

тойчности подпятника. Учет коэффициента $\xi(\bar{l})$, а при $\bar{l} \gg 1$ и параметра δ , представляется необходимым при расчете устойчивости газовых подпятников с наддувом. Важно также отметить, что увеличение длины подводящего канала l ухудшает устойчивость газовых опор.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Заблоцкий Н. Д., Карпов В. С.* Характеристики устройств наддува газовых опор. — «Механика жидкости и газа», Изв. АН СССР, 1973, № 2.
2. *Лойцянский Л. Г.* «Механика жидкости и газа». М., «Наука», 1970.
3. *Заблоцкий Н. Д.* Влияние закона истечения воздуха через устройство наддува на аэродинамические характеристики упорного подшипника. — «Машиноведение», 1969, № 2.
4. *Константинеску В. Н.* Газовая смазка. М., «Машиностроение», 1968.
5. *Маккэни.* Устойчивость ненагруженных подшипников скольжения смазкой. — «Техническая механика», 1963, т. 85, № 4.

УДК 621.512.001:5

В. А. КОЗЛОВ, В. М. ПИСАРЕВСКИЙ, Л. И. СОКОЛИНСКИЙ

ДЕМПФИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПОТОКА ГАЗА В ТРУБОПРОВОДАХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Как известно, при работе поршневых компрессоров, широко применяющихся в нефтехимической, нефтеперерабатывающей и газовой промышленности, в трубопроводах возникают колебания газа.

Эти колебания вызывают снижение КПД компрессорной установки, существенную вибрацию элементов, присоединенных к компрессору, что может привести к их поломке [1].

Одним из широко применяемых способов устранения колебаний потока газа является установка различных типов гасителей пульсации. В настоящее время в качестве гасителей пульсации в большинстве случаев используются пустотелые емкости. Однако из-за низких частот и высоких статических давлений, характерных для работы компрессорных установок, гасители этого типа обладают большими габаритами, достигающими в

ряде случаев нескольких кубометров. Вместе с тем в машиностроении, авиационной промышленности и ряде других отраслей промышленности с пустотелыми емкостями успешно конкурируют резонансные гасители, обладающие значительно меньшими габаритами.

Настоящая статья посвящена проверке возможности использования поршневых резонансных гасителей в трубопроводных линиях поршневых компрессоров.

Поршневой резонансный гаситель, представленный на рис. 1, состоит из цилиндра 1, верхняя и нижняя камеры которого разделены подвижным поршнем 2, соединенным с помощью пружины 3 с верхней крышкой гасителя 4. Камеры гасителя соединены между собой трубкой 5 с ventилем 6. Верхняя крышка гасителя имеет патрубки для его установки в линии.

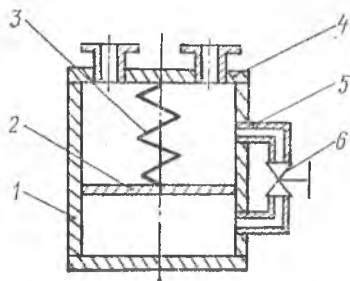


Рис. 1. Схема резонансного гасителя колебаний давления

Пружина 3 предназначена для фиксации среднего положения поршня. Параметры ее выбираются таким образом, чтобы она не влияла на упругие характеристики гасителя. Трубка 5 с ventилем 6 необходима для выравнивания статического давления в камерах гасителя в период пуска компрессора.

Принцип действия такого гасителя заключается в том, что при частоте возмущения, близкой к собственной частоте гасителя, определяемой инерционностью поршня и упругостью газа в нижней камере, происходит обмен колебательной энергией между гасителем и системой. Это приводит к уменьшению амплитуд колебаний газа на данной частоте.

Верхняя камера гасителя, с точки зрения гашения колебаний, представляет собой пустотелую емкость, рассчитанную на гашение высокочастотных составляющих пульсирующего потока газа.

Теоретические исследования [2] показали, что поршневые резонансные гасители могут применяться для широкого круга поршневых компрессоров.

Экспериментальная установка, схема которой представлена на рис. 2, состояла из компрессора ФАК-07 III, трубопровода 2 длиной 20 м и диаметром 19 мм, гасителя 3, ventиля 4 и пустотелой емкости 5 объемом 2 м³.

В эксперименте определялась эффективность работы поршневого резонансного гасителя при обычной обработке трущихся поверхностей пары поршень — цилиндр и проводилось его сравнение по эффективности гашения с пустотелой емкостью равного объема.

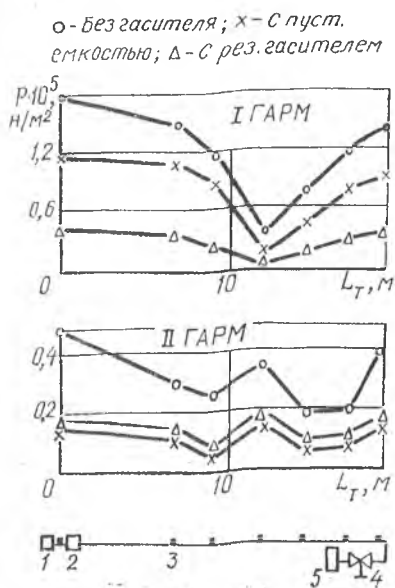


Рис. 2. Распределение амплитуд колебаний давления по длине трубопровода без гасителя и с гасителями

где P_0 — среднее давление в линии и гасителе; S — площадь поршня гасителя; ω — частота основной гармоники, генерируемой компрессором; κ — показатель адиабаты.

В экспериментальной установке диаметр поршня гасителя был равен 44 мм, объем нижней камеры — $25 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, масса поршня — 0,46 кг. Пара поршень — цилиндр изготавливалась по четвертому классу точности с ходовой посадкой. Фактический зазор между поршнем и цилиндром оказался равным 0,12 мм на сторону.

Гаситель устанавливался в непосредственной близости от компрессора (длина трубопровода между компрессором и гасителем составляла 0,2 м). Нагнетательный трубопровод выби-

рались следующим образом. Объем нижней камеры гасителя V_n задавался таким, чтобы выполнялось условие

$$V_{n1}/V_n \leq 0,3, \quad (1)$$

где V_{n1} — амплитуда основной гармоники переменного объема, генерируемого компрессором, определенная по его расходной характеристике при допущении постоянства плотности газа в нагнетательной линии. Выполнение условия (1) обеспечивает работу гасителя в практически линейном диапазоне. В противном случае гаситель может генерировать в линию высокочастотные колебания.

Масса поршня гасителя M определялась согласно формуле

$$M = \frac{\kappa P_0 S^2}{\omega^2 V_n} \left[1 + 1,38 \left(\frac{V_{n1}}{V_n} \right)^2 \right], \quad (2)$$

рался такой длины, чтобы в нем можно было создать резонансные колебания потока газа. С помощью вентиля 4 реализовывался акустически закрытый конец для переменной составляющей потока газа в сечении у пустотелой емкости 5.

В исследуемой системе регистрировались переменные давления газа в различных сечениях трубопровода, определялся спектральный состав пульсации давления газа в этих сечениях при работе установки без гасителя, с поршневым резонансным гасителем или с пустотелой емкостью.

По полученным данным определялось распределение давления первой и второй гармоник по длине линии при различных режимах работы установки. Полученные результаты для резонансного режима (частота вращения вала компрессора — 500 об/мин) представлены графически на рис. 2.

Анализ результатов эксперимента показал следующее.

1. При установке в линию поршневого резонансного гасителя пульсации амплитуда основной гармоники переменного давления газа снизилась в 4—5 раз.

2. Исследуемый резонансный гаситель снижает амплитуду пульсации давления основной частоты в 2—2,5 раза эффективнее, чем пустотелая емкость равного объема.

3. Поршневой резонансный гаситель и пустотелая емкость равного объема практически одинаково снижают амплитуды пульсаций давления высших гармоник.

Следует отметить, что при изготовлении пары поршень — цилиндр гасителя по высшему классу точности возможно получение более существенного снижения амплитуды пульсации давления основной гармоники. Так, при выполнении пары поршень — цилиндр по классу χ_3 максимальное значение амплитуды давления основной гармоники уменьшилось в 7—8 раз.

Использование предложенного гасителя позволит существенно снизить пульсации потока газа и уменьшить вибрацию трубопроводов компрессорных станций на предприятиях нефтехимической, нефтеперерабатывающей и газовой промышленности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Владиславлев А. С. и др. Трубопроводы поршневых компрессорных машин. М., «Машиностроение», 1972.
2. Тондл А. Цепные колебания механических систем. М., «Мир», 1973.