

Принцип работы спиральной машины известен с начала прошлого века благодаря изобретению инженера Леона Круа [1]. Но практически до 80-х годов, было невозможно реализовать идею бесконтактного орбитального движения спиралей с очень малым зазором из-за отсутствия технической возможности производства спиралей с требуемой точностью и чистотой поверхности. И лишь в 90- годах фирма «Iwata Compressor» первой в мире выпустила «сухой» спиральный компрессор. С тех пор благодаря объективным достоинствам спирального механизма, таким как низкий уровень шума и вибрации, достаточно высокая производительность и высокая надежность, возможность получения безмасляной среды вскоре были признаны, и эти машины нашли широкое применение, как в качестве компрессоров, так и вакуумных насосов. Было предложено огромное количество усовершенствований спирального механизма, направленных на повышение эффективности рабочего процесса. Важнейшим направлением совершенствования спиральных компрессоров является повышение герметичности рабочих полостей с целью снижения перетеканий и, соответственно, повышения энергоэффективности процесса. Оптимизация геометрических параметров спиральных машин возможна только на базе обоснованных и апробированных математических моделей, позволяющих получить информацию о влиянии любого конструктивного параметра на характеристики. Такие модели предложены, например, в работах [2-6]. Основу модели любой бесконтактной машины, составляет алгоритм нахождения перетеканий через щелевые каналы между спиральями. Количество перетекающего через щели газа, а, следовательно, и энергетические показатели спиральных машин (как и других роторных машин), в значительной степени зависят от величин зазоров между рабочими полостями. Знание этих зазоров в рабочем (горячем) состоянии значительно повышает точность расчета энергетических показателей спиральных машин, а для расчета величины перетеканий можно использовать известные методы, например, представленные в работе [7]. При увеличении зазоров большее количество сжимаемого газа течет обратно из рабочих полостей высокого давления в рабочие полости низкого давления, что приводит к подогреву всасываемого газа, уменьшению его плотности, а, следовательно, и массовой производительности спиральной машины. Перетекающий через зазоры газ повторно сжимается в рабочих полостях низкого давления и нагревается, что приводит к увеличению температур газа и спиралей, а, следовательно, и температуры нагнетания. Нагретые элементы спиралей в свою очередь подогревают всасывающий газ в местах их соприкосновения. Сжатие, в этом случае происходит при более высокой температуре. Кроме того, увеличение зазоров приводит к росту потребляемой мощности. Таким образом, чем меньше зазоры, тем меньше перетечки между соседними полостями и лучше характеристики спиральной машины. Однако при назначении слишком малых зазоров увеличивается

опасность заклинивания спиралей из-за тепловых и силовых деформаций деталей спиральной машины. Поэтому для создания надежных в работе, имеющих высокие энергетические показатели машин необходимо знать тепловые и силовые деформации деталей компрессора и, исходя из их величин, назначить минимальные безопасные для работы зазоры. Известно, что в спиральной машине существует два вида зазоров. Зазоры между профильными поверхностями спиралей (профильные зазоры), в общем случае могут быть получены тремя способами. 1. Занижением одного из профилей спиралей; 2. Занижением эксцентриситета «е» на расчетную величину D_n ; 3. Комбинированный способ, при котором используется занижение профиля спиралей с одновременным занижением эксцентриситета. Чаще всего в спиральных машинах используются спирали, имеющие теоретический (без занижений) эвольвентный профиль, поэтому, в настоящей работе для получения профильного зазора применяется второй способ. Выражение для определения профильных зазоров с учетом тепловых и силовых деформаций рабочих элементов на рассматриваемом угле поворота приводного вала в общем виде запишется в следующей форме: , (1) где $d_{ПМ}(j)$ – величина монтажного профильного зазора на угле j ; – изменение профильного зазора от радиальных тепловых деформаций подвижной и неподвижной спиралей на угле j , а также от увеличения эксцентриситета «е» эксцентрикового вала (рис.1а); – изменение профильного зазора от радиальных силовых деформаций подвижной и неподвижной спиралей на угле j (рис.1б); – изменение профильного зазора от увеличения радиального зазора в опорном подшипнике под влиянием перепада температур вала и корпуса и под действием приложенной нагрузки . Изменение профильного зазора от увеличения эксцентриситета «е» эксцентрикового вала находится по формуле: , (2) где – коэффициент линейного расширения материала вала; T_B – рабочая температура вала; T_0 – начальная температура вала, при которой проводились замеры зазоров. Увеличение зазора в опорном подшипнике вследствие перепада температур вала T_B и корпуса T_K определяется по формуле [8]: , (3) где – коэффициент линейного расширения ролика и колец; – средний диаметр подшипника; d_1 – наружный диаметр внутреннего кольца; D_1 – внутренний диаметр наружного кольца. Увеличение зазора в опорном подшипнике от упругой деформации в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожками качения внутреннего и наружного колец, при $E=2,08 \times 10^5$ МПа, равно [8]: , (4) где – усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным роликом; F_r – нагрузка на ролики; z_p – число роликов; – длина ролика. а б Рис. 1 - К определению изменения зазоров: а - от тепловых деформаций, б - от силовых деформаций, 1 – подвижная спираль; 2 – неподвижная спираль Монтажный профильный зазор определяется через следующие величины: (5) При этом посадочный радиальный зазор в подшипнике, в общем случае, равен [8]: , (6) где – начальный радиальный зазор в

подшипнике. Начальный радиальный зазор у радиальных подшипников измеряют в радиальном направлении, или вычисляют по формуле [8]: , (7) где D_1 , d_1 , DW – соответственно фактические внутренний диаметр наружного кольца; наружный диаметр внутреннего кольца и диаметр тела качения. Посадочный радиальный зазор – зазор в подшипнике после его установки на рабочее место, т.е. после уменьшения внутреннего диаметра наружного кольца (сжатие кольца) и увеличение наружного диаметра внутреннего кольца (расширение кольца) соответственно на величины и от посадочного натяга. При этом в подшипнике, в общем случае, либо сохраняется некоторый зазор: , (8) либо образуется натяг: (9) Для выполнения расчета необходимо знать зависимости координат точек «касания» профилей спиралей от угла поворота вала (рис.2). Известно, что совокупность точек касания обкатываемых профилей называется линией контакта, а ее проекция на неподвижную плоскость, перпендикулярную оси вращения вала, является линией зацепления. Нахождение уравнений линии зацепления у спиральной машины не вызывает затруднений. При работе с однозаходными спиральями образуются две парные замкнутые полости, объем которых независимо друг от друга перемещается от периферии к центру. Поэтому у спиральной машины, имеющей однозаходные спирали всегда существуют две линии зацепления: внутренняя эвольвента неподвижной спирали и внешняя эвольвента неподвижной спирали. Верхние знаки перед членами уравнения (1), связанные с тепловой деформацией, принимаются при расчете для линии зацепления по внутренней эвольвенте, нижние – для линии зацепления по внешней эвольвенте. Вторым видом зазоров в спиральной машине – торцевые зазоры между вершинами одной спирали и торцевым диском второй. В промышленных машинах на вершине обеих спиралей выполняются канавки, в которые вставляются уплотнители, выполненные из графитизированного фторопласта, которые практически упираются в торцевой диск, обеспечивая повышение «герметичности» торцевого зазора. Торцевой канал по своей геометрии - плоская прямоугольная щель, протяженность которой в направлении перетекания равна ширине уплотнителя. В работе [9] показано, что коэффициент подачи спирального компрессора более чувствителен к изменению торцевых зазоров, чем профильных (до 10 раз). Торцевой зазор в спиральной машине равен: , (10) где – величина монтажного торцевого зазора; – изменение торцевого зазора от осевых тепловых деформаций корпуса, одной из спиралей, прилегающего основания в точке с наибольшим осевым перемещением и шариков противоположного устройства (ППУ) (рис.3); – изменение торцевого зазора от осевых силовых деформаций одной из спиралей и прилегающего основания в точке с наименьшим осевым перемещением (рис.3); – изменение торцевого зазора от упругой деформации в контакте наиболее нагруженного шарика с дорожками качения. Рис. 2 - К определению рабочих зазоров: 1 – неподвижная спираль; 2 – подвижная

спираль; j – угол поворота вала; $1, 8$ – точки касания профиля Рис. 3 - К определению изменения торцовых зазоров от тепловой и силовой деформаций: 1 - подвижная спираль; 2 - неподвижная спираль При этом изменения торцевого зазора от тепловых деформаций корпуса DdK и шариков ППУ находятся по следующим формулам: , (11) где l – длина участка корпуса; α_K – коэффициент линейного расширения материала корпуса; T_K – рабочая температура корпуса. , (12) где $D_{Ш}$ – наружный диаметр шарика; $\alpha_{Ш}$ – коэффициент линейного расширения материала шарика; $T_{Ш}$ – рабочая температура шарика. Изменение зазора от упругой деформации в контакте наиболее нагруженного шарика с дорожками качения ППУ, при $E_1=E_2=E$ и $m_1=m_2=0,3$, определяется по формуле [8]: (13) где E_1, E_2, m_1, m_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона соприкасающихся тел; F – усилие, воспринимаемое наиболее нагруженным шариком; F_{OC} – нагрузка на шарики; z – число шариков; $R_{Ш}$ – радиус шарика. При составлении уравнений (1) и (10) технологические погрешности изготовления деталей СК, образующие рабочие полости, не учитываются, т.к. они изготавливаются на высокоточном оборудовании. Исследования показали [9], что основное влияние на изменение зазоров рабочих полостей спиральных компрессоров сухого сжатия с отношением давлений до 10 оказывают тепловые деформации спиралей и корпуса в результате высоких тепловых нагрузок. Силовые деформации для указанного диапазона отношения давлений незначительны ввиду малых нагрузок от газовых сил, а также конструктивной особенности спиральных машин, связанной с изгибной жесткостью спиралей (прогиб вершин ребер спиралей ограничивается тем, что перепад давлений и температур между рабочими полостями, увеличивающийся от периферии к центру, благоприятно сопровождается увеличением изгибной жесткости в том же направлении). Для спиральных вакуумных насосов влиянием силовых деформаций за счет перепада давлений между полостями также можно пренебречь. 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».