УДК 621.514

С. В. Визгалов, А. М. Ибраев

ПЕРИОДИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КОМПРЕССОРА ТИПА РУТС И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ОБЪЕМА ПОЛОСТИ ОТ УГЛА ПОВОРОТА РОТОРА

Ключевые слова: компрессор типа Рутс, объем рабочей полости.

Предложена схема периодизации рабочего процесса в компрессоре внешнего сжатия типа Рутс, учитывающая 5 стадий рабочего процесса, различающихся как характером изменения объема полостей, так и схемой протечек через щелевые зазоры. Численным интегрированием определены зависимости объемов полостей на всасывании для двух типов профилей роторов – эвольвентного с подрезкой и окружного без подрезки, которые представлены в графическом и аналитическом виде. Получено, что скорость роста объема полостей на всасывании практически не зависит от типа профиля.

Keywords: Roots type compressor, the volume of working chamber.

A scheme of periodization of the workflow in the compressor external compression type Roots, taking into account the 5 stages of the workflow, as distinct nature of the change of volume the chamber and scheme of leaks through clearance. Numerical integration are defined depending on the volume of the chamber absorption for the two types of rotors - involute with trimming and county without trimming, which are presented in graphical and analytical form. It was found that the rate of growth of cavities on the suction is practically independent of the type of profile.

Введение

Компрессор типа Рутс показанный на рис. 1, представляет собой двухроторную машину с прямозубыми роторами, имеющими одинаковый наружный диаметр, одинаковое число зубьев (лопастей) на ведущем и ведомом роторе, которое как правило равно 2 или 3, профили зубьев на ведущем и ведомом роторе также идентичны, что существенно упрощает технологию изготовления роторов [1]. Передача крутящего момента от ведущего к

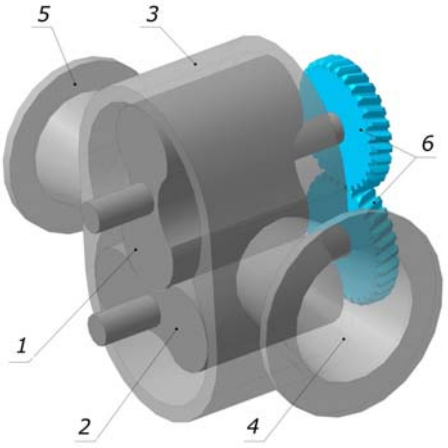

Рис. 1 - Схема компрессора типа Рутс: ведущий ротор, 2- ведомый ротор, 3- корпус, 4- патрубок всасывания, 5- патрубок нагнетания, 6- шестерни синхронизации роторов

ведомому ротору производится с помощью синхронизирующих шестерен, насаженных на консольные участки роторов вне рабочего объёма компрессора. Всасывание и нагнетание газа осуществляется через патрубки и окна, расположенные на цилиндрической части корпуса компрессора в месте пересечения его расточек. Роторы компрессора вращаются в противоположные стороны с равными скоростями, не касаясь друг друга и стенок корпуса, что объясняется наличием зазоров между ними.

Следует отметить, что машина типа Рутс относится к компрессорам внешнего сжатия газа, в которых газ переносится со стороны всасывания на сторону нагнетания в замкнутых рабочих полостях без изменения их объема. Повышение давления газа происходит при раскрытии такой рабочей полости на стороне нагнетания и связано главным образом с обратным натеканием газа через патрубок нагнетания в рабочую полость – процессом выхлопа. Эта особенность рабочего процесса компрессора типа Рутс приводит к довольно существенному снижению его производительности и КПД, росту пульсаций давления газа и уровня шума с ростом частоты вращения роторов n_o и отношения давлений в компрессоре $\Pi=p_к/p_н$. Следствием этого является ограничение его диапазона работы по указанным параметрам [2].

Наиболее адекватным методом расчета и исследования характеристик компрессора является составление математической модели рабочего процесса, учитывающей основные значимые факторы. Основные положения модели и расчетные уравнения даны в работе [3] в виде дифференциальных зависимостей изменения давления p и температуры T в полости от угла поворота ротора φ - $dp/d\varphi$ и $dT/d\varphi$.

Периодизация рабочего процесса

Система уравнений математической модели $dp/d\varphi$ и $dT/d\varphi$ дополняется зависимостями объема рабочей полости от угла φ - $V=f(\varphi)$ и $dV/d\varphi$, которые для компрессора типа Рутс определяются численным методом для каждой из полостей: всасывающей, изолированной рабочей полости и полости нагнетания.

Так как рабочий процесс в роторном компрессоре разбит на ряд стадий, отличающихся как характером изменения объема рабочей полоти, так и схемой протечек между по-

лостями, важно четко представлять схему периодизации этих стадий.

Выделим следующие пять стадий рабочего процесса компрессора типа Рутс:

- всасывание в парную полость увеличивающегося объема;
- выделение рабочей полости на всасывании;
- перенос «изолированной» рабочей полости постоянного объема на сторону нагнетания;
- раскрытие рабочей полости на нагнетании;
- парная полость уменьшающегося объема на нагнетании.

Одновременно в машине существуют несколько сообщающихся между собой через щелевые зазоры полостей, в которых протекают различные стадии рабочего процесса, смещенные друг относительно друга по углу поворота ротора на углы, кратные 90° (для двухлопастных машин). Принято моделирование проводить для одной рабочей полости, объемом $V(\varphi)$ т.к. остальные представляют эту же полость на углах поворота $\varphi\pm90°$, $\varphi\pm180°$ и т.д.

Принятая при моделировании компрессора Рутс схема периодизации рабочих процессов приведена на рис. 2, там же условно стрелками нанесена схема протечек между рассматриваемой и смежными полостями.

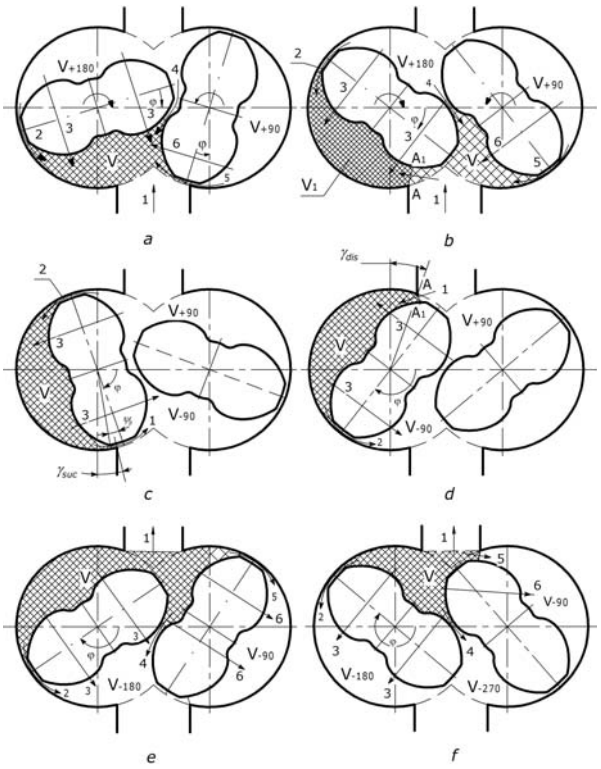

Рис. 2 - Схема периодизации рабочих процессов и протечек

Расчет рабочего процесса начинается с периода всасывания (рис. 2a). Начальный угол поворота роторов составляет $\varphi_0=-(\gamma_{suc}+\psi_п)$. В этот период рабочая полость представляет собой парную полость на всасывании (ППВ) увеличивающегося объема V (заштрихована на рис.2) которая сообщается со всасывающим патрубком (1) через окно всасывания, с полостью на угле φ+90° объемом V+90° через радиальную (5) и торцевую (6) щели и, полостью нагнетания на угле φ+180° объемом V+180° через радиальную (2), торцевую (3) и профильную (4) щели. Углы γ_{suc}, $\psi_п$, γ_c, γ_{dis} – показаны на рис. 3.

Начиная с угла $\varphi_{гр1}=\gamma_c-\psi_п$ расчет ведется для двух полостей, объемом V_1 и V (включающем V_1), рис. 2b до момента когда давления в этих полостях не будут отличаться более чем на 3%. С этого угла и до угла $\varphi_{гр2}=90-\gamma_{suc}-\psi_п$ расчет ведется для рабочей полости на всасывании (РПВ) объемом V_1, сообщающейся со всасывающимся патрубком (1) через окно, образованное нормалью AA_1, проведенной из точки A (патрубок) на профиль ротора; с полостью V+180° через радиальную (2) и торцевую (3) щели. Параллельно также продолжается расчет перетечек через щели 2, 3, 4, 5, 6 в парную полость V для определения коэффициента подачи компрессора.

При повороте ротора на угол $\varphi_{гр2}=90-\gamma_{suc}-\psi_п$ рассматриваемая полость отсоединяется от всасывающего патрубка и до угла $\varphi_{гр3}=90+\gamma_{dis}+\psi_п$ существует в виде изолированной рабочей полости (ИРП) объем которой не изменяется (рис. 2c). Эта полость сообщается через радиальный (2) и торцевой (3) зазоры с полостью на нагнетании V+90 и через радиальный (1) и торцевой (3) зазоры с полостью на всасывании V-90. Характеристика $dV/d\varphi$ для нее есть 0.

Раскрытие рабочей полости на нагнетании – РПН (рис. 2d) происходит с момента $\varphi_{гр3}=90+\gamma_{dis}+\psi_п$ до момента $\varphi=\varphi_{гр4}$, при котором наблюдается выравнивание давлений в полостях объемом V и V+90°. Рассматриваемая полость, сообщается с нагнетательным патрубком через окно, образованное нормалью AA_1, подобно окну на всасывании, с полостью на всасывании V-90° через радиальную (2) и торцевую (3) щели и полостью на нагнетании V+90° через торцевую щель (3). С момента выравнивания давлений в полостях V и V+90° эти полости объединяются и рассматриваются как одна единая парная полость (рис. 2e) объем которой уменьшается (ППН). Эта полость сообщается с патрубком нагнетания (1), полостью всасывания V-180° через радиальную (2), торцевые (3) и профильные (4) щели и полостью V-90° через радиальную (5) и торцевые (6) щели. На угле $\varphi_{гр5}=180+\gamma_{dis}+\psi_п$ начинается раскрытие второй рабочей ячейки, (рис. 2f) объемом V-90°, на нагнетании и появляется утечка (5) в эту полость. Расчет ведется до угла $\varphi_к=\varphi_{гр2}+90°$.

Расчет объема рабочей полости

Для построения универсальной методики определения объема рабочей полости на каждой стадии процесса, независимо от кривых, очерчивающих профиль ротора удобно аппроксимировать его профиль, кроме участков подрезки кубическим сплайном и представить уравнением вида в системе координат ротора

$$Y_p = Spl(X_p) = a_j X_p^3 + b_j X_p^2 + c_j X_p + d,$$

где a_i, b_i, c_i - массивы коэффициентов сплайна,; $j = \overline{1, n}$, n- число точек на профиле.

Точность аппроксимации позволяет заменить реальный профиль аппроксимированным профилем-эквивалентом, имеющем единое уравнение для всех участков.

Также необходимо иметь координаты линии зацепления в неподвижной системе $X_{1z}O_1Y_{1z}$, связанной с расточкой ведущего ротора в виде

$$\begin{cases} X_{1Z} = X_{1Z}(\varphi); \\ Y_{1Z} = Y_{1Z}(\varphi); \end{cases}$$

Расчетная схема представлена на рис. 3. Используя уравнения связи неподвижной системы $X_{1z}O_1Y_{1z}$ и подвижных систем координат, связанных с вращающимися роторами переводим координаты точки контакта K в систему координат первого и второго ротора $X_{P1}O_1Y_{P1}$ и $X_{P2}O_2Y_{P2}$.

$$\begin{cases} X_{P1_K} = -X_{1Z}) \cdot \sin\varphi - Y_{1Z} \cdot \cos\varphi; \\ Y_{P1_K} = X_{1Z} \cdot \cos\varphi - Y_{1Z} \cdot \sin\varphi; \end{cases}$$

$$\begin{cases} X_{P2_K} = (A - X_{1Z}) \cdot \cos\varphi - Y_{1Z} \cdot \sin\varphi; \\ Y_{P2_K} = -(A - X_{1Z}) \cdot \sin\varphi - Y_{1Z} \cdot \cos\varphi; \end{cases}$$

Торцовое сечение парной полости на всасывании (ППВ) представляет собой фигуру $A_2KDA_1CA_2$. Интегрируя численным методом область, ограниченную полученными участками профиля A_2K на ведомом роторе и KDA_1 на ведущем и расточкой статора определяем торцевую площадь полости на угле поворота φ как сумму площадей:

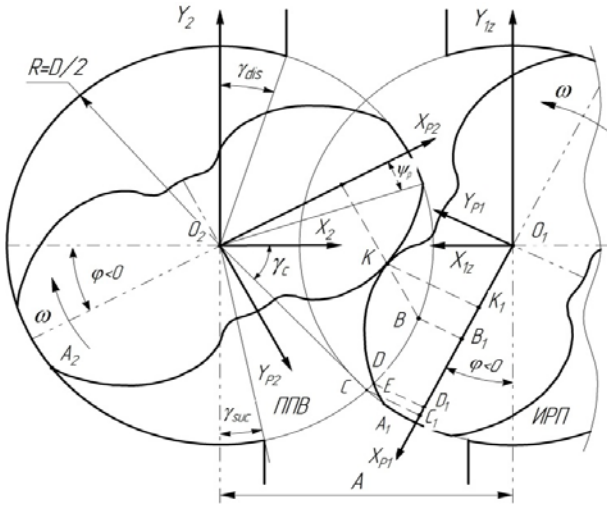

Рис. 3 - Расчетная схема

$$F_{ППВ} = F_{A_2CDKA_2} + F_{A_1CEA_1} + F_{CDEC}.$$

В данной статье ввиду ограниченности объема уравнения для определения ее составляющих не приводятся, полностью уравнения приведены в работе [4].

Рабочая полость существует в изолированном от патрубков всасывания и нагнетания виде (ИРП) в диапазоне углов ротора $\varphi=\pi/2-\gamma_{suc}-\psi_p \ldots \pi/2+\gamma_{dis}+\psi_p$, ее объем неизменный, равный

$$V_{ИРП} = F_{ИРП} \cdot L_p = 0{,}5\pi \cdot R_p^2 \cdot k_s \cdot L_p,$$

где R_p, L_p- радиус, длина ротора, k_S- коэффициент использования объема корпуса.

Результаты расчета

Результаты расчета изменения объемов полостей на всасывании для двух типов профилей представлены на рис. 4. Рассмотрены роторы с эвольвентным подрезанным профилем (кривая 1), такой профиль применяется на компрессорах типа 1А11, 2А22 и других, выпускаемых Мелитопольским компрессорным заводом (Украина) и роторы с окружным профилем без подрезки (кривая 2), характерном для вакуумнасосов типа ДВН.

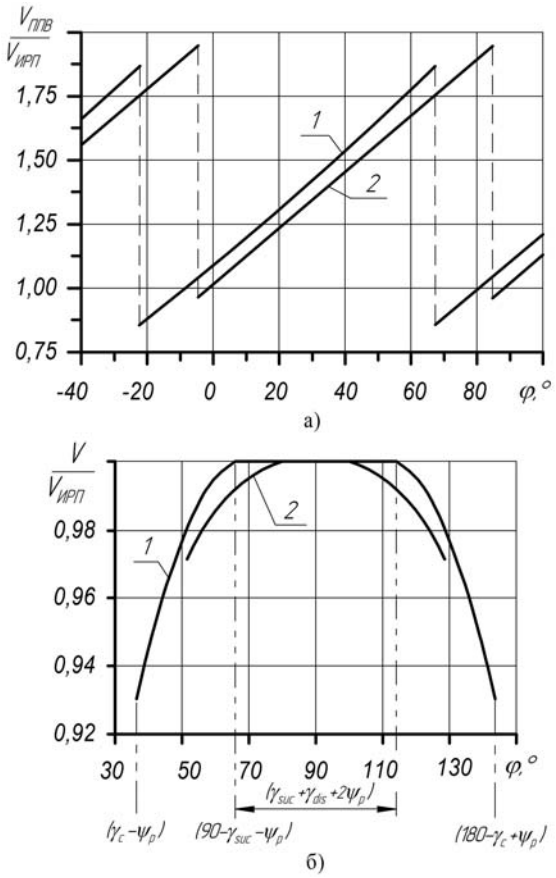

Рис. 4 - Изменение объема рабочей полости: 1 - эвольвентный профиль (γ_{suc}=12°, ψ_p=10°); 2 - окружной профиль ротора(γ_{suc}=4,78°, ψ_p=0°);

Как видно из графиков объем парной полости $V_{ППВ}$ увеличивается линейно по углу поворота ротора φ, точки разрыва на графике возникают в момент отсоединения изолированной полости при $\varphi_{гр2}=90-\gamma_{suc}-\psi_п$. Графики рис. 4б построены для периода, изображенного на рис. 2б, когда рабочая полость начинает условно отсоединяться от парной полости, ее объем вначале растет достаточно быстро, затем рост замедляется и кривая выходит на постоянное значение объема, равное $V_{ИРП}$. Снижение объема происходит с момента раскрытия полости на нагнетании, т.е. с угла $\varphi_{гр3}=90+\gamma_{dis}+\psi_п$ рис. 2d (правые спадающие ветки графиков на рис. 4б). В целом законы изменения объема полостей

подобны, с той разницей, что для окружного профиля объем изменяется более плавно и период существования полости в изолированном состоянии существенно меньший, чем для эвольвентного подрезанного профиля.

Закон изменения объема полости на всасывании определяет ее наполнение газом и таким образом влияет на рабочий процесс, т.е на давление, температуру, массу газа в полости. Это влияние прослеживается через скорость изменения объема, выражаемую производной dV/dφ. Зависимости V(φ) рис. 4а показывают, что скорости изменения объема парной полости на всасывании практически одинаковы для двух рассмотренных типов профилей. С момента выделения рабочей полости на всасывании скорости изменения V(φ) начинают различаться. В связи с более коротким периодом существования рабочей полости в изолированном состоянии у машины с окружным профилем без подрезки будет наблюдаться более резкий рост давления в момент раскрытия полости на нагнетании, т.к. в процессе переноса изолированной полости давление в ней начинает расти за счет притечек газа через щели.

Для использования в расчетах, полученные зависимости изменения объема полости обобщены в виде следующих уравнений:

- для эвольвентного профиля:

$$\frac{V_{ППВ}}{V_{ИРП}} = 1{,}091 + 0{,}0111 \cdot \varphi$$ – для φ= –22,425…67,575°;

$$\frac{V_{РПВ}}{V_{ИРП}} = 0{,}713 + 7{,}478 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi\,.$$ для φ= 36,28…67,575°;

- для окружного профиля:

$$\frac{V_{ППВ}}{V_{ИРП}} = 1{,}01 + 0{,}0108 \cdot \varphi$$ – для φ= –4,78…85,22°;

$$\frac{V_{РПВ}}{V_{ИРП}} = 0{,}79 + 5{,}186 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi$$ – для φ= 51…85,22°.

Эвольвентный профиль рассматривался применительно к геометрии машины 1А11, окружной – ДВН50.

Литература

1. А.Г. Головинцев, В.А. Румянцев, В.И. Ардашев, Ротационные компрессоры. М.: Машиностроение, 1964. – 315с.
2. С.В. Визгалов, А.М. Ибраев, И.И. Шарапов, Коэффициент подачи роторного компрессора внешнего сжатия. Вестник Казан. технол. ун-та. – 2010, №10, с. 535-541.
3. А.М. Ибраев, С.В. Визгалов, И.И. Шарапов, Выбор геометрических параметров ротора при проектировании шестеренчатого компрессора внешнего сжатия. Вестник Казан. технол. ун-та. – 2011, №6, с. 187-193.
4. С.В. Визгалов, Дисс. канд. технич. наук. Казан. гос. технол. ун-т. Казань, 2004. - 212 с.

© С. В. Визгалов – доц. каф. холодильной техники и технологии КНИТУ, sv_kstu@rambler.ru, **А. М. Ибраев** – доц. каф. холодильной техники и технологии КНИТУ, ami_kstu@rambler.ru.