Компьютерное исследование и расчёт гидродинамических нагрузок на золотник

10, октябрь 2012

DOI: 10.7463/1112.0491484

Салман М. И., Попов Д. Н.

УДК 62-522

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

Salman.73@mail.ru

Введение

При проектировании гидравлических регуляторов и элементов следящих гидроприводов с золотниковыми устройствами важно правильно определять силы, необходимые для того, чтобы перемещать золотник. Эти силы складываются из трех составляющих: силы, преодолевающей инерцию золотника, силы трения, действующей на поверхности золотника, и, наконец, осевой силы, возникающей при обтекании золотника потоком рабочей жидкости (РЖ). Последняя сила (гидродинамическая) может быть наибольшей из трех названных. [1]

Трудности, в вычислении силы трения и осевой гидродинамической силы, вызваны сложностью течения РЖ в каналах золотникового распределителя, которые, как правило, имеют сложную форму, что не позволяет аналитически найти распределение давления на торцах поясков золотника. В связи с этим осевые гидродинамические силы, действующие на золотник, обычно рассчитывают, используя плоскую модель золотника и уравнения импульсов, записанные для потока РЖ, обтекающей пояски в золотника [2]. Современное компьютерное обеспечение решений задач гидродинамики делают возможным дальнейшее развитие методов расчета золотниковых распределителей, рассматривая в них пространственные течения РЖ.

В данной статье с помощью метода конечных элементов (МКЭ) определены гидродинамические силы, действующие на цилиндрический золотник, применяемый в электрогидравлическом усилителе с двумя ступенями усилением (ЭГУ). В таких ЭГУ предлагается исключить первую ступень усилителя, применив пропорциональное

управление золотником непосредственной от электромеханического преобразователя (ЭМП). Для этого случая построены 3D модели золотникового распределителя (рис. 1), а также получены модели потока РЖ (рис. 2), при отсутствии облитерации зазоров между золотником и втулкой [2].

Предварительно был сделан выбор размеров элементов гидропривода и вычислены указанные ниже исходные данные для расчета гидродинамической нагрузки на золотник с пропорциональным управлением при помощи ЭМП [3].

Наружный диаметр золотника $d_3 = 6$ мм, диаметр шейки золотника $d_{шз} = 4$ мм, расстоянии между поясками $L = 14$ мм; , $L_1 = L_2 = 7$ мм, давление подводимой РЖ $P_{п} = 25$ Мпа, давления на сливе РЖ из золотника $P_{сл} = 0.5$ Мпа, РЖ масло АМГ-10 [4], коэффициент расхода золотника $\mu_3 = 0,72$.

Максимальное смещение золотника $x_{з, max} = 0,6$ мм

Ширина окна в гильзе $\delta = 1,6$ мм, число окон в гильзе 4, каждый поясок золотника имеет положительные перекрытия 20 мкм.

Максимальный расхода РЖ $Q_3 = 4,9 \times 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \approx 29 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$

Затем в 3D была представлена модель золотника вместе с гильзой (рис. 1) и построены модели потока РЖ, подводимым в центре и по краям золотникового распределителя (рис. 2)

Рис. 1. 3D модели и продольные разрезы золотников с подводом РЖ в центре золотника (а) и по краям золотника (б)

(а)

(б)

Рис. 2. 3D модели распределения потока РЖ в полостях золотника при подводе РЖ в центре золотника «а» и по краям золотника «б»

Расчётная сетка 3D модели потока РЖ для каждой полости золотника содержит 132538 элементов и 27125 узлов, (рис. 3).

Рис. 3. 3D модель расчётной сетки распределения РЖ

После расчета гидродинамических осевых и радиальных сил, действующих на золотник, для каждой полости при нескольких смещениях золотника построены графики, представленные на рисунке 4 (а). Эти графики показывают зависимости радиальных(Y.Z) и осевых(X) сил, возникающих в каждой полости от смещения золотника диаметром 6 мм, при отсутствии разности давлений в выходных каналах золотникового распределителя. При разности давлений равных $\frac{2}{3} (P_{\text{п}} - P_{\text{сл}})$ в выходных каналах золотникового распределителя, указанные зависимости радиальных(Y.Z) и осевых(X) сил от смещения золотника даны на рисунке 4 (б). Суммарная гидродинамическая сила, приложенная к золотнику получена сложением сил, действующих на золотник в полостях 1 и 2 (рис 7)

Рис. 4. Графики зависимостей проекций радиальных(Y.Z) и осевых(X) сил от смещения золотника при отсутствии разности давлений в выходных каналах золотникового распределителя - (а) и при $\frac{2}{3} (P_n - P_{сл})$ разности давлений в выходных каналах золотникового распределителя - (б)

С помощью МКЭ было определено распределение давлений на поверхности золотника диаметром 6 мм в полости-1 и в полости-2, показано на рис. 5 [5]. Кроме того, получено распределение осевых гидродинамических сил, действующих на золотник в полости-1 и в полости-2 при смещении золотника на максимальное значение, равное 0,6 мм (рис. 6). Вследствие увеличения скоростей движения среды в области открытых окон, давление около кромок поясков будет пониженным по сравнению с давлением, действующим на центральную часть этих поясков и на всю торцовую поверхность противоположных поясков и возникает отрицательные значения давлений и осевых гидродинамических сил на кромки поясков близки окон щели.

Рис. 5. Распределение давления на поверхности золотника в полостях 1 и 2 при смещении золотника 0,6 мм

Рис. 6. Распределение осевых гидродинамических сил, действующих на золотник в полостях 1 и 2, при смещении золотника 0,6 мм

Для сравнения значений гидродинамических сил, вычисленных с помощью МКЭ и аналитическим методом [2], построены графики, приведенные на рисунке 7.

Рис. 7. Графики гидродинамических сил, полученных с помощью МКЭ и аналитическим методом, $d_3 = 6 \text{ мм}$

Верификация расчёта гидродинамических сил с помощью МКЭ выполнена по результатам экспериментов, опубликованных в работе [6]. Графики расчетных и экспериментальных гидродинамических сил приведены на рисунке 8.

Рис. 8. Сравнение значений гидродинамической осевой силы, вычислены по МКЭ и экспериментальные данные для золотника $d_3 = 42,5$ мм [6]

На рис. 9. представлены виды потоков РЖ в полостях золотника $d_3 = 42,5$ мм при управлении течением на входе и на выходе распределителя, полученным с помощью МКЭ. Вид потоков аналогичен потокам, приведенным в работе [6].

Рис. 9. Виды потоков РЖ в полостях золотника при управлении течением на выходе (а) и на входе (б) распределителя (1-золотник. 2-гильза)

Для исследования влияния условий эксплуатации золотникового распределителя, вычислены значения осевой гидродинамической силы, действующей на золотник диаметрам $d_3 = 6 \text{ мм}$, при разных температурах РЖ. В результате компьютерного моделирования, получены значения осевых гидродинамических сил при температурах - 40 °С. и +50 °С (рис. 10).

Графики показывают, что при низких температурах, гидродинамическая сила уменьшается на 87 % по сравнению с гидродинамической силой при температуры +50 °С.

Рис. 10. Гидродинамические осевые силы, действующие на золотник $d_3 = 6$ мм при температурах РЖ : +50 °C и -40 °C; $p_1 = p_2$

Закключение и выводы

- Результаты компьютерного моделирования и аналитического расчета различаются не более, чем на 2 % при смещении золотника 0,6 мм.
- Расхождение результатов компьютерного моделирования и экспериментальных данных не превышает 5 %.
- Температура РЖ существенно влияет на осевую гидродинамическую силу.

Список литературы

1. Литвин-Седой М.З. Гидравлический привод в системах автоматики. М.: Машгиз, 1956. 312 с.
2. Попов Д.Н. О силах сопротивления, возникающих в золотниковых устройствах // Вестник машиностроения. 1958. № 2. С. 26-28.
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
4. Шадрина Е.М., Волкова Г.В. Определение теплофизических свойств газов, жидкостей и водных растворов веществ. Иваново: Иван. гос. хим.-технол. ун-т., 2009. 80 с.
5. Целищева К. А. Исследование течения жидкости в проточной части рулевого привода летательного аппарата // Всероссийская научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика»: сб. докл. М.: Издательский дом МЭИ, 2010. С. 237-241.
6. Смелъницкий С.Г., Калашников А.А., Миндрин В.И. Исследование гидродинамических усилий на золотниках систем регулирования // Теплоэнергетика. 1972. Вып. 1. С. 68 -72.

Computer study and calculation of hydrodynamic loads on the valve

10, October 2012

DOI: 10.7463/1112.0491484

Salman M.I., Popov D.N.

Russia, Bauman Moscow State Technical University

Salman.73@mail.ru

The authors provide results of computer studies and calculations of hydrodynamic forces influencing the valve. With the use of FEM they determined pressure distribution on the surface of the valve which had the diameter of 6 mm in cavities 1 and 2. Moreover, the authors obtained distribution of axial hydrodynamic forces influencing the valve in the cavity 1 and cavity 2 with the valve shift to a maximum value of 0.6 mm; and they build graphs to compare the values of the hydrodynamic forces calculated by FEM and analytical method. The calculation results are confirmed by experimental data previously published by other authors. With the help of the developed methods the authors determined the effect of changing the temperature of the working fluid (oil) in the range from -40 ° C to +50 ° C of hydrodynamic forces.

Publications with keywords:[account](#), [spool](#), [study computer](#), [hydrodynamic force](#)**Publications with words:**[account](#), [spool](#), [study computer](#), [hydrodynamic force](#)

References

1. Litvin-Sedoi M.Z. *Gidravlicheskiy privod v sistemakh avtomatiki* [Hydraulic drive in automation systems]. Moscow, Mashgiz, 1956. 312 p.
2. Popov D.N. O silakh soprotivleniia, voznikaiushchikh v zolotnikovykh ustroistvakh [The forces of resistance arising in spool valve devices]. *Vestnik mashinostroeniia* [Herald of Mechanical Engineering], 1958, no. 2, pp. 26-28.
3. Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and regulation of hydro - and pneumatic systems]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 464 p.
4. Shadrina E.M., Volkova G.V. *Opredelenie teplofizicheskikh svoistv gazov, zhidkosti i vodnykh rastvorov veshchestv* [Determination of thermophysical properties of gases, liquids, and aqueous solutions of substances]. Ivanovo, Ivanovo State University of Chemistry and Technology Publ., 2009. 80 p.

5. Tselishcheva K. A. Issledovanie techeniia zhidkosti v protochnoi chasti rulevogo privoda letatel'nogo apparata [Investigation of fluid flow in flowing part of the steering gear of the aircraft]. *Vserossiiskaia nauchno-tekhnicheskaiia konferentsiia studentov i aspirantov «Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika»: sb. dokl.* [All-Russian scientific-technical conference of students and post-graduate students «Hydraulic machines, hydraulic drives and hydro pneumatic automation»: collection of papers]. Moscow, MEI Publishing House, 2010. pp. 237-241.
6. Smel'nitskii S.G., Kalashnikov A.A., Mindrin V.I. Issledovanie gidrodinamicheskikh usilii na zolotnikakh sistem regulirovaniia [Investigation of hydrodynamic efforts on the spool valve of systems of regulation]. *Teploenergetika* [Thermal Engineering], 1972, no. 1, pp. 68 -72.