

СТРУЙНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Солонарь С.Ф. (ИПФ АНМ, г. Кишинёв, Республика Молдова)
Тел. +373 (022) 731744, E-mail: solonari@phys.asm.md

Abstract: In the communication operation principles and construction arrangement of jet compressors are described. Several detailed construction diagrams of jet compressors used in engineering are presented.

Keywords: jet compressors, outflow of gases in the nozzles, Laval nozzle.

Машины и аппараты, служащие для сжатия газов, - компрессоры – по способу достижения эффекта сжатия делятся на четыре группы: *механической, эжекционные* (струйные), *десорбционные* (абсорбционные). Наиболее распространены механические компрессоры.

Механические компрессоры представляют собой, по существу, обращённые расширительные машины. Поэтому их классифицируют подобно последним: поршневые, роторно - поршневые (объёмные) и лопаточные (центробежные и осевые) компрессоры [1].

Эжектором называется газодинамический аппарат, осуществляющий перемещение газа некоторого давления – эжектируемой среды – с помощью потока газа более высокого давления эжектирующей среды. Эжекторы применяются в качестве компрессоров (позволяя получать $\lambda_e \leq 5-6$ при небольшой производительности), вентиляторов, насосов для перекачки несжимаемой жидкости и т.п. [2].

Основными показателями компрессоров являются: степень повышения давления λ_e , производительность V_e , мощность N_e , затрачиваемая на привод компрессора, коэффициент полезного действия η_e , и объёмный коэффициент подачи η_V .

При истечении газа из суживающего сопла при условии, когда $p_2 < p_e$, работоспособность потока будет в координатных осях $p - v$ и определяться площадью $12'ka$ (рис. 1). Если бы газ смог расширяться до давления p_2 среды, то в этом случае его работоспособность, выражаемая площадью $12ba$, была бы больше. Но для этого необходимо, чтобы скорость на выходе из сопла стала больше звуковой, чего в сужающемся сопле или цилиндрической насадке достигнуть невозможно.

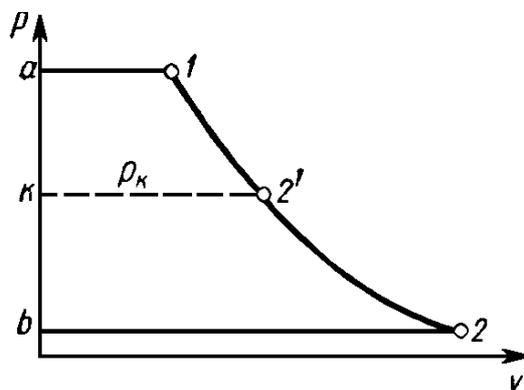


Рис. 1. Располагаемая работа, превращаемая в кинетическую энергию вытекающего газа (пара) до критического сечения сопла и после него

Однако если изменить определённым образом продольный профиль сопла, по которому движется газ, то можно в нём обеспечить полное расширение газа до

давления среды даже в том случае, если $p_2 < p_e$; при этом газ из него будет вытекать со сверхзвуковой скоростью.

Сопло, обеспечивающие такие условия истечения, было предложено и выполнено впервые шведским инженером Лавалем и получило поэтому название *сопла Лавала*. Оно отличается от рассмотренного сужающегося сопла тем, что сужающаяся часть дополняется с углом конусности $10 - 12^\circ$ (рис. 2).

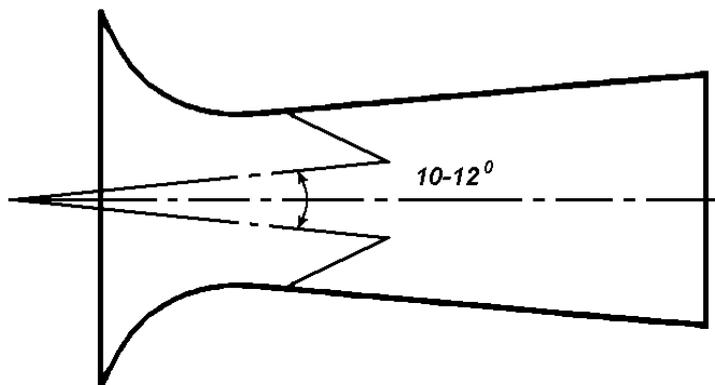


Рис. 2. Сопло Лавала

Процессы, протекающие в этом сопле, состоят в следующем: в суживающейся части паро-газообразное тело расширяется от начального давления p_1 до p_k , причём в минимальном сечении устанавливается критическая скорость. Профиль расширяющейся части сопла выбирается таким, чтобы было обеспечено дальнейшее плавное расширение рабочего тела без отрыва потока от стенок сопла и образования вихрей. Площадь выходного сечения сопла определяется расчётом; при этом длина расширяющейся части определяется допустимым углом конусности $10 - 12^\circ$ [3].

Струя эжектирующего газа истекает через сопло 1 (рис. 3). При установившемся режиме во входном сечении камеры поддерживается давление, которое всегда ниже полного давления эжектируемого газа. Под действием разности давления эжектируемый газ засасывается в камеру. Для увеличения скорости больше звуковой, чего для в суживающемся сопле или цилиндрической насадке достигнуть невозможно. Однако, если изменить определённым образом продольный профиль сопла, по которому движется газ, то можно в нём обеспечить полное расширение до давления среды, при этом газ из него будет вытекать со сверхзвуковой скоростью.

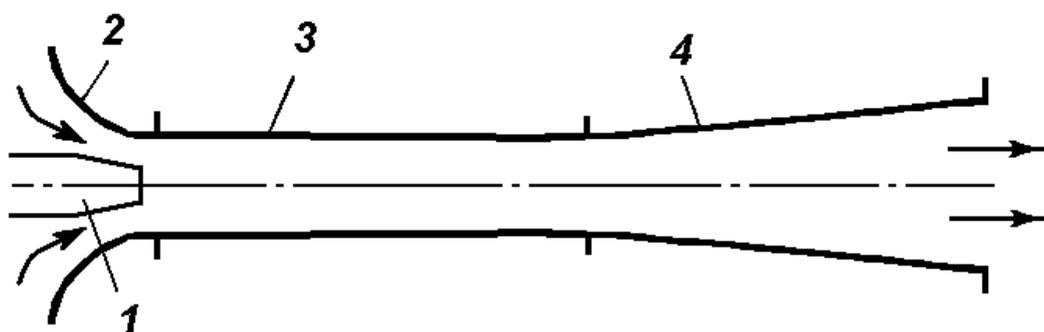


Рис. 3. Принципиальная схема устройства струйных компрессоров:
1 – активное сопло, 2 - пассивное сопло, 3 – камера смешения, 4 – диффузор

Отношение массового расхода эжектируемого газа M_2 к расходу эжектирующего газа носит название *коэффициента эжекции* $\chi = M_2/M_1$ и зависит от соотношения сопел (F_1 и F_2) от плотности газов (ρ_1 и ρ_2), их начальных давлений (p_{01} и p_{02}) и режима работы эжектора. Варьируя геометрическими параметрами эжектора, можно получить большое значение χ .

Основным видом потерь энергии в эжекторе являются потери при смешивании. Эти потери аналогичны потерям неупругих тел. Если давление по всей длине камеры смешения постоянно, то разность кинетических энергий газов до смешения и после него и будет выражать потерю при смешивании:

$$\omega_1 = \omega_2 - \omega_3 = \Delta\omega;$$

$$\frac{M_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{M_2 \cdot \omega_2^2}{2} - \frac{(M_1 + M_2) \cdot \omega_3^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} (\omega_1 - \omega_2)^2,$$

так как $M_1 + M_2 = M_3$, а $M_1 \cdot \omega_1 + M_2 \cdot \omega_2 = M_3 \cdot \omega_3$.

Кроме того, имеют место и другие потери, характерные для диффузора: на трение между частицами газа и т.п. Из-за сильного вихреобразования потери энергии велики и к.п.д. эжектора вычисляется:

$$\eta_y = \omega_3 / (\omega_1 + \omega_2),$$

обычно не превышает 30-45 %.

Расчёты, согласующиеся с опытом, показали, что длина камеры смешения, необходимая для выравнивания поля скоростей должна быть равна примерно десяти диаметрам.

Простота устройства, небольшие размеры и масса, возможность изменять в процессе эксплуатации производительность в широком диапазоне способствуют распространению этого типа компрессоров. Однако низкий к.п.д. и необходимость иметь источник газа высокого давления ограничивают их применение такими случаями, как удаление паровоздушной смеси из конденсаторов, охлаждение поршневых и газотурбинных двигателей и т.п.

Основные разновидности конструктивных схем струйных компрессоров показаны на рис. 4 - 6. Смешение потоков активного и пассивного газов может происходить в камере и пассивно в сопле и камере. В зависимости от формы сопла и скорости истечения газа различают звуковые и сверхзвуковые компрессоры.

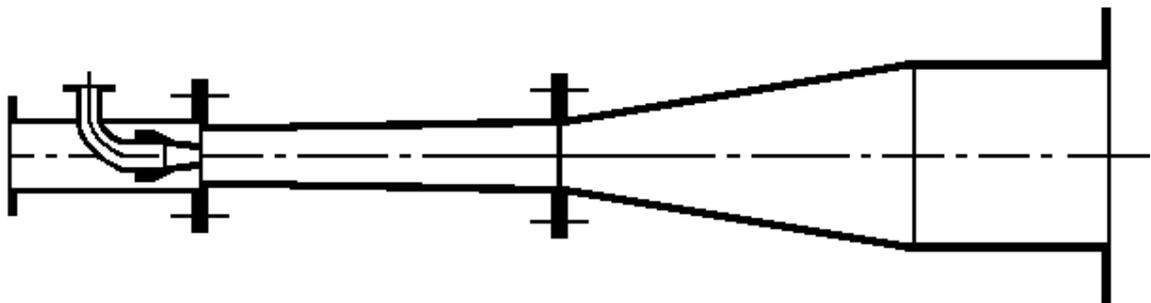


Рис. 4. Простейший струйный компрессор

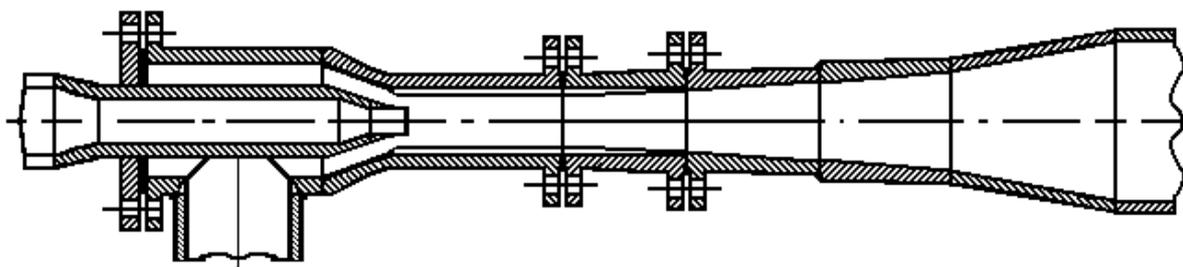


Рис. 5. Компрессор, используемый на газовых промыслах

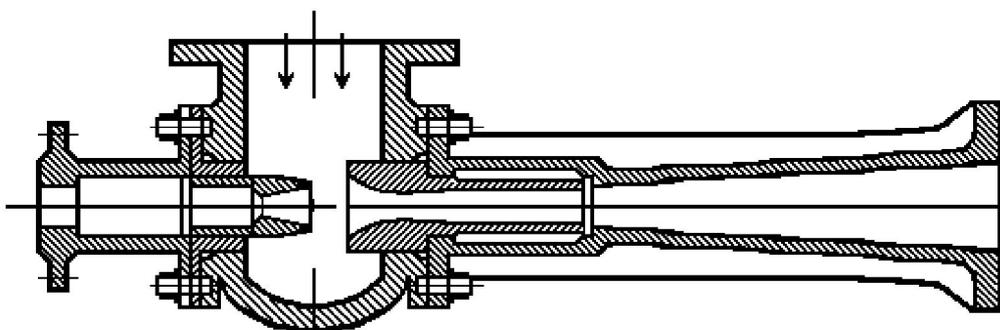


Рис. 6. Компрессор для ускорения создания разряжения в конденсаторе паровой турбины

В таблице 1. указаны показатели и области применения для каждой из группы компрессоров.

Таблица 1 - Сравнительные показатели различных компрессоров

Наименование типа компрессора	Производительность $V_e, \text{ м}^3/\text{еи}$	Степень повышения давления λ_e	К.п.д. η_e
Поршневые	200	2-10000	0,75-0,85
Роторные	3000	До 3-10	0,65-0,75
Лопаточные:			
Радиальные (центробежные)	50-3000	15-20	0,75-0,85
Осевые	300-10000	8-10	0,85-0,95
Струйные	-	4-5	0,15-0,45

Список литературы: 1. Г.Н. Алексеев, Общая теплотехника: Учебное пособие.- М.:Высшая школа, 1980. - 552 с. 2. Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер, Струйные аппараты.- М.; «Энергоатомиздат», 1989. - 352 с. 3. А.Г. Головинцов, Б.Н. Юдаев, Е.И. Федотов, Техническая Термодинамика и Теплопередача. «Машиностроение», 1970. - 295 с.