

Одной из наиболее важных задач, решаемых при проектировании вакуумной системы, является выбор откачных средств. Не редки случаи, когда выбранное средство получения вакуума является работоспособным во всём диапазоне давлений, однако попытка его универсального применения не приводит к успеху из-за весовых, габаритных или стоимостных факторов. Именно с этим связано огромное количество разновидностей вакуумных насосов, выпускаемых серийно промышленностью [1]. Сфера применения безмасляных насосов вакуумных спиральных (НВСп) непрерывно расширяется. Это объясняется объективными достоинствами спирального механизма, а именно высокой надежностью, малыми потерями на всасывании, высокой степенью сжатия [2, 3]. В России налажено производство лишь спиральных масляных компрессоров [4], безмасляные вакуумные насосы не выпускаются. Ведущие зарубежные производители безмасляных НВСп используют две основные конструктивные схемы: насосы с односторонними (рис.1а) и двухсторонними (рис.1б) подвижными спиральными элементами. Рис. 1 – Варианты конструктивного исполнения НВСп: а – односторонняя спираль, б – двухсторонняя спираль, 1 – подвижная спираль, 2 – неподвижная спираль

Первая схема используется в насосах фирм «Edwards» (Англия) и «Busch» (Германия). Родоначальником второй схемы является фирма «Anest Iwata» (Япония), и она применена также в насосах, поставляемых фирмами «Leybold Vacuum» (Германия), «Varian» (США), «Ulvac» (Япония), «Geowell» (Китай), «Sky technology» (Китай). Первая схема проще с точки зрения изготовления спиральных элементов, вторая позволяет увеличить быстроту действия насоса. Газ, сжимаемый в серповидных полостях, оказывает давление на подвижный и неподвижный спиральные элементы. От величины этих газовых сил напрямую зависит ресурс работы подшипниковых узлов спиральных насосов и компрессоров. Результирующая осевая сила, действующая на торцевой диск подвижного спирального элемента, равна сумме сил, действующих в каждой отсеченной полости за вычетом силы, действующей с обратной стороны торцевого диска, и находится в виде
$$F_{\text{ос}} = \sum_{i=1}^n (P_i S_i - P_{\text{об}} S_{\text{д}}) \quad (1)$$
 где P_i – давление в i – й полости, S_i – площадь торцевого диска в отсеченной i – й полости, n – число одновременно существующих рабочих полостей, $S_{\text{д}}$ – площадь торцевого диска подвижного спирального элемента, $P_{\text{об}}$ – давление на входе, равное давлению с обратной стороны торцевого диска подвижного спирального элемента. Следует отметить, что для двухсторонней спирали результирующая осевая нагрузка за счет газовых сил равна нулю, поэтому расчет осевых сил будем проводить для односторонней спирали. Давление на торцевой диск со стороны газа, находящегося под торцом пера спирали учитывается следующим образом: принимается, что давления с каждой стороны от осевой линии пера спирали равны давлениям в примыкающих к спирали полостях. Значения давлений в каждой полости НВСп определяются с помощью математической модели рабочего процесса, представленной в работах [5, 6], с учетом подходов [7].

Модель учитывает перетекания газа между полостями через зазоры в зависимости от режима течения, теплообмен газа со стенками, подогрев газа на всасывании, потери на дросселирование во входном тракте. Для примера проведем расчет сил для НВСП с односторонней подвижной спиралью, который имеет геометрическую быстроту действия 15 м³/ч при частоте орбитального движения подвижной спирали 1500 об/мин, толщину пера спирали 4 мм, шаг спирали 17,4 мм, высоту пера спирали 32мм, количество витков подвижной спирали 5,7, профильный зазор 0,09 мм. Диаметр торцевого диска подвижной спирали – 224 мм. Торцевые зазоры между торцами перьев спиралей и ответными торцевыми дисками практически отсутствуют за счет торцевого уплотнителя из композитного материала на основе фторопласта. Схема исследуемого НВСП с указанием объемов, возникающих по углу поворота подвижного спирального элемента, представлена на рис. 2. Рис. 2 – Поперечный разрез спирального механизма исследуемого НВСП

Зависимости давлений в полостях НВСП от угла поворота спирального элемента при атмосферном давлении на входе приведены на рис. 3. Можно видеть, что в данном случае давление в полостях V4 и V5 может достигать 220 кПа. Нулевой угол соответствует положению спиралей в момент образования отсеченных объемов. Как и следовало ожидать, осевая сила, действующая на подвижный спиральный элемент, очень сильно зависит от давления на входе. Максимальные нагрузки возникают при атмосферном давлении на входе (рис. 4). Так осевая сила при РВХ =105 Па составляет 2047 Н. Вместе с тем, при атмосферном давлении на входе НВСП работает очень коротковременно в пусковой период. Основное время работа насоса происходит при давлениях, близких к предельному остаточному. Здесь осевые силы почти в пять раз меньше. Сами производители НВСП часто указывают в паспорте максимальное входное давление, допустимое при длительной работе насоса. Так для малых и средних насосов ограничение фирмы «Edwards» составляет 20 кПа, а для больших – 2 – 5 кПа. Рассчитанные при 20 кПа осевые силы в зависимости от угла поворота подвижного спирального элемента для каждой полости показаны на рис. 5. Рис. 3 – Давление в объемах НВСП в зависимости от угла поворота подвижного спирального элемента при РВХ =105 Па

Рис. 4 – Зависимость результирующих сил от давления на входе в НВСП: сплошная линия – расчет с учетом теплообмена газа со стенками, пунктир – расчет без учета теплообмена

Рис. 5 – Зависимость осевой силы от угла поворота подвижного спирального элемента при РВХ =20 кПа

Можно видеть, что максимальную нагрузку на подвижный спиральный элемент дает газ, находящийся в полостях, расположенных ближе к центру спирали (объемы V4 и V5). Радиальные силы, возникающие за счет давления газа на боковую поверхность пера спиралей, также необходимо учитывать при проектировании НВСП. Это актуально, поскольку величина зазора между спиралями может составлять 50-100 мкм. Радиальная силовая нагрузка на

спирали может приводить к их деформациям в радиальном направлении и, соответственно, к задеванию или даже заклиниванию спиралей. Рассмотрим методику расчета этих сил. В отсеченной полости на спираль 1 (рис. 6) действует давление P . На каждый элементарный участок, площадью dS перпендикулярно этому участку действует сила dF . Вектор dF можно разложить на ортогональные вектора dF_X и dF_Y . Тогда результирующую силу можно вычислить как F , (2) где α и β – параметры, ограничивающие рассматриваемую полость, $\vec{n}$ – вектор единичной нормали. Рис. 6 – Схема к расчету радиальных газовых сил, действующих на спираль (1, 2 – стенки подвижной и неподвижной спиралей соответственно) Уравнение спирали в параметрических координатах как функцию от θ можно представить в виде (3) Площадь элементарного участка dS может быть записана в общем случае в виде $dS = h \cdot r \cdot d\theta$, (4) где h – высота спирали, δ – толщина спирали (для внутренней поверхности спирали $\delta = 0$), θ_0 – параметр начала спирали. Тогда F . (5) Интегрирование по рассматриваемой полости дает F , (6) (7) В случае рассмотрения замкнутой полости и θ_0 – являются точками контакта спиралей, причем $\theta_0 = \theta_0 + \pi$. В этом случае (8) Абсолютную величину силы можно определить как (9) Результирующая радиальная сила, действующая на спираль со стороны отсеченной полости, равна произведению давления в этой полости на высоту спирали и длину базовой окружности. Для получения сил в противоположной отсеченной полости используются выражения (5) – (8) с учетом противоположного направления результирующей силы в этой полости. Однако, противоположная отсеченная полость смещена на 0,5 оборота, что дает сохранение направления результирующей силы. Поэтому, при условии равенства давлений в соответствующих отсеченных полостях, суммарная сила будет равна удвоенной величине, рассчитанной по выражению (9). Радиальная сила, действующая со стороны незамкнутых объемов, рассчитывается по формулам (6), (7) с соответствующими пределами интегрирования. На рис. 7 радиальная сила, действующая на подвижную спираль, представлена для различных входных давлений. Можно видеть, что максимальная результирующая радиальная нагрузка на подвижный спиральный элемент при атмосферном давлении на входе равна 433 Н, а при 20 кПа – 248 Н. Рис. 7 – Результирующая радиальная сила в зависимости от угла поворота подвижного спирального элемента при различных входных давлениях Следует отметить, что для спирального элемента аналогичного НВСП с геометрической быстротой действия около 4 м³/ч осевая нагрузка при давлении на входе 20 кПа составляет около 500 Н, а радиальная – около 175 Н. В тоже время для «большого» НВСП с геометрической быстротой действия около 40 м³/ч при данном давлении эти нагрузки могут достигать 1500Н и 300Н соответственно. В заключение было бы интересно рассмотреть влияние теплообмена газа со стенками на осевые и радиальные силы. Это иллюстрирует рис. 4, на котором результирующие силы нанесены без учета и с учетом теплообмена. Можно видеть, что при

атмосферном давлении на входе разница в осевых газовых силах может составлять до 20%. Представленные подходы к расчету газовых сил и значения осевой и радиальной нагрузки могут использоваться при выборе подшипников НВСП, а также для расчетов силовых деформаций подвижного и неподвижного спирального элементов. Статья подготовлена в ФГБОУ ВПО «КНИТУ» при финансовой поддержке проекта «Создание высокотехнологичного производства безмаслянных спиральных вакуумных насосов для индустрии наносистем и наноматериалов» открытого публичного конкурса по отбору организаций на право получения субсидий на реализацию комплексных проектов по созданию высокотехнологичного производства согласно постановления Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года N 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».