

Введение В настоящее время наиболее широкое распространение в области малых и средних производительностей получили роторные компрессора. Основным рабочим элементом данных компрессоров являются профильные поверхности роторов, выполненные с большой точностью и определяющие основные энергетические характеристики компрессора. В настоящее время именно оптимизация как теоретических, так и действительных профилей роторов является одним из основных направлений при совершенствовании роторных компрессоров [1, 2, 3, 10, 11]. В тоже время данная оптимизация требует знания действительных рабочих зазоров в компрессоре, а, следовательно, и действительного положения профильных поверхностей роторов относительно корпуса и друг друга. На сегодняшний день в литературных источниках этому вопросу посвящено достаточно большое количество работ, в том числе их изменения во времени (не установившийся режим) [1, 2, 3, 4, 5, 6], однако в них зачастую анализируется лишь влияние отдельных аспектов, а не их совокупности. Это и подвигло авторов обобщить в данной работе имеющиеся на сегодняшний момент знания в единую методику расчета действительного положения профильных поверхностей роторов и профильных зазоров. Предлагаемая методика рассмотрена применительно к винтовым маслозаполненным компрессорам, как наиболее распространённому типу компрессоров, однако при необходимости может быть легко адаптирована и под другие типы компрессоров. В частности авторами она и опробована и для машины с внутренним зацеплением роторов (героторной схемы). Постановка задачи и расчетная схема Рис. 1 – Расчетная схема положения роторов в подшипниковой опоре По своей сути ротора компрессоров, профили которых позволяют отказаться при условии наличия смазочного масла в рабочей полости от механизма синхронизации, являются крупномодульными зубчатыми передачами. Однако при этом между ними и зубчатыми передачами есть одно принципиальное различие: в зубчатых передачах передача крутящего момента от одного колеса другому передается непосредственным их контактом; в то время как в роторных компрессорах и крутящий момент, действующий на ротора, обусловлен суммарным моментом действующих на них газовых сил, а также моментом трения роторов о газомаслянную смесь в зазорах. Это дает свободному ротору большую степень свободы в рамках возможного бокового зазора в зацеплении. Особенно это ярко выражено при наличии смены знака крутящим моментом на роторе при его повороте, что приводит к выходу роторов из непосредственного контакта, а также удару при входе в контакт. Данный боковой зазор в зацеплении роторов определяется алгоритмом занижения роторов, конструктивными особенностями и режимом работы компрессора. Последние факторы достаточно подробно рассмотрены в работах [3, 4], в которых представлена расчетная схема, показанная на рис. 1. Данные факторы обусловлены непараллельностью роторов на рабочем режиме компрессора,

вызванной погрешностью изготовления корпусных деталей, различием в изменениях межцентрового расстояния корпуса компрессора на стороне всасывания и нагнетания от тепловых деформаций, а также возможной прецессией роторов в подшипниках. Обобщение в единую методику определения численных значений указанных выше факторов и влияние их на условия зацепления роторов есть цель настоящей работы. Координаты профиля ротора Координаты действительного профиля ротора, как правило, получаются путем занижения координат теоретического профиля. Для удобства их описания и последующего использования целесообразно представить их номинальные значения в параметрическом виде через радиус-вектор: где r - координаты профиля; θ - формы параметр профиля; α - угол поворота ротора; β - винтовой параметр; индекс «1» означает, что параметр относится к приводному ротору; индекс «2» означает, что параметр относится к свободному ротору. При такой постановке и принятии допущении о равномерности температурного поля для любого нормального к оси вращения сечения ротора расчет изменения координат профиля ротора могут быть произведены по следующей зависимости [7]: где $T_{ср}$ - средняя температура ротора в «i»-ом сечении; $T_{х}$ - температура ротора в «холодном» состоянии во время промера зазоров, α - коэффициент линейного теплового расширения материала ротора. Принятое допущение, по данным работ [8, 9], наименее справедливо лишь для сечений близких к торцу нагнетания и при смене режима работы. Температуру торца ротора со стороны нагнетания будет определять в первую очередь температура нагнетания газа, температуру торца со стороны всасывания будут определять температуры всасываемого газа и впрыскиваемого масла. Экспериментальное исследование температурных полей ведущего ротора [7] позволили установить виды корреляционных функций, описывающих данные взаимосвязи. Согласно им для торца нагнетания и всасывания средние температуры ведущего ротора могут быть определены соответственно как: $T_{1ср}$, (4) $T_{2ср}$, (5) где $T_{1ср}$, $T_{2ср}$ - соответственно температуры всасывания, нагнетания и впрыскиваемого масла. Все температуры имеют размерность °C. Согласно тому же источнику изменение температуры по длине ротора носит степенной характер и для любого «i»-го сечения составит: T_i , (6) где L - расстояние от торца всасывания до «i»-го сечения ротора, $L_{пр}$ - длина профильной части ротора. Авторы предлагают распространить полученные зависимости и для расчета температурных полей ведомого ротора. Справедливость такого допущения также косвенно подтверждается при анализе результатов работы [8]. Отклонения оси в подшипниках от номинального положения вызываются наличием погрешности изготовления и радиальным зазором в подшипнике (для подшипников качения), особенностями конструкции (для подшипников скольжения), погрешностью взаимного положения опорных мест корпуса под подшипники, а также тепловыми деформациями корпуса в процессе работы. Эти факторы приводят в общем случае к скрещиванию осей

роторов (повороту оси ротора относительно базовых осей OAXA и OAYA на углы z и S соответственно. Анализ их влияния достаточно подробно освещен в работах [3, 4] и поэтому в данной статье не представлен. Наличие данных углов приведет к тому, что нормальные плоскости роторов перестанут совпадать. Для упрощения математических выкладок целесообразным является использования базовых нормальных плоскостей, с последующей коррекции положения центров сечений и систем координат. На основании расчетной схемы (рис. 2) можно определить положения проекции центра сечения на нормальную плоскость: . (7)

Рис. 2 – Расчетная схема ротора и его положения в подшипниковой опоре

Уравнение профиля в базовой нормальной плоскости относительно смещенного центра координат примет вид: , (8) где , , , при этом следует отметить, что использование систем (7) и (8) справедливы для обоих роторов при принятии допущения об их абсолютной жесткости (отсутствии прогибов роторов, которые имеют более высокую степень малости по сравнению с величинами z и S).

Определение углового зазора между роторами Положения свободного ротора определяется крайними положения при контакте роторов по одной из сторон, либо некоторыми промежуточными положениями при переходе к тому или иному крайнему положению. Для их определения требуется определение рамок, в которых свободный ротор имеет право поворачиваться до контакта с приводным. Данная задача решалась в работе [5]. Рассмотрим аналогичный подход на примере определения угла доворота приводного ротора до контакта со свободным. Для этого рассмотрим положение роторов, когда ведущий ротор повернут на угол Q_1 (рис.3), при этом ведомый ротор, соответственно, номинально должен быть повернут на угол: , (9) где z_1, z_2 – число зубьев ведущего и ведомого роторов. Схема, представленная на рисунке 3, дана для номинальных положений центров роторов и не требует принципиальной замены для учета их перемещения в представленной методике. Выберем на участке A_1D_1 произвольную точку A с угловой координатой α_1 . Найдем на передней части профиля ведомого ротора (участок A_2D_2), повернутого на угол Q_2 , точку B , радиальная координата R_2 которой равна R_1 . Разность угловых координат β точек A и B даст величину угла доворота ведущего ротора до касания точкой A профиля ведомого ротора (10) Отметим, что . (11) При этом радиальная координата точки A определяется по формуле: , (12) где S_1 – функция, описывающая профиль ведущего ротора. А зависимость для определения координат точки B имеет вид. , (13) где S_2 – функция, описывающая профиль ведомого ротора. Решая уравнения (10)–(13) совместно получим зависимость . (14) Решение данных уравнений осуществляется численными методами. Найдя минимум функции (14) по переменной α_1 , получим величину доворота ведущего ротора до его касания профиля ведомого ротора для рассматриваемого положения: (15) Рис. 3 – Схема к определению угла доворота ведущего ротора до контакта с ведомым ротором Из зависимости (15), для всего диапазона угла

поворота , в пределах существования линии контакта по передней стороне профиля зуба ротора, определим минимальный угол доворота ведущего ротора $\beta + \min$. Аналогично рассчитывается и угол недоворота $\beta - \min$. Однако следует отметить тот факт, что одновременно в теоретическом контакте могут находиться несколько пар зубьев. Это характерно в частности и для винтовых компрессоров. Из-за не параллельности осей роторов и наличия градиента температур подлине ротора, а следовательно, и различными тепловыми деформации на противоположных концах, углы недоворота и доворота будут различны для каждой из пар. Истинными значения данных углов будут их минимальные значения между всеми парами зубьев, находящимися одновременно в теоретическом зацеплении. Действительный угловой зазор между роторами будет равен сумме углов доворота и недоворота. Результаты расчетов В качестве объекта исследования выбран стандартный винтовой компрессор, разработанный в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (правопреемник «СКБК») с диаметром роторов 200 мм, длиной профильной части роторов 270 мм, шагом винтов 480 мм и передаточным отношением 4/6. Для профильной поверхности выбран усовершенствованный профиль СКБК со стандартным занижением, описанным в работе [12], суть которого состоит в следующем: профиль ведущего ротора остается теоретическим, в то время как профиль ведомого ротора эквидистантно занижен по отношению к теоретическому. Величина эквидистантного занижения ведомого ротора переменна по длине и меняется от максимальной радиальной величины занижения (0,13 мм) для точек с минимальной радиальной координатой с плавным (линейным) уменьшением до окружной (торцевой) величины занижения (0,07 мм). Для торцевых зазоров между ротором и корпусом приняты следующие величины: со стороны всасывания – 0,6мм, со стороны нагнетания – 0,07 мм. В качестве радиального зазора принят величина – 0,2 мм. График углов доворота ведомого ротора до контакта с ведущим представлен на рис. 4а. На нем Рис.4 –Углы доворота можно выделить два характерных участка: участок АВ – участок входа в контакт с последующим уменьшением величины угла доворота до некоторой минимальной величины в точке В; участок ВС – увеличение угла доворота при контакте по остальной профильной поверхности. Однако следует отметить, что изменение угла доворота как показано на рис. 4а – соответствует лишь одному сечению или прямозубым роторам. В винтовом профиле найдется хотя бы одно сечение с контактом в точке с минимальным углом доворота. Поэтому анализировать лишь величины занижения профилей в предложенной выше постановке бессмысленно, целесообразно их анализировать в контексте с другими факторами, такими, как тепловые деформации роторов и корпуса, что и сделано ниже. В качестве режима выбран режим работы компрессора на воздухе со сжатием от 1ата до 7ата, температурой всасывания 25°С, температурой нагнетания 90°С, температурой впрыскиваемого масла 40 °С, газомасляным

отношением и геометрической степенью сжатия равной 4,5. На рис. 4а показано изменение угла доворота для торцевого сечения со стороны всасывания, для остальных сечений характер изменения угла доворота сохраняется и пропорционально смещается в сторону больших значений по мере продвижения точки контакта к торцу нагнетания. Величины истинных углов доворота представлены на рис. 4б. Участки АВ и CD на нем характеризуют изменения минимума угла доворота (положения точки В на рис. 4а для различных сечений), в то время как участок ВС принадлежит участку АВ (рис. 4а). Таким образом представленная методика позволяет анализировать люфт роторов в винтовом компрессоре и может быть при необходимости экстраполирована на другие типы роторных машин без синхронизирующих механизмов.