

УДК 621.83. 033

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОСЦИЛЛЯЦИИ ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩЕГО ЭЛЕМЕНТА ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ НА ВЕЛИЧИНУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ

Лурье З.Я., д.т.н.,

Андренко П.Н., д.т.н.

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"

Тел. (057) 707-61-28

Аннотация – работа посвящена исследованию влияния параметров осцилляции и характера переходного процесса запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы.

Ключевые слова – осцилляция, переходной процесс, запорно-регулирующий элемент, гидродинамическая сила.

Введение. При расчете и проектировании гидрораспределителей, у которых, как правило, запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ) выполнены в виде прецизионной пары плунжер-гильза, с целью создания усилий необходимых для их перемещения, важно правильно определить силы, действующие на них, в том числе и гидродинамическую. Гидродинамические силы могут быть причиной неустойчивости гидропривода (ГП), снижения точности его регулирования и поэтому требуют правильного учета и определения [1].

Анализ методов расчета гидродинамической силы. Постановка задачи. Трудности, возникающие при расчете гидродинамической силы, объясняются сложностью течения рабочей жидкости (РЖ) в проточной камере гидроаппарата, которые, как правило, имеют сложную форму, а также невозможностью достаточно точно рассчитать закон распределения давления на торцах пояска плунжера. Поэтому, значительное количество работ посвящено экспериментальному определению гидродинамической силы. Так, в статье [2] приведены экспериментальные графические зависимости осевой гидродинамической силы от перемещения ЗРЭ гидрораспределителя, который работает при постоянном расходе. В статье [3] делается попытка определения осевой гидродинамической

силы на основе знания распределения давления на торцах пояска плунжера полученного экспериментальным путем. Но, в этих работах и ряде других не приведены аналитические зависимости, которые бы позволяли включать их в математические модели гидроаппаратов и использовать в практических расчетах. Не учтена форма дросселирующей щели ЗРЭ и его осцилляция.

Установлению влияния конструктивных параметров проточной камеры гидрораспределителя на осевую гидродинамическую силу посвящена статья [1]. В ней исследуется влияние диаметра шейки плунжера на гидродинамическую силу. Приведена эмпирическая зависимость для ее определения от диаметра шейки плунжера. Установлено, что уменьшение диаметра шейки плунжера приводит к увеличению гидродинамической силы и зависит от направления движения РЖ. Однако, приведенная эмпирическая зависимость, не учитывает осцилляцию ЗРЭ, форму дросселирующей щели, и не может быть использованная в математических моделях гидроаппаратов с осцилляцией. Исследование влияния формы дросселирующих кромок ЗРЭ на характеристики гидроаппаратов нашло освещение в ряде работ, например [4].

С использованием струйной теории в статье [5] полученная зависимость для определения осевой гидродинамической силы для гидрораспределителя с острой дросселирующей кромкой

$$F_{\text{зо}}(t) = 2 \mu_{\text{за}} \delta \Delta p_{\text{щ}}(t) \sqrt{\left(x_{\text{зр}}/\delta\right)^2 + 1} \left(\cos\theta_n - \mu_{\text{за}} \theta_n \sqrt{\left(x_{\text{зр}}/\delta\right)^2 + 1}\right) l_{\text{ок}}, \quad (1)$$

где $\mu_{\text{ра}}$ – коэффициент расхода; δ – радиальный зазор; t – время; $\Delta p_{\text{щ}}(t)$ – перепад давления на дросселирующей щели; $x_{\text{зр}}$ – перемещение ЗРЭ; θ_n – угол наклона вектора скорости потока РЖ к оси ЗРЭ; $l_{\text{ок}}$ – длина рабочего окна гидрораспределителя.

Приведенные там же результаты экспериментальных исследований осевой гидродинамической силы, и рассчитанной согласно зависимости (1), показали их расхождение до 20 %. Теоретически установлено, что угол θ_n изменяется в зависимости от перемещения плунжера и от радиального зазора. Однако для расчетов этот угол принимают постоянным и равным 69° .

В большинстве случаев, расчетные зависимости осевой гидродинамической силы, которая действует на ЗРЭ гидрораспределителя, получены из рассмотрения изменения количества движения жидкости протекающей через контрольный объем. В работе [6] приведены уравнения осевой гидродинамической силы, действующей на плунжер четырехщелевого гидрораспределителя при управлении ненагруженным гидравлическим цилиндром и в отличие от формулы (1), учитывают характеристики РЖ

$$F_{\text{гд}}(t) = 2 c_{\text{гд}} x_{\text{зрз}}(t) + k_{\text{ин}} \frac{dx_{\text{зрз}}}{dt}, \quad (2)$$

где $c_{\text{гд}} = \mu_{\text{га}} b_{\text{ок}} (p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}) \cos \theta_{\text{н}}$; $k_{\text{ин}} = \rho (l_3 - l_2) \mu_{\text{га}} b_{\text{ок}} \sqrt{(p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}) / \rho}$; $b_{\text{ок}}$ – суммарная ширина окон гидрораспределителя; $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{сл}}$ – соответственно давление питания и слива; ρ – плотность РЖ; l_3, l_2 – соответственно, расстояния между осью канала питания и выточкою в гильзе гидрораспределителя, осью канала слива и выточкою в гильзе гидрораспределителя.

Анализ уравнения (2), проведенный в работе [6], показывает, что первый член уравнения (2) действует аналогично пружине, которая стремится возвратить плунжер гидрораспределителя в нейтральное положение, а второй член учитывает инерционное действие неустановившегося потока РЖ на плунжер и представляет собой силу жидкостного трения. Причем, при $l_3 - l_2 < 0$ “сила трения”, которая определяется вторым членом уравнения (2), будет иметь знак противоположный знаку силы “гидродинамической пружины”, вследствие чего без учета других демпфирующих факторов колебания плунжера будут расходящимся. В этом заключается эффект “отрицательного” демпфирования плунжера, вызванный неустановившимся движением РЖ в каналах гидрораспределителя. Для устранения этого явления необходимо, чтобы $l_3 \geq l_2$. Однако, зависимость (2) не учитывает параметров осцилляции ЗРЭ, величину угла $\theta_{\text{н}}$ в зависимости от формы дросселирующей щели, переменность коэффициента расхода и параметров РЖ. Таким образом, зависимость (2) для расчета гидродинамической силы на ЗРЭ гидрораспределителя с осцилляцией требует уточнения.

Для повышения точности определения характеристик гидроаппаратов в работе [7] предлагается для расчета коэффициента расхода использовать зависимость, которая, кроме геометрических размеров дросселирующих щелей, учитывает режим течения жидкости

$$\mu_{\text{нга}}(x_{\text{зрз}}(t)) = \mu_{\text{сга}} \sqrt{\text{Re}(t)} / \sqrt{\text{Re}_k + \text{Re}(t)}, \quad (3)$$

где $\mu_{\text{нга}}(x_{\text{зрз}}(t))$ и $\mu_{\text{сга}}$ – соответственно коэффициенты расхода нестационарный и в статическом режиме; $\text{Re}(t)$ – число Рейнольдса; Re_k – коэффициент коррекции.

При расчете гидродинамической силы, величину угла отклонения потока РЖ, которая протекает через дросселирующую щель – $\theta_{\text{н}}$, по результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований, принимают постоянной и равной 69° [3, 5 - 7]. Отметим, что брать угол $\theta_{\text{н}}$ в

расчетах постоянным можно, однако, в действительности он изменяется в определенных границах. В работе [5] приведены данные, относительно изменения этого угла, но только для очень малых перемещений плунжера гидрораспределителя с острой дросселирующей кромкой, соизмеримых с радиальным зазором. Изменение угла θ_n от $x_{зрз}/\delta$, которая, в пределах изменения $x_{зрз}/\delta$ от 0 до 30, аппроксимировано зависимостью [5]

$$\theta_n = 25,191 + 7,297(x_{зрз}/\delta) - 0,401(x_{зрз}/\delta)^2 + 6,84 \times 10^{-3}(x_{зрз}/\delta)^3. \quad (4)$$

При дальнейшем увеличении $x_{зрз}/\delta$, в расчетах принимают $\theta_n \approx 69^\circ$. Для других типов дросселирующих щелей таких зависимостей нет. Отметим, что измерение осевой гидродинамической силы при осцилляции ЗРЭ затруднено, а теоретические работы в этом направлении отсутствуют [8]. Существующие математические зависимости для расчета осевой гидродинамической силы не учитывают параметров осцилляции ЗРЭ, значение угла θ_n , зависящего от формы дросселирующей щели, изменяющиеся во времени параметры РЖ, характер переходного процесса ЗРЭ, что может привести к значительным погрешностям. Таким образом, разработка метода расчета гидродинамической силы на осциллирующем ЗРЭ с учетом факторов, отмеченных выше, является актуальной научной задачей.

Цель статьи. Разработка метода расчета и исследование влияния параметров осцилляции и характера переходного процесса запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы.

Учет параметров рабочей жидкости. Точность моделирования рабочих процессов в ГП зависит от правильного определения параметров РЖ. Как правило, РЖ содержит растворенный и нерастворенный воздух, причем последний существенным образом влияет на ее свойства. Среднее значение газосодержания РЖ в ГП составляет: 0,1-5,0 % [9]. В процессе функционирования ГП в нем происходит подсосывание воздуха и изменение давления, которое приводит к увеличению газосодержания и изменения соотношения между растворенной и нерастворенной фазами. Для расчета модуля объемной упругости РЖ с учетом газосодержания и уровня давления в ГП нами используется приближенная зависимость [7]:

$$E_{см}(t) = E_p \frac{p(t)^2 [V_p^* + V_r^*(p_0/p(t))]}{V_p^* p(t)^2 + V_r^* E_p p_0}, \quad (5)$$

где E_p – модуль объемной упругости РЖ; V_p^* – отношение объема РЖ V_p к суммарному объему $V_\Sigma = V_p + V_r$; V_r^* – объем

нерастворенного воздуха, отнесенный к суммарному объему $V_r^* = V_r / V_\Sigma$; $p(t)$ и p_0 – соответственно текущее и начальное давление в ГП.

Для расчета плотности РЖ с учетом газосодержания и изменения давления в ГП используется зависимость

$$\rho(t) = \rho_{pp0} (1-z) \left\{ 1 + \left[\frac{p(t) - p_0}{E_{см}} \right] \right\} + \rho_{z0} z \left[\frac{p(t)}{p_0} \right], \quad (6)$$

где ρ_{pp0} и ρ_{r0} – соответственно плотность РЖ и газа при давлении p_0 ; z – доля объема жидкостно-газовой смеси (среды), занятой газом, $z = V_r / (V_p + V_r)$.

Метод расчета гидродинамической силы. Он базируется на учете параметров РЖ и угла θ_n , параметров осцилляции ЗРЭ и характера его переходного процесса (рис. 1).

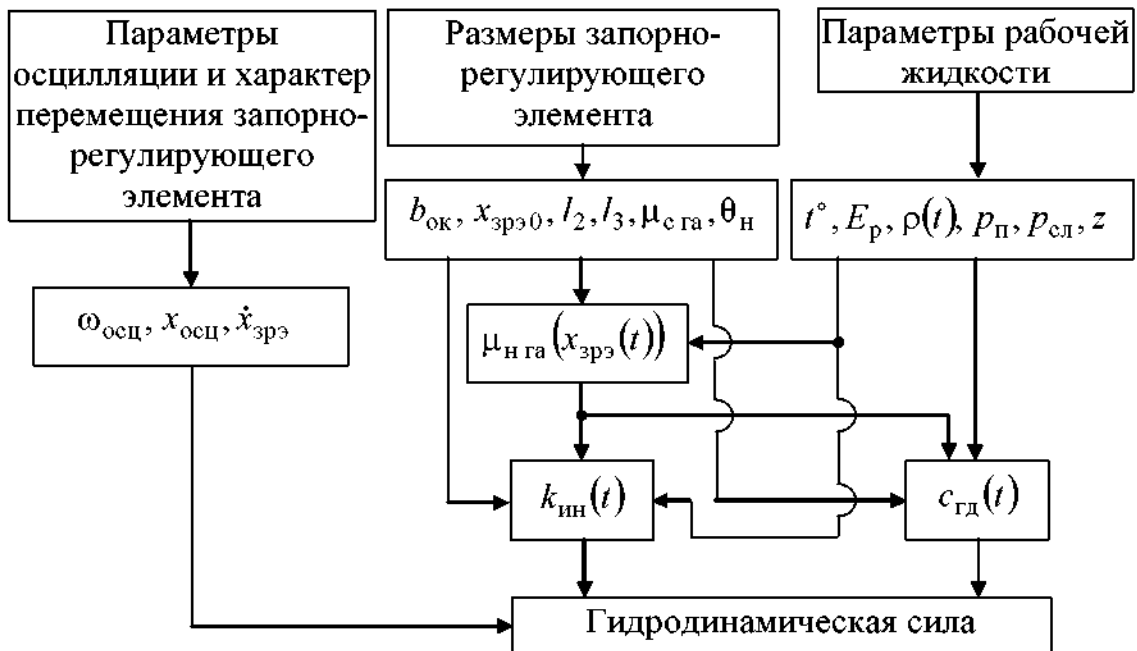


Рис. 1. Схема алгоритма расчета гидродинамической силы

Угол наклона вектора скорости потока РЖ к оси ЗРЭ гидрораспределителя определялся по распределению линий тока в его проточной полости, которые моделировались в пакете прикладных программ FEMLab, в соответствии с методикой разработанной в статье [10]. Использовалась зависимость (2), в которой

$$c_{гд}(t) = \mu_{н га}(x_{зрэ}(t)) b_{ок} (\Delta p_{щ}(t)) \cos \theta_n; \quad (7)$$

$$k_{ин}(t) = \rho(t) (\Delta l) \mu_{н га}(x_{зрэ}(t)) b_{ок} \sqrt{\Delta p_{щ}(t) / \rho(t)},$$

где $\Delta p_{щ}(t)$ – перепад давления на дросселирующей щели гидрораспределителя.

Рассматривался четырехщелевой гидрораспределитель, для случая, когда он управляет не нагруженным гидравлическим цилиндром и перепад давления на его дросселирующих кромках составляет $(p_{\text{п}} - p_{\text{сл}})/2$, а ЗРЭ гидрораспределителя осуществляет осциллирующее гармоническое движение возле среднего положения, которое характеризуется открытием $x_{\text{зрэ}0}$. Мгновенное перемещение ЗРЭ

$$x_{\text{зрэ}}(t) = x_{\text{зрэ}0} + x_{\text{осц}} \cos \varphi, \quad (8)$$

где $\varphi = \omega_{\text{осц}} t$; $x_{\text{осц}}$ и $\omega_{\text{осц}}$ – соответственно амплитуда и частота осцилляции ЗРЭ.

Подставляя (7) (8) в уравнение (2) и раскрывая скобки получаем

$$F_{\text{гд}0}(t) = 2 c_{\text{гд}0} x_{\text{зрэ}0} + 2 c_{\text{гд}0} x_{\text{осц}} \cos(\omega_{\text{осц}} t) - k_{\text{ин}0} x_{\text{осц}} \omega_{\text{осц}} \sin(\omega_{\text{осц}} t). \quad (9)$$

Зависимость (9) позволила уточнить физическую модель гидродинамической силы на осциллирующем ЗРЭ гидрораспределителя. Она обусловлена действием на ЗРЭ трех составляющих: силой, действие которой аналогична действию пружины, обусловленной смещением ЗРЭ, от своего нейтрального положения, которая приводит к снижению давления РЖ в окрестностях входа в щель при ее движении в проточной части гидрораспределителя, и которая стремится вернуть ЗРЭ в нейтральное положение; переменной во времени силы, действие которой аналогично действию пружины, обусловленной осцилляцией ЗРЭ, которая приводит к пульсации давления РЖ в окрестностях входа в щель, и которая старается препятствовать его осцилляции; переменной во времени силы, действие которой эквивалентно силе жидкостного трения, которая учитывает инерционное действие неустановившегося потока РЖ, обусловленного осцилляцией ЗРЭ, что приводит к пульсации давления РЖ на выходе гидрораспределителя. Заметим, что третья составляющая осевой гидродинамической силы, которая учитывает инерционное действие неустановившегося потока РЖ, обусловленного осцилляцией ЗРЭ, в зависимости от геометрических параметров гидрораспределителя и перепада давления на его дросселирующей щели может изменять свой знак на противоположный. Это может привести к тому, что колебание ЗРЭ будет неустойчивым.

Расчетные исследования. При функционировании гидрораспределителя в ГП переходные процессы в нем возникают за счет изменения сигнала управления. После окончания переходных процессов скорость его ЗРЭ, без учета осцилляции, $\dot{x}_{\text{зрэ}} = 0$, а $x_{\text{зрэ}}$ принимает значение $x_{\text{зрэ}0}$, при котором силы, которые действуют на него уравновешены и на его выходе устанавливается перепад

давления $\Delta p_{ш0}$. Величина $\Delta p_{ш0}$ в установившемся режиме соответствует нагрузке на гидродвигателе, который трансформируется расходом $q_{наг}(t)$. Для получения единственного решения приняты следующие начальные условия: $x_{зрз}(0) = 0$, $\dot{x}_{зрз}(0) = 0$, $x_{осц}(0) = x_{осц}$ и $\omega_{осц}(0) = \omega_{осц}$. Перепад давления $\Delta p_{ш0} = 7,0$ МПа, а пульсации давления $\Delta p_{ш}(t)$ формируются согласно полусинусоидальному закону с частотой $f = 200$ Гц и амплитудой $0,3$ МПа. Задавали траекторию изменения $x_{зрз}(t)$, при принятых начальных условиях, получаем графики изменения гидродинамической силы. В качестве желаемой траектории $x_{зрз}(t)$ (на основании опыта в машиностроении) принята экспонента с постоянной времени T .

С помощью пакета прикладных программ Mathcad проведено имитационное моделирование гидродинамической силы на ЗРЭ гидрораспределителя при следующих данных: размеры гидрораспределителя – $b_{ок} = 1,1$ мм; $\Delta l = 13,2$ мм; $x_{зрз\max} = 1,0$ мм; $\theta_n = 69^0$; $\mu_{сга} = 0,7$; параметры рабочей жидкости – $\rho_p = 900$ кг/м³; $E_p = 1,35 \cdot 10^3$ МПа; $\nu_t = 28$ мм²/с; газосодержание $3,0\%$; максимальное значение расхода через гидрораспределитель – $q_{\max} = 301,6$ см³/с.

Для оценки близости гидродинамической силы при переходных процессах и в установившемся режиме на ЗРЭ гидрораспределителя с осцилляцией и без нее использовалась относительная интегральная оценка

$$J_{F_{гд}} = \frac{\int_0^{t_p} |F_{гдо}(t) - F_{гд}(t)| dt}{\int_0^{t_p} F_{гдо}(t) dt} 100\%, \quad (10)$$

где $F_{гд}(t)$ и $F_{гдо}(t)$ – соответственно гидродинамические силы на ЗРЭ гидрораспределителя с осцилляцией и без нее; t_p – время переходного процесса.

Оценка (10) характеризует отношение значений разных площадей под кривыми $F_{гдо}(t)$ и $F_{гд}(t)$ к площади под кривой $F_{гдо}(t)$ за время переходного процесса t_p . Анализ литературных источников позволил установить, что t_p для гидрораспределителей с осцилляцией находится в пределах от $0,01$ с до $1,5$ с. При задании траектории изменения $x_{зрз}(t)$ и параметров осцилляции ЗРЭ получены графики изменения во времени гидродинамической силы, некоторые из которых показаны на рис. 2. Рассчитанные относительные

интегральные оценки показаны в табл. 1, где через черту приведены значения при переходном процессе и в установившемся режиме.

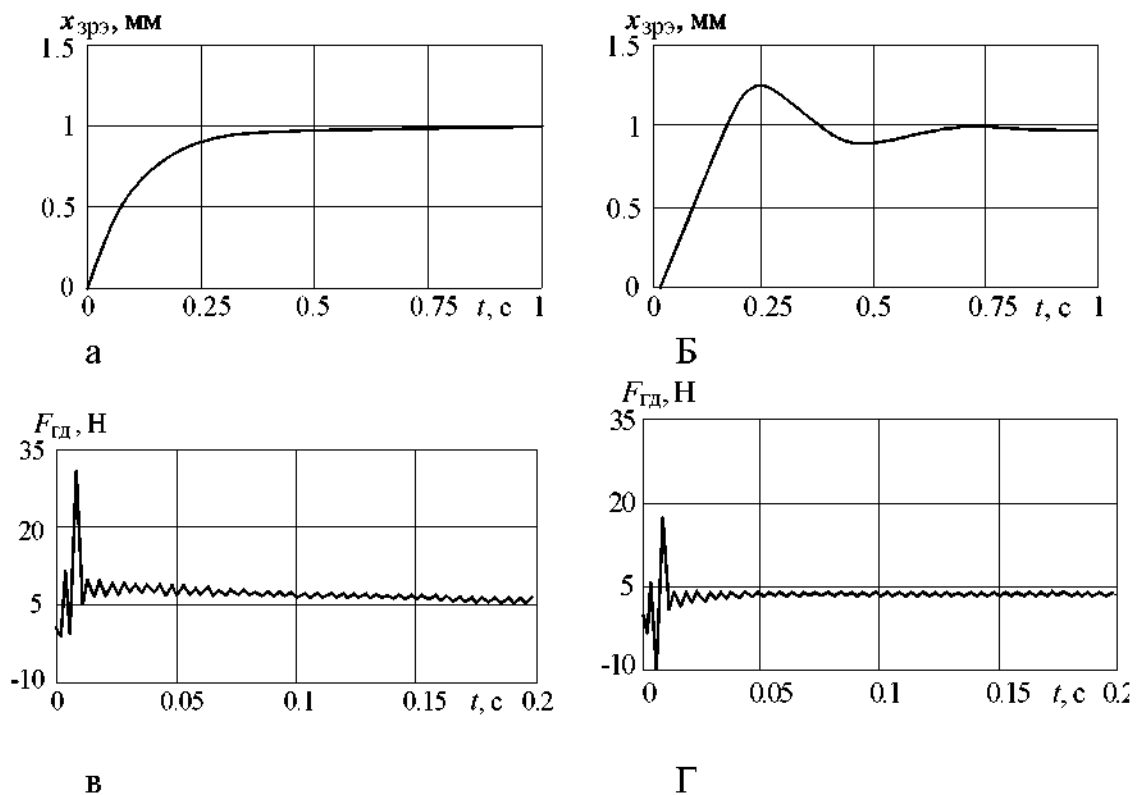


Рис. 2. Графики изменения во времени при $x_{осц} = 0,05$ мм; $\omega_{осц} = 200$ 1/с: а, б – $x_{зрэ}(t)$; в, г – гидродинамической силы; а, в – по экспоненте; б, г – колебательное

Таблица 1

Результаты расчета относительной интегральной оценки гидродинамической силы

Параметры осцилляции		Перемещение ЗРЭ			
$x_{осц}$, мм	$\omega_{осц}$, 1/с	По экспоненте			Колебательное
		$t_p = 0,4$ с	$t_p = 0,65$ с	$t_p = 1,0$ с	$t_p = 1,0$ с
0,01	200	2,511/ 0,321	2,528/ 0,353	2,916/ 0,385	2,611/ 0,363
0,03	200	7,714/ 1,038	7,56/ 1,05	8,774/ 1,119	7,876/ 1,073
0,05	200	12,651/1,754	12,752/ 1,75	14,62/ 1,855	13,041/ 1,788
0,05	300	12,393/1,832	13,165/1,834	15,031/ 1,92	13,492/ 1,872
0,05	400	12,929/1,835	13,313/1,842	15,151/1,935	13,63/ 1,879

Проведенные расчетные исследования позволили установить следующее:

- наличие в РЖ до 5 % нерастворенного воздуха практически не влияет на величину гидродинамической силы, погрешность расчетов не превышает 1% и ее плотность можно принимать постоянной и равной среднему значению;

- наибольшее отличие в значениях гидродинамической силы, рассчитанной с учетом осцилляции и без нее, наблюдается при переходном процессе ЗРЭ, в независимости от его характера. При этом ее значения существенным образом зависят от амплитуды осцилляции, увеличиваясь с увеличением последней;

- погрешность от пренебрежения параметрами осцилляции ЗРЭ при расчете гидродинамической силы в установившемся режиме не превысит 2 %;

- время регулирования гидродинамической силы при переходном процессе на порядок меньше времени регулирования перемещения ЗРЭ.

Полученные численные значения гидродинамической силы в установившемся режиме совпадают с данными, приведенными в работе [8], что подтверждает достоверность полученных результатов.

Выводы. Разработан метод расчета гидродинамической силы на осциллирующем ЗРЭ гидрораспределителя, который в отличие от известных учитывает изменяющиеся параметры РЖ, нестационарные гидродинамические процессы, параметры осцилляции, что повышает точность расчета. Уточнена физическая модель гидродинамической силы. Впервые установлено влияние характера переходного процесса и параметров осцилляции ЗРЭ гидрораспределителя на величину гидродинамической силы.

Литература

1. *Максунова Е.В.* Влияние геометрических размеров проточной части золотника на величину осевой гидродинамической силы / *Е.В. Максунова, Н.С. Смольникова* // Прочностные и гидравлические характеристики машин и конструкций. – 1975. – №167. – С. 96 – 99.
2. *Хаймович Е.М.* Экспериментальное определение осевой гидродинамической силы на золотниках работающих в режиме постоянного расхода / *Е.М. Хаймович, В.В. Чкалов* // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 5 – 9.
3. *Lugowski J.* Pohogzenie sily hydrodynamicznej w hydraulicznym zaworze suwakowym / *J. Lugowski* // Napendy i sterowanie hydrauliczne'93: konferencja naukowo-techniczna. 1993 р. – Wrocław, 1993. – S. 49 – 53.
4. *Блекборн Дж.Ф.* 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.
5. *Захаров Ю.Е.* Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках гидравлических

сервомеханизмов / Ю.Е. Захаров, В.Н. Баранов, И.Я. Шамло // Станки и инструменты. – 1962. – № 3. – С. 16 – 21.

6. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: [учебник для вузов] / Д.Н. Попов // М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

7. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков // М.: Машиностроение, 1990. – 272 с.

8. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башты, И.З. Зайченко, В.В. Ермаков и др.; Под ред. Т.М. Башты. // М.: Машиностроение, 1968. – 628 с.

9. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем: Обзор / В.А. Рокшевский, В.В. Татьков, Г.Ф. Ливада и др. // М.: НИИмаш, 1981. – 58 с.

10. Андренко П.М. Визначення кута нахилу вектора швидкості потоку, для розрахунку гідродинамічної сили на запорно-регулюючого елементу гідроапарата / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2005. – № 4/2(16). – С. 60 – 63.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ОСЦИЛЯЦІЇ ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧОГО ЕЛЕМЕНТУ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА НА ВЕЛИЧИНУ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ СИЛИ

Лур'є З.Я., Андренко П.М.

Анотація – робота присвячена дослідженню впливу параметрів осциляції та характеру перехідного процесу запірно-регулюючого елементу гідророзподільника на величину гідродинамічної сили.

INFLUENCE OF PARAMETERS OF OSCILLATION OF PLUG-FORMING-REGULATIVE ELEMENT OF HYDRODISTRIBUTOR ON SIZE OF HYDRODYNAMIC FORCE

Z. Lurie, P. Andrenko

Summary

Work is devoted research of influence of parameters of oscillation and character of transient of plug-forming-regulative element of hydrodistributor on the size of hydrodynamic force.