

Характеристики спиральных машин во многом определяются обратными перетеканиями газа, которые, в свою очередь, зависят от величины зазоров между подвижной и неподвижной спиральями. Поэтому минимизация профильных и торцевых зазоров - важнейшее направление на пути повышения эффективности рабочего процесса спиральных машин. Величины зазоров влияют на производительность спиральной машины. Это происходит как за счет уменьшения массы газа в рабочих полостях в результате утечек на всасывании, так и подогрева всасываемого газа в результате теплообмена с горячими элементами спиралей и массообмена с горячим газом, утекающим через зазоры из рабочих полостей. Нагретые элементы спиралей, в свою очередь, подогревают всасываемый газ в местах их соприкосновения. Сжатие в этом случае происходит при более высокой температуре. Все это и повторное сжатие при перетечках в промежуточных рабочих полостях приводит к росту потребляемой мощности. Но, пожалуй, самый чувствительный к величине зазоров параметр - предельное остаточное давление насосов вакуумных спиральных (НВСп). Увеличение профильного зазора на 0,05 мм приводит к росту предельного остаточного давления приблизительно на один порядок, а при зазоре, большем 0,15 мм, НВСп перестает быть насосом среднего вакуума. Таким образом, для повышения эффективности процесса сжатия необходимо стремиться к уменьшению зазоров в спиральной машине, однако чрезмерное их уменьшение может привести к задеванию профильных поверхностей спиралей, а в худшем случае к заклиниванию спиралей. С целью обеспечения безаварийной работы величину минимальных зазоров необходимо назначать с учетом изменения зазоров в результате тепловых и силовых деформаций. Минимальный гарантированный зазор назначается исходя из бесконтактного движения подвижного спирального элемента в любых штатных условия работы. Силовые деформации спиралей незначительны ввиду малых нагрузок от газовых сил, а также конструктивной особенности спиральных машин, связанной с изгибной жесткостью спиралей [1, 2]. Определяющий вклад в изменение зазоров вносят тепловые деформации деталей спиральной машины. В работе [3] показано, что для назначения профильных зазоров между спиральями с учетом тепловых деформаций рабочих элементов на рассматриваемом угле поворота приводного вала j необходимо знать значения изменения профильного зазора от радиальных тепловых деформаций неподвижной и подвижной спиралей на этом угле. Нахождение величины торцевого зазора между торцом пера одного спирального элемента и торцевым диском другого предполагает знание величин: - изменение торцевого зазора от осевых тепловых деформаций одной из спиралей, - изменение торцевого зазора от осевых тепловых деформаций прилегающего основания (торцевого диска) в точке с наибольшим осевым перемещением. В настоящее время для определения напряжений и деформаций в элементах конструкций сложной формы, к которым относятся и спирали,

широко используются численные методы. Среди таких методов наиболее практическое значение приобрел метод конечных элементов (программный комплекс ANSYS) [4, 5]. Уравнения упругости для линейных и угловых деформаций с учетом температурных деформаций имеют вид [6] , , (1) , , , где , - линейные деформации в направлении x, y, z ; , , - угловые деформации; , , - касательные напряжения; , , - нормальные напряжения в направлении x, y, z ; - коэффициент линейного расширения материала; - изменение температуры при нагреве; - модуль упругости; - коэффициент Пуассона; - модуль сдвига. В обозначениях угловых деформаций и касательных напряжений содержится два нижних индекса: первый указывает направление нормали к площадке, второй - направление вектора касательных напряжений.

а б Рис. 1 - Общий вид трехмерной сетки (а) и тепловые поля (б) подвижного спирального элемента

Уравнения (1) выражают общую форму закона упругости (закона Гука). Уравнение (1) с граничными условиями аппроксимируется системой линейных алгебраических уравнений по методу конечных элементов. Предварительно на подвижной и неподвижной спиралах строится трехмерная призматическая сетка с треугольными основаниями (рис.1а). Сетка адаптируется к поверхностям ребра спирали и основания. При аппроксимации уравнений используются изопараметрические элементы с узлами, расположенными в вершинах призмы. Для расчета тепловых деформаций необходимо знать тепловые поля всех поверхностей рабочих элементов. Для этого используется методика расчета трехмерных температурных полей подвижной и неподвижной спиралей [7], основанная на решении уравнений теплопроводности (уравнений Лапласа), описывающих стационарное распределение температуры в спиралах , (2) где - трехмерная область, занимаемая спиралью, - точка трехмерного пространства, - трехмерный оператор Лапласа. Значение соответствует неподвижной спирали, - подвижной спирали, - температура спирали. Граница области разбивается на две части , где - часть границы спирали, где температура задается, - часть границы, где задается граничное условие третьего рода, описывающее теплообмен с внешней средой. Тепловые поля подвижной и неподвижной спиралей (рис.2), рассчитанные по программе указанной методики, в виде массива, пересылаются в файл исходных данных программы расчета деформаций. Полученные компоненты векторов деформаций с помощью команд постпроцессора программного комплекса ANSYS [4] в трехмерной постановке выводятся на экран в виде изолиний и полей. Разработанная программа позволяет, на основе исходных данных, получить деформированное состояние подвижной и неподвижной спиралей в осевом и радиальном направлениях. Результаты расчета представляются в виде распределения радиальных тепловых перемещений в сечении на середине высоты витка спиралей (для определения u_r) и в виде распределения осевых тепловых перемещений в сечении по торцовой поверхности витка спиралей (для определения u_z). На рис.

2 - 5 представлены результаты расчета радиальных тепловых перемещений поверхностей спиралей, в местах касания, осевых тепловых перемещений спиралей и профильных зазоров воздушного спирального компрессора сухого сжатия [8], для режимов работы: охлаждаемый и неохлаждаемый (p - отношение давлений; n - число оборотов приводного вала; V_B - расход воды, охлаждающий с тыльной стороны неподвижную спираль). В данной машине использовались чугунные спиральные элементы. Анализ общих результатов расчета радиальных тепловых перемещений витка спирали (рис.3), на середине его высоты, позволяет сделать следующие выводы: - перемещение витка происходит в условиях стеснения, сказывается влияние конструкции основания спирали на колебания кривой перемещений; - величины перемещений по высоте витка, в сечении по его верхней кромке, достигают наибольших значений, в сечении по основанию - наименьших; - с увеличением угла закрутки эвольвенты спирали и увеличением температуры перемещения витка уменьшаются и достигают минимального значения на свободном конце в центре спирали, что объясняется увеличением жесткости конструкции спирали в направлении от периферии к центру. Соответственно максимальные значения перемещений витка спирали наблюдаются со стороны свободного конца, на периферии спирали. Рис. 2 - Зависимость радиальных тепловых перемещений поверхностей спиралей в местах касания и соответствующие им распределения температур от угла закрутки эвольвенты: а) $p=3$, $n=2500$ об/мин, $V_B=0$; б) $p=7$, $n=3000$ об/мин, $V_B=4$ л/мин. Перемещения витка на свободном конце, находящемся в центре спирали, составляют: - для охлаждаемого режима от 0,012 до 0,021 мм, на периферии - от 0,044 до 0,095 мм; - для неохлаждаемого, соответственно от 0,01 до 0,027 мм и от 0,073 до 0,131 мм. Большие значения перемещений соответствуют подвижной спирали, меньшие - неподвижной, независимо от охлаждения, что объясняется особенностью конструкции спиральной машины. Анализ результатов расчета осевых тепловых перемещений верхней кромки витка спирали (рис.4) позволяет сделать следующий вывод: - с увеличением угла закрутки эвольвенты спирали и увеличением температуры перемещения спирали увеличиваются и достигают максимального значения в центре спирали, т. е. там, где температура максимальна. Соответственно минимальные значения перемещений наблюдаются на периферии спирали. - для неохлаждаемого режима перемещения в центре спирали составляют от 0,095 до 0,272 мм, на периферии - от 0,029 до 0,038 мм. Для охлаждаемого режима, соответственно, от 0,076 до 0,204 мм и от 0,005 до 0,025 мм. Большие значения наблюдаются для подвижной спирали, меньшие - для неподвижной, независимо от охлаждения. а б Рис. 3 - Результаты расчета радиальных тепловых перемещений спиралей на углу поворота вала $j=180^\circ$ и режиме работы компрессора: а) $p=7$, $n=3000$ об/мин, $V_B=4$ л/мин; б) $p=3$, $n=2500$ об/мин, $V_B=0$. На рис.5 представлены некоторые результаты расчета профильных зазоров по углу поворота вала компрессора j .

На рисунке сплошные линии соответствуют линии зацепления по внешней эвольвенте, штриховые - линии зацепления по внутренней эвольвенте. Анализ общих результатов расчета профильных зазоров позволяет сделать следующие выводы: - величина профильного зазора на линии зацепления по внешней эвольвенте достигает максимального значения на периферии витка подвижной спирали, на углу поворота вала $j=0$ (составляет от 0,07 до 0,110 мм), а минимального значения - на углу поворота вала $j=1080^\circ$ (составляет от 0,04 до 0,065 мм). а б Рис. 4 - Результаты расчета осевых тепловых перемещений спиралей на режиме работы компрессора: $p=7$, $n=3000$ об/мин, $V_v=4$ л/мин: а) неподвижная спираль; б) подвижная спираль - изменение профильного зазора на линии зацепления по внутренней эвольвенте имеет противоположный характер. Максимальное значение профильного зазора соответствует углу поворота вала $j=1080^\circ$ (составляет от 0,025 до 0,035 мм), минимальное значение - углу поворота вала $j=0^\circ$ (составляет от 0,003 до 0,015 мм). Рис. 5 - Зависимость профильных зазоров от угла поворота вала j на режиме работы компрессора $p=7$, $n=3000$ об/мин, $V_v=4$ л/мин: линии зацепления: внешняя эвольвента; внутренняя эвольвента. Расчеты показали, что увеличение профильного зазора на периферийном участке витка подвижной спирали от 0,03 до 0,2 мм приводит к незначительному уменьшению коэффициента подачи (от 0,725 до 0,722).

Статья подготовлена в ФГБОУ ВПО «КНИТУ» при финансовой поддержке проекта «Создание высокотехнологичного производства безмасляных 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»