментальных кривых (на рис.2. не показаны) объясняются процессом дифференцирования. Среднее значение J_{ST}^* равно $7.41 \cdot 10^{-4} \text{ Нмс}^2$.

Перейдем к определению момента инерции АД на участке разгона. Программой VisSim используются те же блоки исходной экспериментальной информации, блоки, реализующие вычисление момента инерции J_R , блоки текущего времени. Логический блок и блок программного переключения, обеспечивают выбор той части экспериментальных кривых движущего момента M_8 и частоты вращения

n_8^* , где они более плавные. Поэтому ни один параметр M_8, n_8^* и расчетный - J_R не подвергаются сглаживанию. Дифференцирование n_8 выполняется аналогично определению J_{ST} с помощью реального дифференцирующего звена. Момент сопротивления при разгоне принят равным среднему значению 0.05Нм момента M_{C0} .

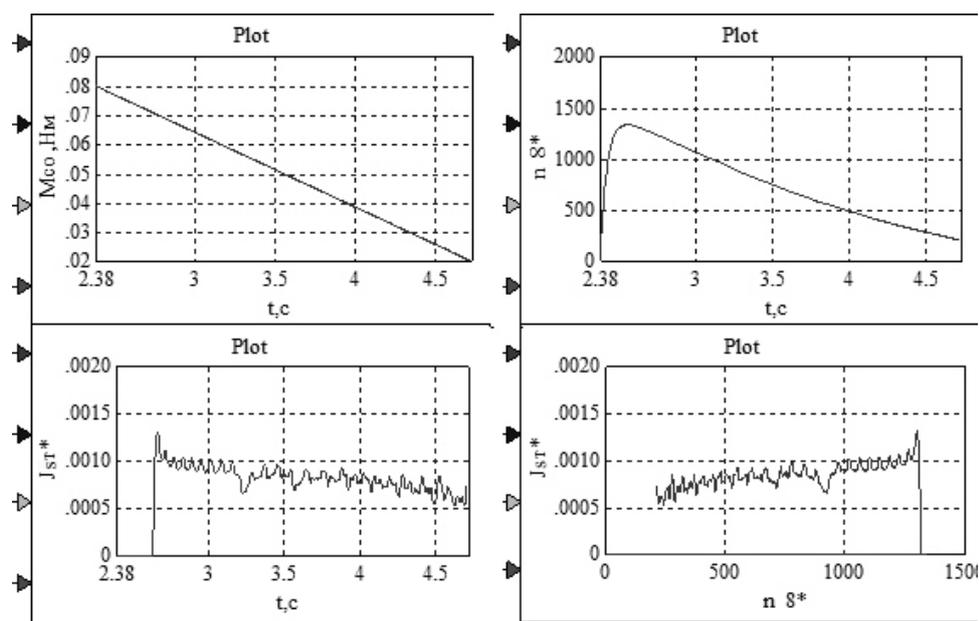


Рис.1. Кривые момента сопротивления (M_{C0}), частоты вращения (n_8^*), момента инерции АД (J_{ST}^*) и зависимости J_{ST}^* в функции n_8^* на участке самоторможения

Fig. 1. The curves of moment of resistance (M_{C0}), the rotation frequency (n_8^*), moment of inertia of IM (J_{ST}^*) and depending J_{ST}^* on the area of self-braking

На рис.2. изображены кривые M_8, n_8 в интервале времени 0.21-0.26 с; J_R^* и $J_R^*(n_8)$ в интервале времени 0.224-0.244 с. Среднее значение J_R^* равно $6.33 * 10^{-4} Нмс^2$.

Для определения экспериментальных данных M_8, n_8 был создан аппаратно-программный комплекс, схема которого изображена на рис.3. В состав комплекса входят: М- АД в балансирном исполнении; Н- насос; 1- первичный преобразователь момента; первичный преобразователь частоты вращения; АЦП- аналого-цифровой преобразователь; ПК- персональный компьютер.

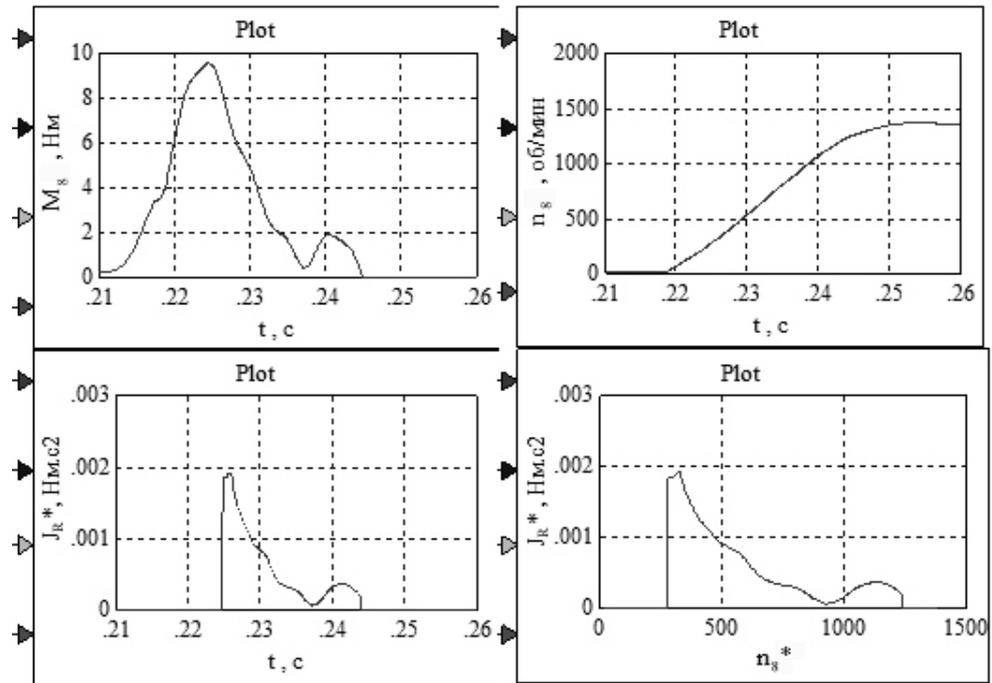


Рис.2. Кривые момента (M_8), частоты вращения (n_8), момента инерции АД (J_R^*) и зависимости J_R^* в функции n_8 на участке разгона

Fig. 2. The curves of moment of resistance (M_8), the rotation frequency (n_8), moment of inertia of IM (J_R^*) and depending J_R^* on area acceleration

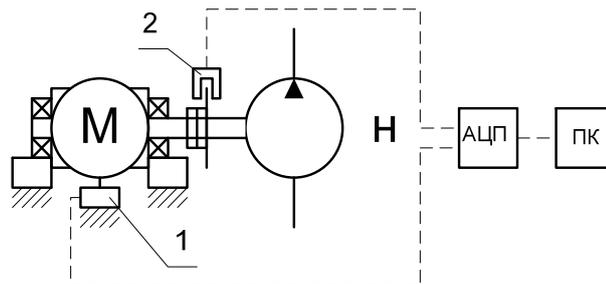


Рис.3. Аппаратно-программный комплекс для определения моментов инерции

Fig. 3. Hardware-software system to determine the moments of inertia

Наиболее точным и простым способом измерения крутящего момента на приводном валу является определение реактивного момента статора АД. Для реализации данного способа серийный АД был переоборудован в балансирное исполнение рис.4. Для этого на крышки подшипников 1 ротора 6 были установлены дополнительные фланцы 3 с подшипниками качения 2, закрепленные на стойках 4. Таким образом, статор АД подвешен и имеет возможность вращаться в сторону, противоположную направлению вращения ротора, и через рычаг 8, закрепленный на одной из крышек 1, и тягу 9 опираться на тензометрический измеритель усилия 10.

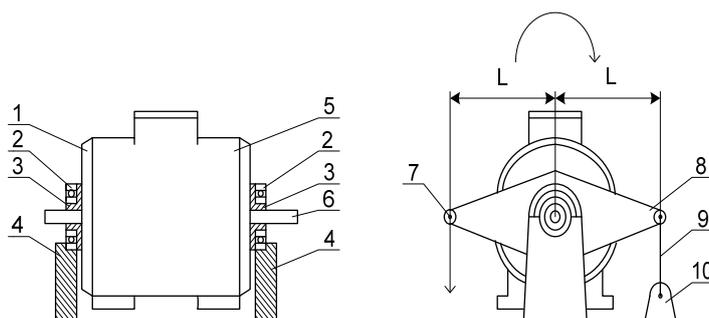


Рис.4. Балансирное исполнение АД
Fig. 4. Balancing performance of IM

Поскольку при работе АД момент на роторе равен моменту на статоре, то статор стремится повернуться на своих подшипниках. Измерение крутящего момента M на приводном валу сводится к измерению силы F , действующей на тензометрический измеритель усилия со стороны статора.

По известной силе F и длине рычага 8 вычисляется реактивный момент статора:

$$M = F \cdot L ,$$

где: L - расстояние между осью вращения статора и шарниром тяги 9 тензоизмерителя 10.

Рычаг 8 выполнен равнобедренным. Второе плечо 7 используется при калибровке измерителя в статическом режиме для подвешивания тарированного груза.

Принцип действия тензоизмерителя силы основан на использовании тензоэффекта в полупроводниках. Упрощенная схема показана на рис.5. Чувствительным элементом служит сапфировая мембрана с кремниевыми тензорезисторами. Она по всей плоскости жестко соединена с металлической мембраной, образуя с ней двухслойную мембрану с жестким центром, переходящим в рычаг. Под действием измеряемой силы мембрана деформируется, вызывая изменение сопротивления тензорезисторов, собранных в мостовую схему. Конструкция тензоизмерителя силы позволяет исследовать знакопеременный закон изменения воздействующего усилия.

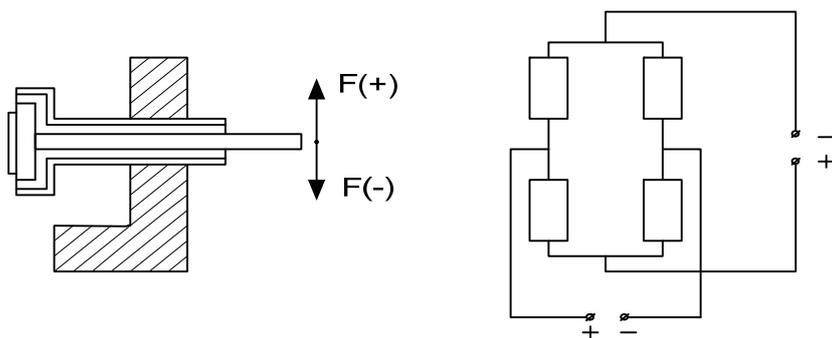


Рис.5. Измеритель момента тензометрический

Fig. 5. Tenzo sensor of force

При соответствующей тарировке и при увеличении коэффициента усиления нормирующего усилителя появляется возможность фиксировать отрицательную величину тормозного момента на статоре.

Порядок проведения натурного эксперимента следующий. Производится запуск АД выходит на номинальную частоту вращения и далее на установившейся режим. Затем отключается напряжение питания и АД переходит в режим самоторможения. При этом с помощью первичных преобразователей и измерительного комплекса производится фиксация разгонно-тормозных графиков момента и частоты вращения и создание файлов типа F:\008 por.

ВЫВОДЫ

1. Предлагаемый программно-аппаратный комплекс позволяет фиксировать экспериментальные разгонно-тормозные кривые моментов и частоты вращения, открывает возможность определять натурные значения движущих моментов, моментов инерции как собственно АД, так и узла “АД-насос” в целом.

2. Рассматривая разгон и самоторможение, определены значения J . Так на этапе разгона для АД мод. АИР63В4У3 среднее значение равно $7.46 \cdot 10^{-4} (н \cdot м)$, а на этапе самоторможения $6 \cdot 10^{-4} (н \cdot м)$, различие значений которых обеспечивает достаточную для практики точность. Следует отметить, что полученные значения J для АД мод. АИР63В4У3 близки к значению J , например, иностранного АД мод. RA71V4 $8 \cdot 10^{-4} (н \cdot м)$.

3. Предлагаемая методика определения J при разгоне и на участке самоторможения может быть использована и для других АД, входящих в состав гидроагрегатов мобильных и технологических машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Насосы объемные гидроприводов. Правила приемки и методы испытаний. ГОСТ 14658-86.-М.: Издательство стандартов, 1987.
2. Машины электрические вращающиеся. Общие методы испытаний. ГОСТ 11828-86.- М.: Издательство стандартов, 1986.
3. Машины электрические вращающиеся. Методы определения потерь и коэффициента полезного действия. ГОСТ 25941-83.- М.: Издательство стандартов, 1984.
4. Определение момента инерции электропривода методом свободного выбега. Методические указания к лабораторной работе / Сост. А.П. Желтоногов, Л.Б. Иванов; Волгоград. гос. техн. ун-т.- Волгоград, 2001.-19с.
5. Егоров А.В., Белогусев В.Н., Дмитриев С.В.: Определение коэффициента полезного действия асинхронных электрических машин с помощью эталонного момента инерции.- Изв. Самарск. науч. Центра РАН,- 2010.- т.12.- N 1(2).- С.349-352.
6. Патент на корисну модель № 46325 (Україна) МПК (2009)F15B9/00. Мехатронний гідроагрегат з гібридним керуванням виконавчим механізмом / Федоренко І.М., Лур'є З.Я., Батлук В.А. Опубл. 10.12.2009, Бюл. № 23.
7. Герман-Галкин С.Г. : Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в Matlab 6.0: Учебное пособие.-СПб: Корона принт, 2007.-315 с.
8. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.– М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
9. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
10. Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др. : Электрогидравлические следящие системы. – М.: Машиностроение, 1971. – 431 с.
11. Лурье З.Я., Лищенко И.Г., Федоренко И.М. Динамические характеристики гидроагрегата с переменной нагрузкой и регулируемым приводящим электродвигателем насосной установки // Промислова гідроліка і пневматика, 2009. – № 3(25). – С.77-83.
12. Дорф Р. К., Бишоп Р. Х. : Современные системы управления / Перевод с английского Б. И. Копылова. – М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2004. – 832 с.
13. Изерман Р. :Цифровые системы управления. – М.: Мир, 1984. – 542 с.
14. Методы классической и современной теории автоматического управления. Синтез регуляторов систем автоматического управления / Под ред. К. А. Пупкова и Н. Д. Егупова. – М.: Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана. – Т. 3, 2004. – 616 с.
15. Гидравлические и пневматические силовые системы управления / Дж. Ф. Блекборн, Г. Ритхоф, Дж. Л. Шерер. Под ред. Дж. Ф. Блекборна: Пер. с англ. – М.: Иностран. лит., 1962. – 614 с.
16. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. – М.: Машиностроение, 1976. – 240 с.
17. Попов Д.Н. : Динамика и регулирование гидросистем. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

-
18. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард и др. под ред. С.А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.
 19. Лурье З., Федоренко И. : Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. 10 – 25.
 20. Тихенко В.Н. : Разработка гидропривода с регулируемым приводным двигателем насосной установки // Промислова гідроліка і пневматика. – 2006, № 1 (11). – С. 84 – 86.

HARDWARE-SOFTWARE SYSTEM TO DETERMINE THE MOMENTS OF INERTIA MECHATRONIC AGGREGATE

Annotation. The article discusses the methodology for determining the moments of inertia of mechatronic hydro oil system and the numerical values obtained by experimental means. These parameters are used in the study of dynamic characteristics and transient.

Key words: mechatronic aggregate, moments of inertia, the method of determining.