

Нестационарные процессы являются неотъемлемой частью работы различных технических устройств, особенно, при запуске и остановке, а также на переходных режимах. В ряде случаев нестационарные режимы создаются преднамеренно, например, с целью интенсификации теплоотдачи и взаимодействия потоков смешиваемых газов в эжекторе. Знание величин пульсации, - амплитуды и частоты, необходимо для недопущения резонансных режимов работы аппаратов и снижения их шума. Источниками пульсаций может являться как периодическое изменение конфигурации элементов тракта эжектора, например, использование прерывателей потока активного газа [1,2], так и турбулентность потока [1]. Важную роль в возбуждении колебаний потока играют акустические характеристики тракта эжектора, которые способствуют усилению некоторых колебаний от источников пульсаций. Пульсирующие течения весьма многообразны. Оно связано с повышенным набором чисел подобия, определяющих режим пульсирующего течения. Так если для стационарного потока обычно используются числа Маха и Рейнольдса, то для пульсирующих течений к ним добавляются еще относительная частота и амплитуда пульсаций. Рассмотрим расчет потоков в эжекторе, как расчет потока в канале с постоянным поперечным сечением (эжектор с цилиндрической камерой смешения) и плавным изменением его поперечного сечения по длине (эжектор с конической камерой смешения), а также постоянным по времени, основанный на одномерной адиабатической модели течения. Эта модель учитывает потери количества движения на трение (путевые потери) и потери давления в областях изменения сечения и поворота потока (если он присутствует) - местные потери. В общем случае одномерные нестационарные уравнения газовой динамики включают уравнения расхода-неразрывности (1), сохранения импульса (2) и энергии (3). Уравнение расхода-неразрывности является математическим выражением закона сохранения массы и для технических устройств записывается как равенство расхода жидкости (газа) через два произвольных сечения. (1) (2) (3) где t - время, x - продольная координата, ρ - плотность газа, p - давление, V - скорость потока, F - площадь поперечного сечения канала. Потери количества движения на трение и местные потери на участке Dx определяются по формуле (4) где λ - коэффициент сопротивления трения; ξ_m - местное сопротивление. Для определения коэффициентов сопротивления трения можно использовать их квазистационарные аналоги, в частности, для коэффициента сопротивления трения - соотношение Блазиуса $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$, А.Д. Альтшуля или Б.Л. Шифринсона в зависимости от типа течения (числа Рейнольдса) и шероховатости канала. Еще одним уравнением, замыкающим систему, является уравнение состояния идеального газа, (5) Изменение по времени статического давления $p(t)$ и площади проходного сечения $F(t)$ обычно осуществляется путем изменения площади проходного сечения. Так же задаются давления, причем и давление и площади проходного сечения

изменяются по гармоническому закону. Изменение давления и площади на границе определяется: (6) (7) где F_{cp} , - средние значения давления p и площади F ; ΔF , Δp , амплитуды изменения давления p и площади F с частотой f и начальной фазой ϕ_0 . Из приведенных уравнений (6) и (7) нами использовано уравнение (6), позволяющее определить непосредственно давление активного потока. При этом пульсация создавалась регулирующими механизмами с центральной качающейся пластиной или подпружиненным шариком. Необходимо учитывать, что в начальный момент времени ($t = 0$) задаются постоянные значения p и e - нулевая скорость потока $V = 0$. Определение геометрических и режимных параметров рабочего и откачиваемых потоков проводилось с использованием газодинамических функций. Используя газодинамическую функцию давления, определим полное и статическое давление. (8) Расчет газового эжектора осуществляется с использованием теории Г.Н. Абрамовича [3] и Ю.Н. Васильева [4]. Основные допущения: 1. Потоки эжектирующего и эжектируемого газов на начальном участке не перемешиваются, а параметры в сечении запираания (сечение рис. 1) характеризуются некоторыми средними, постоянными по всему сечению значениями скорости, давления температуры; 2. Полные давления, температуры торможения и расход сохраняются такими же, как и на входе в камеру смешения [4]. На рисунке 1 показан характер движения рабочего и откачиваемого потоков, а также расчетные зависимости наиболее простой камеры смешения - цилиндрической. При больших степенях расширения рабочей среды и сжатия эжектируемой среды, подача ограничивается, так называемым, вторым предельным режимом I_2 и $q(I_2)=1$. Первый критический режим возникает на входе в камеру смешения, третий предельный режим - на выходе из нее (пунктирные линии на рисунке 3.4). На основании результатов исследований Г.Н. Абрамовича [3], Ю.Н. Васильева [4] и некоторых других авторов, газоструйные эжекторы наиболее эффективны при работе, когда . Рис. 1 - Первый, второй и третий критические режимы движения рабочего потока в цилиндрической камере смешения В сечении 2'-2' возможно получение звуковой скорости, т. е. $I_2=1$. Этим достигается максимально возможный расход газа через данный аппарат. Режим работы аппарата, при котором в сечении запираания скорость откачиваемого газа имеет звуковое значение, называется критическим. В сечении запираания поток рабочего газа имеет сверхзвуковую скорость, а поток сжимаемого - звуковую скорость. Поэтому в камере смешения, за сечением запираания, в процессе смешения скорость смешанного потока сверхзвуковая, которая может быть переведена в дозвуковую в прямом скачке уплотнения. В пульсирующем газоструйном эжекторе, как и в любом струйном аппарате, находятся во взаимодействии три потока - два на входе и один на выходе из камеры смешения. Каждый поток газа характеризуют четыре независимых параметра: p^* , T^* , F , V . Для определения параметров струйного аппарата необходимо решить систему из 12 уравнений, либо считать некоторые

параметры заданными. В этом случае число необходимых уравнений уменьшится на число заданных параметров. Обычно задаются 9 параметрами. Это параметры обоих потоков на входе в эжектор: а также условие цилиндричности камеры смешения $F_3 = F_1 + F_2$. Таким образом, число уравнений, необходимое для расчета струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения сокращается до трех. При определении расчетных зависимостей стационарных и пульсирующих аппаратов использованы три уравнения сохранения. Закон сохранения массы (уравнение неразрывности) имеет вид: после введения коэффициента эжекции (9) Закон сохранения импульса (уравнение количества движения). Полный импульс на выходе из камеры смешения получен на основании того, что он равен сумме полных импульсов на входе в эжектор (уравнение сохранения импульса): (10) Количество движения для струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения принимает вид: или . (11) Уравнение (11) при использовании газодинамических функций преобразуется: . (12) Разделив обе части уравнения (12) на величину, и заменив в этом уравнении отношение расходов и критических скоростей на безразмерный коэффициент эжекции μ , получим: (13) (14) (15) (16) Приравняв полное давление и $p_{ср}$ можно записать: (17) Используя формулу 6, окончательно пульсирующее давление запишется: (18) На рисунке 2 приведен график изменения пульсирующего давления в эжекторной ступени жидкостно - кольцевого вакуум насоса (ЖКВН) Рис. 2 - График (1) периодического изменения пульсирующего давления в эжекторной ступени ЖКВН На приведенном графике значение $p_{ср}$ представляет прямую горизонтальную линию, отстоящую от нуля на величину расстояния $p_{ср} - 0$, численное которой определяется по выражению (17). Прирост давления, обусловленного правой частью уравнения 6, (заштрихованная часть) представлен амплитудой A_p и частотой π .