

АБРАМОВА Иванна Андреевна, кандидат педагогических наук, заведующая кафедрой «Техническая механика» Омского автобронетанкового инженерного института (ОАБИИ).

ЗАКЕРНИЧНАЯ Наталья Викторовна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика» ОАБИИ.

SPIN-код: 5537-9931

AuthorID (РИНЦ): 324494

Адрес для переписки: syrkinvv@mail.ru

Для цитирования

Сыркин В. В., Абрамова И. А., Закерничная Н. В. Расчет погрешностей при делении потоков в регуляторах с эластичным регулирующим элементом при переменных нагрузках // Омский научный вестник. 2018. № 6 (162). С. 9–12. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-162-9-12.

Статья поступила в редакцию 15.10.2018 г.

© В. В. Сыркин, И. А. Абрамова, Н. В. Закерничная

УДК 621.83.069

DOI: 10.25206/1813-8225-2018-162-12-14

В. В. СЫРКИН
И. Н. КВАСОВ
Ю. Ф. ГАЛУЗА
О. С. ДЮНДИК

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДЕЛИТЕЛЕЙ ПОТОКА С ЭЛАСТИЧНЫМ РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ

Рассматривается методика расчета делителя потока с эластичным регулирующим элементом, который по отношению к существующим конструкциям обладает компактностью конструкции и повышенной надежностью. Введение регулирующего органа в виде эластичного элемента позволяет эффективно компенсировать погрешности деления потока, возникающие в результате действия гидродинамических сил.

Ключевые слова: делитель потока, синхронизация, эластичный регулирующий элемент, давление, расход жидкости, ошибка деления потока жидкости.

Синхронизация исполнительных органов технологических машин с гидроприводом, как правило, осуществляется делителями потока той или иной конструкции [1–6].

Предлагается новая конструкция делителя потока жидкости [7], в которой в качестве регулирующего органа используется эластичный элемент в виде тора (кольцо с круглым поперечным сечением).

Делитель предлагаемой конструкции (рис. 1) автоматически обеспечивает равенство перепада давления в рабочих полостях, т. е. равенство скоростей перемещения исполнительных органов технологической машины с той или иной степенью точности.

Относительная ошибка деления потока определяется отношением разности расходов жидкости в магистралях гидродвигателей к половине подводимого к делителю потока жидкости [8]

$$A = \frac{2\Delta Q}{Q} 100,$$

где A — относительная ошибка деления потока в %; ΔQ — разность расходов в магистралях гидродвигателя; Q — расход подводимого к делителю потока.

Учитывая, что $Q = Q_1 + Q_2$, получим

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2 (Q_1 > Q_2),$$

$$\Delta Q = Q_2 - Q_1 (Q_2 > Q_2),$$

где Q_1 и Q_2 — расходы, подводимые к соответствующим магистралям.

Расчет погрешности деления потока производится следующим образом [8]. Регулирующий орган в виде эластичного кольца круглого поперечного сечения приходит в движение, когда перепад давления преодолевает силу трения

$$N > \Delta p F,$$

где N — сила трения в сопряжении регулирующего органа-корпус делителя потока; Δp — перепад давления, соответствующий силе трения; F — эффективная площадь регулирующего органа 5,

$$\Delta p = \Delta p_{gp},$$

где Δp_{gp} — перепад давления на дросселях 1 и 2.

Известно, что

$$Q_1 = C_{gp} f_{gp} - \sqrt{\Delta p_{gp}},$$

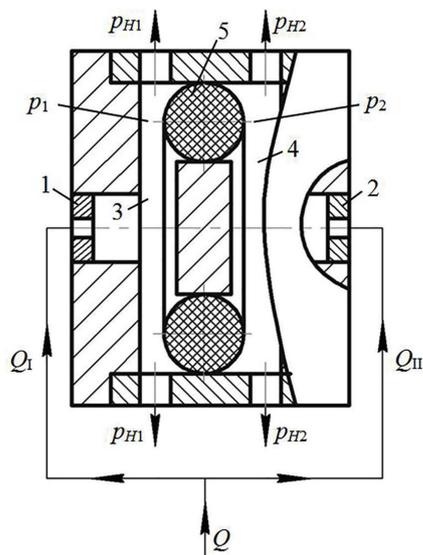


Рис. 1. Расчетная схема делителя потока с регулирующим органом (РО) из эластомера:
1, 2 — постоянные дроссели на входе полостей 3 и 4 соответственно; 5 — регулирующий орган (РО);
 Q, Q_1, Q_2 — расходы общей и в полостях 3 и 4 соответственно; $p_{Н1}, p_{Н2}$ — давления на выходе делителя из полостей 3 и 4 соответственно

где Q_1 — расход через постоянный дроссель 1; C_{gp} — приведенный коэффициент расхода; f_{gp} — площадь проходного сечения дросселя.

$$C_{gp} = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

где μ — коэффициент расхода; ρ — плотность рабочей жидкости.

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{C_{gp}^2 f_{gp}^2 \Delta p_{gp}}{Q^2}, \text{ тогда}$$

$$A = \frac{2\Delta Q}{Q} = \frac{2C_{gp}^2 f_{gp}^2 \Delta p_{gp}}{Q^2},$$

откуда следует: ошибка деления потока возрастает с увеличением квадрата площади сечения дросселя и уменьшается при увеличении расхода через делитель потока, но возрастает с увеличением силы трения в сопряжении регулирующей орган 5-корпус делителя.

При уточненных расчетах погрешности делителя потока следует учитывать и другие факторы, влияющие на их погрешность [8–10].

Рассогласование движений исполнительных органов гидродвигателей, питаемых от делителей потоков при неравных нагрузках, определяется следующим образом:

$$\Delta l = l \frac{\xi}{1 + \xi} + \Delta l_{сж} \pm \Delta l_p \pm \Delta l_y, \quad (1)$$

где ξ — относительная погрешность деления потока.

$$\xi = (Q_b - Q_m) / Q_m,$$

где Q_b — большой расход; Q_m — меньший расход; $\Delta l_{сж}$ — рассогласование ходов исполнительных ор-

ганов из-за сжатия рабочей жидкости; Δl_p — то же, обусловленное разностью площадей исполнительных органов; Δl_y — то же, из-за утечек жидкости; l — рабочий ход исполнительных органов.

Основную часть разности ходов составляет первый член правой части уравнения (1), зависящий от погрешности деления потока, поэтому значениями $\Delta l_{сж}$, Δl_p , Δl_y — можно пренебречь.

Относительная погрешность деления потока

$$\xi = m \frac{\Delta p}{\Delta p_n} + |\xi_y|,$$

где m — коэффициент конструкции входных дросселей делителя потока; Δp — нечувствительность действия регулирующего органа; Δp_n — перепад давления в делителе при равных нагрузках в ветвях; ξ_y — относительная погрешность деления потока вследствие утечек жидкости в делителе.

Повышение перепада давления может привести к нагреву рабочей жидкости, поэтому снижение погрешности можно достичь, снижая и компенсируя влияние параметров Δp и ξ_y .

Уравнение расхода жидкости в менее нагруженной ветви делителя (ветвь II) без учета гидродинамических сил потоков жидкости представляется

$$Q_{II} = Q + Q_y,$$

где Q_{II} — расход жидкости в ветви II; Q — расход жидкости в рабочем окне; Q_y — утечки жидкости в зазоре.

Разность расходов в ветвях I и II

$$\Delta Q = Q + Q_y - Q_1.$$

Установлено [8], что при малых зазорах расход жидкости в менее нагруженной ветви вследствие действия осевой составляющей реактивных сил в жидкости меньше, чем в более нагруженной. В гидросистемах с постоянным давлением расход в более нагруженной ветви при постоянной нагрузке практически не меняется, а разность в ветвях возникает в результате уменьшения расхода в менее нагруженной ветви.

Нечувствительность действия регулирующего органа определяется следующим образом:

$$\Delta p = \frac{\mu \sqrt{2/\rho} \sqrt{\Delta p_n Q \cos \theta}}{F} + |p_{mp}|, \quad (2)$$

где μ — коэффициент расхода ($\mu \sim 0,66$); ρ — плотность жидкости; Δp_n — перепад давлений в напорной полости исполнительного органа; Q — расход жидкости в ветви; θ — угол наклона струи жидкости, вытекающей через рабочее окно, к оси регулирующего органа; F — эффективная площадь регулирующего органа; p_{mp} — отношение силы трения в месте контакта регулирующего органа и корпуса делителя к площади F .

Числитель первого члена выражения (2) является осевой составляющей гидродинамических сил жидкости, вытекающей из рабочих окон.

Изменение действия силы трения $T = p_{mp} F$ при изменении направления перемещения регулирующего органа делителя график нечувствительности делителя (рис. 2) от действия гидродинамических реактивных сил имеет гистерезисную петлю а б г в.

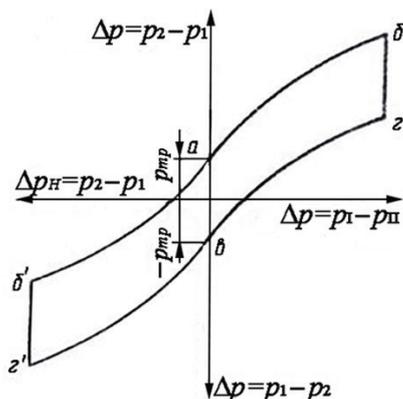


Рис. 2. График нечувствительности действия регулирующего органа делителя потока

При дросселировании жидкости в другом рабочем окне возникает гистерезисная петля в γ' δ' а, если $\Delta p_H = p_{II} - p_I = \text{var}$, $p_{mp} = \text{const}$.

Если принять расход в более нагруженной ветви I $Q_I = \text{const}$, $Q_y = 0$, то расход жидкости в менее нагруженной ветви $Q_{II} = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p - p_{II}}}$, где f — площадь проходного сечения входного дросселя; p — давление на входе делителя ($p = \text{const}$); p_{II} — давление в менее нагруженной ветви.

Учитывая, что $p_{II} = \Delta p + p_I$, получим

$$Q_{II} = -\frac{\beta f^2 \sqrt{\Delta p_H}}{2} \pm \sqrt{\frac{\beta^2 \Delta p_H f^4}{4} + K^2 f^2 (p_0 - p_I - |p_{mp}|)} \quad (3)$$

где $\beta = 2\mu^2 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \text{const} \theta / F$; $K = \mu^2 2 / \rho$.

Анализ результатов расчета показывает, что если расходы в рабочем окне суммировать с утечками в жидкости, то разность расходов в ветвях I и II уменьшится. Поэтому целесообразно зазоры между регулирующим органом и стенкой корпуса выбирать из условия компенсации погрешностей деления потока, возникающих в результате действия гидродинамических сил. Точность деления потока увеличится при повышении надежности делителя потока.

Гарантированные утечки рабочей жидкости при получении перепада давления в ветвях I и II могут быть обеспечены с помощью дополнительных дросселей, которые ликвидируют рассогласование положений исполнительных органов в конце их хода.

Необходимо отметить, что данный метод компенсации погрешностей деления потока наиболее эффективен при поддержании постоянной температуры рабочей жидкости, от которой в значительной степени зависит вязкость этой жидкости.

Библиографический список

1. Yao C., Li T., Zhang, H. [et al.]. Study on the characters of control valve ammonia injection in selective catalytic reduction //

IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2017. Vol. 81, no. 1. 012169. P. 1–6. DOI:10.1088/1755-1315/81/1/012169.

2. Li Z., Zhang X., Guo K. [et al.]. A novel squeeze mode based magnetorheologicag valve: design, test and evaluation // Smart Materials and Structures. 2016. Vol. 25, no. 12. 127003. DOI: 10.1088/0964-1726/25/12/127003.

3. Mehrer M., Winston K. A method of determining a fault within a flow divider. EUR patent 0319030 A1; filed Aug. 9th, 2013; published Dec. 9th, 2015.

4. Nguyen K., Anderson T. Merchandiser with airflow divider. US patent 2952719 A1; filed June 9th, 2013; published Dec. 5th, 2013.

5. Пат. 170137 Российская Федерация, МПК F 04 B 1/26, МПК F 15 B 11/22. Аксиальный делитель потока жидкости / Мулюкин В. Л., Карелин Д. Л., Белоусов А. М. № 2016134804; заявл. 25.08.16; опубл. 14.04.17, Бюл. № 11.

6. Пат. 2580912 Российская Федерация, МПК G 05 D 11/02. Струйно-кавитационный делитель потока жидкости / Константинов С. Ю., Целищев В. А., Целищев Д. В. № 2014148904/28; заявл. 03.12.14; опубл. 10.04.18, Бюл. № 10.

7. А. с. СССР 653433, МПК A15 B13/042. Делительный клапан / Немировский И. А., Сыркин В. В., Петров В. Б. [и др.]. № 2479228; заявл. 21.04.77; опубл. 25.03.79, Бюл. № 11.

8. Сыркин В. В., Саввантиди Т. И. Гидравлические регуляторы с управляющими элементами из эластомеров // Привод и управление. 2001. № 4. С. 14–17.

9. Антоненко В. И., Моделирование системы гидромеханического привода рабочего органа мобильной технологической машины // Вестник ДГТУ. 2014. № 4 (79). С. 158–165. DOI: 10.12737/6895.

10. Темирканов А. Р., Рыбак А. Т. Анализ статических характеристик делителя потока непрямого регулирования // Вестник ДГТУ. 2014. № 4 (79). С. 176–185. DOI: 10.12737/6907.

СЫРКИН Владимир Васильевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 6713-4102

AuthorID (РИНЦ): 446841

AuthorID (SCOPUS): 25930080800

КВАСОВ Игорь Николаевич, кандидат экономических наук, доцент (Россия), декан факультета транспорта, нефти и газа.

SPIN-код: 4379-0289

AuthorID (SCOPUS): 57195562334

ГАЛУЗА Юрий Федорович, старший преподаватель кафедры «Основы механики и автоматического управления».

SPIN-код: 5375-1216

AuthorID (РИНЦ): 762147

ДЮНДИК Ольга Сергеевна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 2495-1487

AuthorID (РИНЦ): 739334

AuthorID (SCOPUS): 57200728130

Адрес для переписки: syrkinvv@mail.ru

Для цитирования

Сыркин В. В., Квасов И. Н., Галуза Ю. Ф., Дюндик О. С. Методика расчета делителей потока с эластичным регулирующим органом // Омский научный вестник. 2018. № 6 (162). С. 12–14. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-162-12-14.

Статья поступила в редакцию 15.10.2018 г.

© В. В. Сыркин, И. Н. Квасов, Ю. Ф. Галуза, О. С. Дюндик