

Технология и технологические машины

УДК 62.85

Исполнительные устройства систем автоматического регулирования компрессорных и вакуумных машин

С.Н. Прудников¹, Ю.В. Чернышев²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

² ФГУП НПЦ Газотурбостроения «Салют», 105118, Москва, Российская Федерация, проспект Буденного, д. 16

Actuators in automatic control systems of compressor and vacuum machines

S.N. Prudnikov¹, Y.V. Chernyshev²

¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

² JSC Gas-Turbine Engineering Research and Production Center «Salut», 105118, Moscow, Russian Federation, Budenny Pr., Bldg. 16

@ e-mail: sergeyprud@mail.ru

i Проектирование пневматических и гидравлических приводов со значительно улучшенными динамическими характеристиками является актуальной задачей при создании современных систем автоматического регулирования компрессорных и вакуумных машин. В качестве элементов систем регулирования используют исполнительные механизмы и устройства, которые, как правило, состоят из привода и регулирующего органа (клапана, заслонки). Обычно такие регулирующие органы имеют значительные неуравновешенные крутящие моменты, которые должен преодолевать привод. В работе показано, что профилированные дроссельные заслонки и жалюзийные профильные заслонки позволяют существенно уменьшить неуравновешенные крутящие моменты. Рассмотрены новые типы профилей, при установке которых в трубопроводы прямоугольного сечения, целесообразно применение гидравлических и пневматических приводов с уменьшенной мощностью и усилиями, что приводит к существенному повышению качества процессов регулирования вакуумных и компрессорных машин и установок.

Ключевые слова: пневматический и гидравлический привод, крутящий момент, клапан, заслонка, исполнительный механизм.

i The design of pneumatic and hydraulic drives with significantly enhanced dynamic characteristics is important in developing modern automatic control systems for compressor and vacuum machines. The actuators typically consisting of a drive and a control device (valve, shutter) are used as elements of the control system. Such control devices generally have considerable unbalanced torques that the drive should overcome. The study shows that shaped throttle shutter and louvered shutters make it possible to significantly reduce the unbalanced torques. New shutter shapes are considered. When such shutters are installed in rectangular cross section pipes, the use of hydraulic and pneumatic drives with reduced power and force is appropriate. It leads to a significant improvement in the quality of control processes in vacuum and compressor machines and installations.

Keywords: pneumatic and hydraulic drive, torque, valve, shutter, actuator.

В современных системах автоматического регулирования вакуумных и компрессорных машин и установок используют исполнительные устройства, которые управляют регулирующими органами — дроссельными заслонками, установленными в трубопроводах большого диаметра [1, 2]. Мощность и развиваемые усилия пневматического или гидравлического привода зависят от моментных и силовых характеристик регулирующих органов. На динамические характеристики исполнительного устройства влияют конструкция и форма клапана или заслонки. Широкое применение в таких системах нашли дроссельные поворотные заслонки.

При обтекании плоской дроссельной заслонки потоком жидкости или газа вследствие несимметричности динамических сил, воздействующих на заслонку, на ее валу возникает гидродинамический неуравновешенный крутящий момент, который стремится повернуть заслонку в сторону закрытия (рис. 1).

Цель работы — исследование способов снижения значений неуравновешенных гидродинамических крутящих моментов, которые позволят использовать приводы со значительно уменьшенной мощностью.

Результирующий импульс P является функцией угла поворота φ , площади заслонки F и перепада давления Δp :

$$P = f(\varphi, F, \Delta p).$$

Для прямоугольных заслонок

$$F = Nb,$$

где N — высота заслонки; b — ширина заслонки; $r = N/x$.

Отсюда

$$P = aNb\Delta p,$$

Здесь a — моментный коэффициент, учитывающий угол поворота заслонки φ .

Противодействующий крутящий момент на валу плоской дроссельной заслонки, установ-

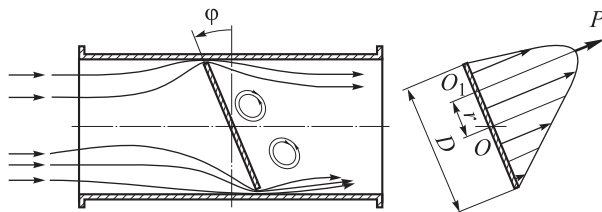


Рис. 1. Схема обтекания потоком плоской регулирующей дроссельной заслонки: φ — угол поворота заслонки от положения полного закрытия; D — диаметр заслонки; r — координата расположения импульса P от оси O

ленной в трубопроводе прямоугольной формы, составит

$$M = Pr,$$

или

$$M = \frac{aN^2b\Delta p}{x}.$$

Такие моменты при значительных перепадах давлений и диаметрах условного прохода могут достигать больших значений, что обуславливает использование мощных приводов и ведет к увеличению габаритных размеров и массы исполнительных устройств.

Исследования на аэродинамических стендах профилированных дроссельных заслонок доказали возможность значительного уменьшения противодействующего крутящего момента. Опытным путем на стендах определено, что максимальный момент на выпукло-вогнутых заслонках с несущей втулкой d_v (рис. 2), установленных в трубопроводе круглой формы, может быть уменьшен в 3–3,5 раза, а в трубопроводе прямоугольной формы с тонкой осью — в 18–20 раз (рис. 3).

Следует отметить, что для обеспечения прочности при значительных перепадах давления дроссельные заслонки и в прямоугольных трубопроводах должны иметь несущую втулку, через которую проходит вал.

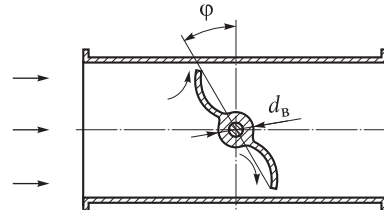


Рис. 2. Схема обтекания выпукло-вогнутого профиля

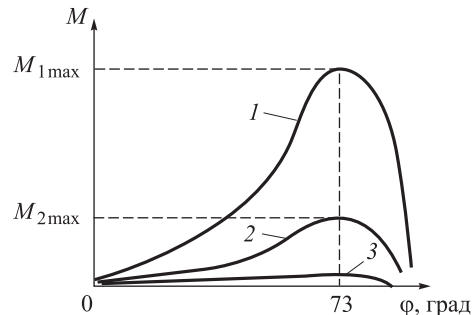


Рис. 3. Зависимости противодействующего крутящего момента от угла поворота: 1 — плоская заслонка в круглом трубопроводе; 2 — выпукло-вогнутая заслонка в круглом трубопроводе; 3 — выпукло-вогнутая заслонка с тонкой осью в прямоугольном трубопроводе

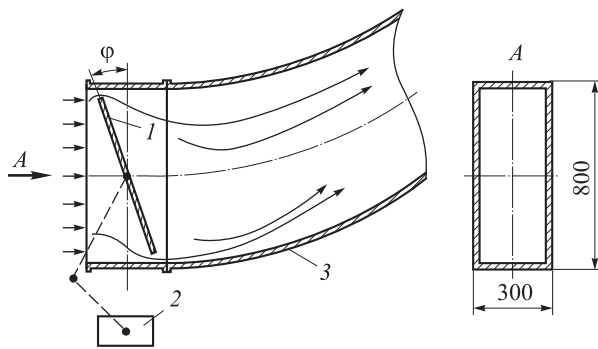


Рис. 4. Схема всасывающего трубопровода ЦВН-500: 1 — плоская дроссельная заслонка; 2 — привод заслонки; 3 — трубопровод прямоугольного сечения

В вакуумных и компрессорных системах нашли применение центробежные вакуумные машины. Так, например, в вакуумной установке с центробежным вакуумным насосом ЦВН-500 использование плоской заслонки во всасывающем патрубке прямоугольного сечения обеспечивает при запуске двигателя определенный перепад давления. Схема такого дроссельного устройства изображена на рис. 4.

Привод для поворота плоской заслонки должен развивать усилие $P_n = 2 \cdot 10^4$ Н. Для существенного снижения усилия привода [3] целесообразно в дроссельном узле вместо одной плоской заслонки установить несколько плоских заслонок, разделенных отсекателями и имеющих один выходной вал, т. е. применить жалюзийную конструкцию (рис. 5).

Известно [4–6], что суммарный противодействующий момент на валу жалюзийной заслонки зависит от числа жалюзей z :

$$M_{\Sigma} = M_n / z,$$

где M_n — суммарный противодействующий момент на валу одной плоской заслонки; M_{Σ} — суммарный момент на валу жалюзийной конструкции. Таким образом, суммарный момент может быть уменьшен в z раз.

У всасывающего трубопровода ЦВН-500 с четырьмя жалюзийными заслонками суммарный момент может быть снижен в 4 раза.

Если в жалюзийной заслонке вместо плоских профилей использовать профили выпуклого типа, то момент на единичном профиле жалюзийной заслонки может быть уменьшен в 3 раза. Для ЦВН-500 с четырехжа-

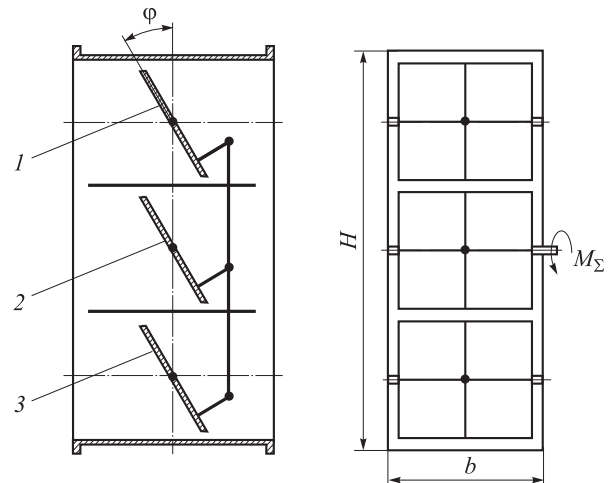


Рис. 5. Жалюзийная заслонка, $z = 3$: H — высота заслонки; b — ширина заслонки; M_{Σ} — суммарный момент на валу жалюзийной конструкции

люзийной конструкцией суммарный максимальный противодействующий крутящий момент может быть уменьшен еще в 3 раза. Таким образом, окончательно суммарный момент

$$M_{\Sigma} = M_n / (4 \cdot 3).$$

При проектировании привода для жалюзийного дроссельного устройства с профильными жалюзи может быть существенно снижено максимальное развиваемое усилие. Например, для привода дроссельного устройства центробежного вакуумного насоса ЦВН-500 усилие составит

$$P = \frac{2 \cdot 10^4}{12} \approx 2 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

т. е. необходимое усилие на приводе будет снижено \approx в 10 раз.

Выводы

1. Применение профилированных дроссельных заслонок в жалюзийных конструкциях позволяет существенно уменьшить необходимую мощность пневматического или гидравлического привода.

2. За счет снижения развиваемых усилий на приводе можно повысить качество процессов регулирования [7, 8] компрессорных и вакуумных систем.

Литература

- [1] Архаров А.М., Афанасьев В.Н., ред. *Теплотехника*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 792 с.

- [2] Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. *Гидромеханика*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 317 с.
- [3] Никитин О.Ф. *Гидравлика и гидропневмопривод*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 414 с.
- [4] Наземцев А.С. *Гидравлические и пневматические системы. Ч. 1. Пневматические приводы и средства автоматизации*. Москва, Форум, 2004. 240 с.
- [5] Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. *Пневматические и гидравлические приводы и системы. Ч. 2. Гидравлические приводы и системы. Основы*. Москва, Форум, 2007. 297 с.
- [6] Наземцев А.С. *Пневматические и гидравлические приводы и системы*. Омск, ОмГТУ, 2008. 88 с.
- [7] Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. *Межд. симп. Измерительные информационные системы, Казань, 5–7 декабря*. Москва, Краус, 2006, с. 152–159.
- [8] Егупов Н.Д., Пупков К.А., Гаврилов А.И., Коньков В.Г. *Нестационарные системы автоматического управления. Анализ, синтез и оптимизация*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 632 с.

References

- [1] *Teplotekhnika* [Thermotechnics]. Ed. Arkharov A.M., Afanas'ev V.N. Moscow, Bauman Press, 2011. 792 p.
- [2] Popov D.N., Panaiotti S.S., Riabinin M.V. *Gidromekhanika* [Hydromechanics]. Moscow, Bauman Press, 2014. 317 p.
- [3] Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and Hidropnevmoprivod]. Moscow, Bauman Press, 2010. 414 p.
- [4] Nazemtsev A.S. *Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy. Chast' 1. Pnevmaticheskie privody i sredstva avtomatizatsii* [Hydraulic and pneumatic systems. Part 1. Pneumatic actuators and automation]. Moscow, Forum publ., 2004. 240 p.
- [5] Nazemtsev A.S., Rybal'chenko D.E. *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy. Chast' 2. Gidravlicheskie privody i sistemy. Osnovy* [Pneumatic and hydraulic actuators and systems. Part 2. Hydraulic drives and systems. Basics]. Moscow, Forum publ., 2007. 297 p.
- [6] Nazemtsev A.S. *Pnevmaticheskie i gidravlicheskie privody i sistemy* [Pneumatic and hydraulic actuators and systems]. Omsk, OmGTU publ., 2008. 88 p.
- [7] Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems]. *Mezhdunarodnyi simpozium Izmeritel'nye informatsionnye sistemy, Kazan', 5–7 dekabria* [Int. Symp. Measuring information systems, Kazan, 5–7 December]. Moscow, Kraus, 2006, pp. 152–159.
- [8] Egupov N.D., Pupkov K.A., Gavrilov A.I., Kon'kov V.G. *Nestatsionarnye sistemy avtomaticheskogo upravleniia. Analiz, sintez i optimizatsiia* [Unsteady automatic control system. Analysis, synthesis and optimization]. Moscow, Bauman Press, 2007. 632 p.

Статья поступила в редакцию 30.03.2015

Информация об авторах

ПРУДНИКОВ Сергей Николаевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: sergeyprud@mail.ru).

ЧЕРНЫШЕВ Юрий Васильевич (Москва) — кандидат технических наук, ведущий инженер ФГУП НПП Газотурбостроения «Салют» (105118, Москва, Российская Федерация, проспект Буденного, д. 16).

Information about the authors

PRUDNIKOV Sergey Nikolaevich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum and Compressor Equipment. BMSTU (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: sergeyprud@mail.ru).

CHERNYSHEV Yury Vasilyevich (Moscow) – Candidate of Science (Eng.), Leading Engineer, JSC Gas-Turbine Engineering Research and Production Center «Salut» (105118, Moscow, Russian Federation, Budenny Pr., Bldg. 16).