

УДК 621.514

**В. В. Акшинская, Т. Н. Мустафин, Г. Н. Чекушкин,
М. С. Хамидуллин, И. Г. Хисамеев**

**К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОФИЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ
В ГЕРОТОРНОМ КОМПРЕССОРЕ С ОКРУЖНЫМ ПРОФИЛЕМ**

Ключевые слова: героторный компрессор, люфт действительных профилей роторов в зацеплении, профильные зазоры.

Приведена методика определения угла люфта в зацеплении действительных профилей роторов, вследствие их занижения по отношению к теоретическому. Методика адаптирована под героторную схему с окружным профилем внутреннего ротора. На основании представленной методики описан способ определения профильных зазоров.

Key words: gerotor compressor, gap of actual rotor profiles in engagement, profile clearances.

The article deals with methods of gap angle determination in actual rotor profiles engagement owing to their decreasing with respect to theoretical. The methods have been adopted for gerotor arrangement with circuit inner profile of inner rotor. The procedure of profile clearances determination based on the presented methods is stated below.

В наибольшей степени на характеристики вновь проектируемых роторных компрессоров сказываются закладываемые зазоры между рабочими органами и неподвижными элементами статора компрессора, ограничивающими рабочие полости. При этом наибольшую сложность в определении вызывают именно профильные зазоры в машинах маслзаполненного типа без синхронизации вращения рабочих органов. В этом случае крутящий момент от одного рабочего органа к другому фактически передается путем непосредственного контакта. Сложность определения профильных зазоров вызывает потребность в занижение теоретических профилей для компенсации тепловых и силовых деформаций, что в свою очередь приводит к появлению люфта в зацеплении.

Целью написания данной статьи является создание методики определения величин профильных зазоров, которые необходимы для определения энергетических показателей проектируемых роторных машин посредством их математического моделирования. Данная методика рассматривается на примере героторного компрессора [1] с окружным профилем внутреннего ротора, в котором предусматривается контакт роторов лишь по роликам наружного ротора (рис. 1).

Действительные профили роторов предлагается задавать массивом координат в полярной системе, с последующей аппроксимацией их кубическими сплайн-функциями [2,3]. Тогда уравнения профилей ведущего (наружного) и ведомого роторов можно представить в виде:

$$\rho_1^A = S_1(\psi_1), \quad (1)$$

$$\rho_2^A = S_2(\psi_2), \quad (2)$$

где $S_1(\psi_1)$ и $S_2(\psi_2)$ - сплайн-функции, ψ_1 и ψ_2 - угловые координаты в полярной системе координат.

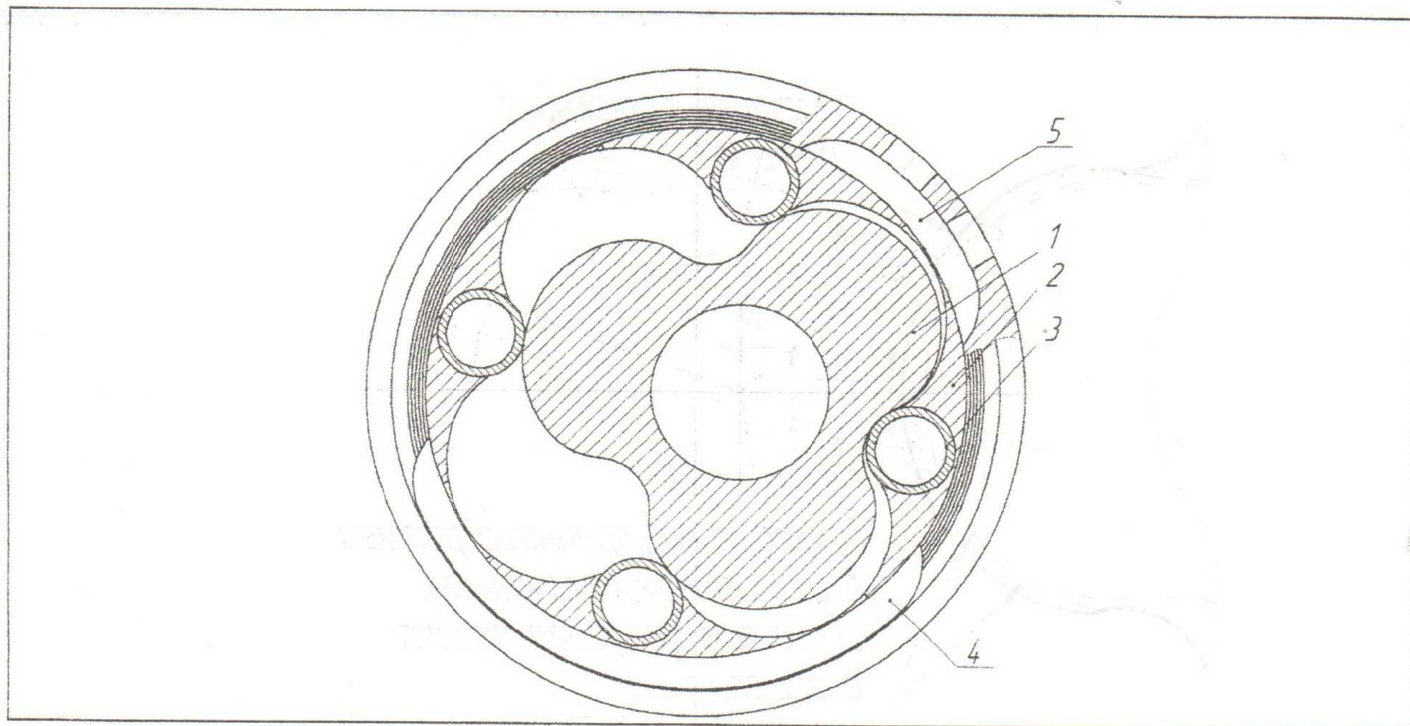


Рис. 1 – Схема героторного компрессора: 1 – внутренний ротор; 2 – наружный ротор; 3 – ролик; 4 – окно всасывания; 5 – окно нагнетания

После определения действительных профилей появляется возможность дать определение угла λ - угла люфта (рис. 2), а также его составляющие:

$$\lambda = \beta_1 + \beta_2, \quad (3)$$

где β_1 и β_2 - углы возможного отклонения положения внутреннего ротора от номинального положения. Однако практический интерес имеет лишь определение угла β_2 (при принятии предположения о вращении роторов против часовой стрелки) отставания внутреннего ротора от номинального положения, т.к. именно он определяет действительное положение внутреннего ротора (в общем случае углы β_1 и β_2 не равны). Однако следует отметить что определение численных значений угла люфта не является самоцелью, так как в конечном итоге для определения профильных зазоров требуется знание лишь одной из его составляющих β_1 и β_2 , в зависимости от того за который из роторов осуществляется привод. Величины обоих углов являются функцией угла поворота приводного элемента.

В рассматриваемом случае привод осуществляется за наружный ротор, т.е. целесообразно использовать термин угла недоворота ведомого ротора, тогда характерным углом будет $\beta = \beta_2$. Основной сложностью расчета данного угла является тот факт, что теоретические профили имеют число точек касаний роторов соответствующее числу зубьев наружного ротора, следовательно, недоворот внутреннего ротора до контакта с одним из роликов по указанной выше методике в общем случае может вызвать интерференцию зубьев внутреннего ротора с одним или несколькими из оставшихся роликов. Т.е. угол недоворота должен определяться в сочетании с каждым из роликов, истинным является наименьший из полученных углов. В допущении предположения об угловой равномерности обоих профилей с учётом всего выше изложенного искомое уравнение окончательно примет вид:

$$\beta_{\min} = \min \left(f(\varphi_1); f\left(\varphi_1 + \frac{2 \cdot \pi}{n}\right); \dots; f\left(\varphi_1 + \frac{2 \cdot (n-1) \cdot \pi}{n}\right) \right), \quad (4)$$

где n – число зубьев (роликов) наружного ротора, φ_1 - угол поворота наружного ротора (выступающего в качестве приводного элемента).

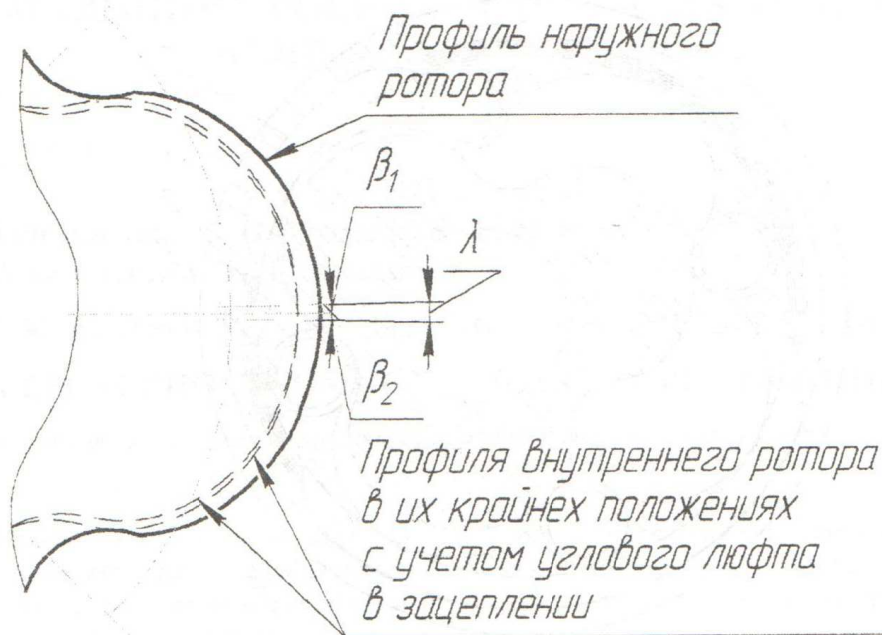


Рис. 2 – К определению угла свободного поворота роторов

Рассмотрим положение роторов (рис. 3), когда ведущий ротор повернут на угол φ_1 , при этом ведомый соответственно будет повернут в теоретическом зацеплении на угол φ_2 :

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{Z_1}{Z_2}, \quad (5)$$

где Z_1 и Z_2 – соответственно число зубьев ведущего и ведомого роторов.

За базовую систему координат выбирается неподвижная система координат $X'_2O_2Y'_2$ с центром на оси внутреннего ротора (рис. 3), при этом ведущий ротор повернут относительно начального положения на произвольный угол φ_1 , а внутренний – на φ_2 . Для решения предлагаемой задачи по изложенной выше методике на первом этапе определяются зависимости, описывающие профили наружного и внутреннего роторов соответственно в системе координат $X'_2O_2Y'_2$. Данный подход аналогичен предложен в [4], где подобная задача решалась применительно к винтовым компрессорам:

$$\rho'_1 = S_1(\psi_1; \varphi_1), \quad (6)$$

$$\rho'_2 = S_2(\psi_2; \varphi_2), \quad (7)$$

где S_1 и S_2 – сплайн-функция, описывающие профили соответственно ведущего и ведомого роторов.

На основании расчетной схемы (рис. 3) можно получить следующую зависимость:

$$\psi^*_2 = \psi_2 + \varphi_2 = \psi_2 + i_{21} \cdot \varphi_1, \quad (8)$$

где $i_{21} = \frac{Z_1}{Z_2}$ – передаточное отношение.

Тогда искомое уравнение примет вид:

$$\rho'_2(\psi^*_2; \varphi_2) = \rho'_1(\psi^*_1; \varphi_1) = \rho, \quad (9)$$

где ρ – произвольный радиус из допустимого диапазона: $\rho \in [\rho_{\min}; \rho_{\max}]$. Минимальное ограничение определяется радиус координатой максимально приближенной к центру координат $X_2O_2Y_2$ (рис. 3) точкой ролика наружного ротора и находится с помощью уравнения:

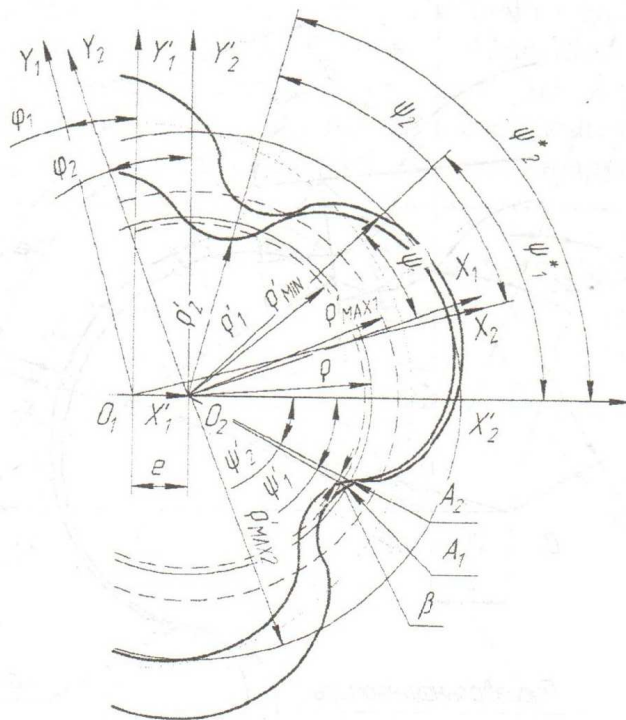


Рис. 3 – К определению угла недоворота внутреннего ротора до контакта с наружным

$$\rho_{\min} = \min \left(\sqrt{(X'_1(\psi; \phi_1))^2 + (Y'_1(\psi; \phi_1))^2} \right),$$

при условии: $\psi \in \left[-\frac{\pi}{2}; 0 \right]$. Максимальное ограничение произвольного радиуса соответствует условию:

$$\rho_{\max} = \min(\rho_{\max 1}, \rho_{\max 2}),$$

где $\rho_{\max 1}$ - радиус-координата перехода ролика на дугу окружности профиля:

$$\rho_{\max 1} = \sqrt{\left(X'_1 \left(-\frac{\pi}{n} + \delta; \phi_1 \right) \right)^2 + \left(Y'_1 \left(-\frac{\pi}{n} + \delta; \phi_1 \right) \right)^2},$$

где n - число зубьев (роликов) наружного ротора, δ - конструктивный угол; $\rho_{\max 2}$ - окружность выступов внутреннего ротора.

Решение уравнения (9) позволяет определить углы ψ^*_1 и ψ^*_2 , а, следовательно, и угол недоворота точки A_2 до точки A_1 :

$$\beta = \psi'_2 - \psi'_1 = \psi^*_1 - \psi^*_2. \quad (10)$$

Задавая произвольные радиусы ρ , получаются массивы β , с их последующей аппроксимации кубическим сплайном:

$$\beta = S(\rho), \quad (11)$$

где $S(\rho)$ - сплайн-функция, экстремум (минимумом) которой в заданном диапазоне $\rho \in [\rho_{\min}; \rho_{\max}]$, и есть искомый угол недоворота для заданного угла ϕ_1 .

Зазор определяется минимальным отрезком, соединяющей точки обоих профилей по нормали к одному из профилей. В качестве профиля, к которому строится нормаль целесообразно выбрать профиль наружного ротора, т.к. в этом случае одна из точек нормали известна - это центр ролика, другой причиной целесообразности подобного выбора является ограниченность области поиска минимума (рис. 4).

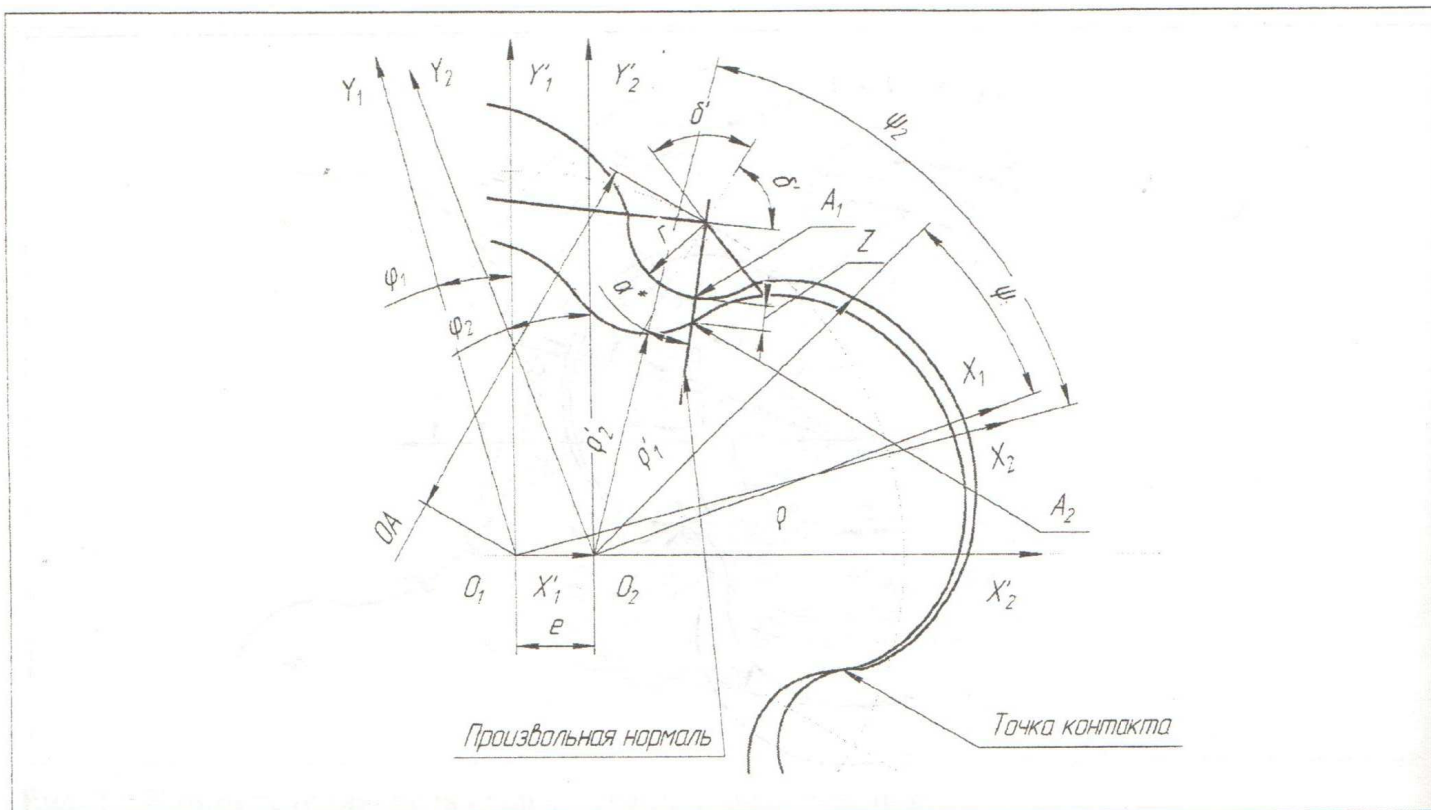


Рис. 4 – К определению номинального профильного зазора

Пусть наружный ротор повернут на произвольный угол φ_1 , тогда с учетом недоворота угол поворота внутреннего ротора составит:

$$\varphi_2 = i_{21} \cdot \varphi_1 - \beta_{\min}(\varphi_1). \quad (12)$$

Уравнение нормали к профилю в системе координат $Y_1O_1X_1$ можно представить в следующем виде:

$$y(\alpha^*; x) = \left(x - OA \cdot \cos\left(\frac{\pi}{n}\right) \right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n} - \alpha^*\right) + OA \cdot \sin\left(\frac{\pi}{n}\right), \quad (13)$$

где α^* - произвольный угол, принадлежащей отрезку $[-\delta'; \delta']$, OA - расстояние от центра координат O_1 до центра ролика. Зависимость (13) записана на основании того допущения что контакт между роторами возможен лишь по роликам наружного ротора, следовательно нормаль к нему должна пройти через центр ролика.

Уравнение профиля внутреннего ротора в системе координат $Y_1O_1X_1$ можно представить в параметрической форме [2, 3, 5, 6]:

$$\begin{cases} x_2^*(\psi_2; \varphi_1) = \rho_2^d(\psi_2) \cdot \cos(\psi_2 + k \cdot \varphi_1 - \beta_{\min}(\varphi_1)) + e \cdot \cos(\varphi_1) \\ y_2^*(\psi_2; \varphi_1) = \rho_2^d(\psi_2) \cdot \sin(\psi_2 + k \cdot \varphi_1 - \beta_{\min}(\varphi_1)) - e \cdot \sin(\varphi_1) \end{cases} \quad (14)$$

Совместное решение уравнений (13) и (14) позволит установить связь между ψ_2 и α^* , а следовательно, и найти длину отрезка, соединяющие точки пересечения нормали с профилями роторов, как функции углов α^* и φ_1 :

$$Z(\alpha^*; \varphi_1) = \sqrt{(X_{A1}(\alpha^*) - X_{A2}(\alpha^*; \varphi_1))^2 + (Y_{A1}(\alpha^*) - Y_{A2}(\alpha^*; \varphi_1))^2}. \quad (15)$$

Экстремум (минимум) функции (15) по углу α^* и даст номинальный профильный зазор между роторами для данного угла поворота φ_1 :

$$\sigma_p'(\varphi_1) = \min(Z(\alpha^*; \varphi_1)). \quad (16)$$

Результаты расчетов представлены на рис. 5. Их анализ показывает, что результаты, получаемые по представленной методике, хорошо согласуются с графоаналитическим решением, полученным с помощью системы «Компас 3D V10 LT». Следовательно, предлагаемая методика может быть рекомендована для последующей адаптации и применения при расчете роторных компрессорных и расширительных машин других типов.

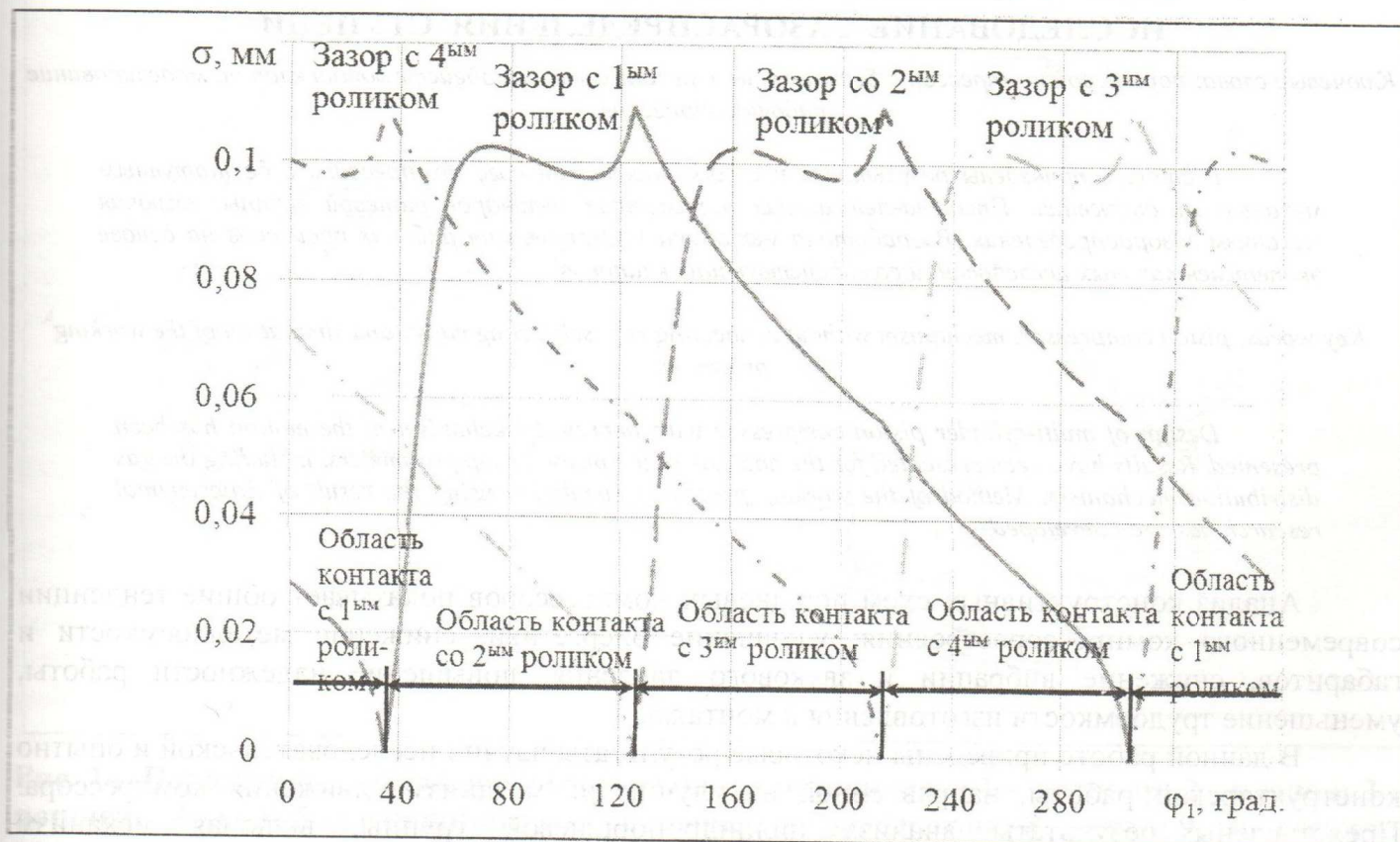


Рис. 5 – Результаты расчётов профильных зазоров при эквидистантном занижении профиля внутреннего ротора на 0,05мм передаточным отношение 4/3

Литература

1. Патент на полезную модель №44155 (РФ). Объемная роторная машина / М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев, Г.Н. Чекушкин. // 22.11.04, опубл. 27.02.05 F04C2/28.
2. Мустафин, Т.Н. Анализ геометрии профилей роторов героторного компрессора Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушкин, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев // Вестник Казан. технол. ун-та. - 2010. - №10. - С. 41-43.
3. Мустафин, Т.Н. Уравнение и анализ теоретического профиля героторного компрессора / Т.Н. Мустафин, М.С. Хамидуллин, И.Г. Хисамеев, Г.Н. Чекушкин // Компрессорная техника и пневматика. - 2009. - №3. - С.19-21
4. Якупов, Р.Р. Расчетная модель определения величин профильных зазоров в роторах винтового компрессора / Р.Р. Якупов, В.Н. Налимов, И.Г. Хисамеев // Труды XIV Международной научно-технической конференции по компрессорной технике. - Казань – 2007. – Том 1 – С. 270-275.
5. Хисамеев, И.Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчет, проектирование / И.Г. Хисамеев, В.А. Максимов – Казань: Фэн – 2000. - 638 с.
6. Саун, И.А. Винтовые компрессоры //И.А.Саун. - Л.: Машинстроение, 1970. - 400с.

© В. В. Акшинская – асс. каф. холодильной техники и технологии КНИТУ, mveronika@yandex.ru;
Т. Н. Мустафин – асс. той же кафедры, mustimur@rambler.ru; Г. Н. Чекушкин – канд. техн. наук, доц. той же кафедры; М. С. Хамидуллин – канд. техн. наук, проф. той же кафедры; И. Г. Хисамеев – д-р техн. наук, проф., зав. каф. холодильной техники и технологии КНИТУ.