

В работе [1] представлены основные уравнения математической модели роторного компрессора типа Рутс и проведенный с помощью нее анализ влияния угла подрезки ротора ури относительного межцентрового расстояния на характеристики машины. В настоящей работе с помощью математической модели проанализировано влияние типа профиля ротора. Известны следующие основные типы профилей, применяемые в производственной практике предприятий России и Украины - это эвольвентный профиль, эллиптический или его частный случай - окружной профиль, а также линейный профиль [2, 3].

Указанные профили отличаются способом изготовления. а б с Рис. 1 - Профили ротора компрессора типа Рутс: а - эвольвентный, б - окружной, с - линейный

Перечисленные типы профилей, а также их характерные участки показаны на рис.1. Лопасть ротора делится на две части - головку и ножку начальной окружностью радиуса  $r$ . Каждый профиль имеет участок подрезки на головке А-В, который представляет собой дугу окружности радиуса  $R=D/2$ , его границы определяются углом подрезки  $\alpha$ , а также участок подрезки на ножке ротора Е-В в виде дуги окружности радиуса  $r$ , где  $D$ ,  $A$  - диаметр ротора, межцентровое расстояние,  $r$ . Участки подрезки вводятся для образования глубоких щелей с эквидистантными стенками и снижения протечек через радиальные щели по наружному диаметру ротора. Эвольвентный профиль (рис. 1а) имеет участки В-С и С-Д, образованные эвольвентой окружности и участок D-E - удлиненная эвольвента получаемая при нарезке профиля инструментальной рейкой и поэтому, угол подрезки на ножке несколько больший чем на головке  $\alpha' > \alpha$ . Этот профиль получается в результате обкатки инструментальной рейкой. Окружной профиль (рис. 1б) образован следующими участками: В-С - дуга окружности, радиуса  $r$ , центр которой находится в точке  $O'$ , расположенной на оси профиля на расстоянии  $b$  от центра вращения - точки  $O$ , участком С-Д - кривая обкатки, получаемая из условия зацепления двух роторов и D-E - нормальная эпициклоида, описанная точкой В ответного ротора. Независимыми параметрами для задания профиля этого ротора являются три следующих параметра -  $r$ ,  $b$ ,  $\alpha$ . Два других параметра связаны с ними уравнениями: У линейного профиля (рис. 1с) участок на ножке ротора С-Д выполнен в виде прямой линии, касательной к эпициклоиде D-E, участок В-С на головке ротора является обкатываемым, его координаты определяются из условия зацепления роторов. Анализ линейного профиля и уравнения для определения координат его участков даны в работе [3]. Система уравнений математической модели  $dp/dj$  и  $dT/dj$  [1] дополняется зависимостью объема рабочей полости от угла  $\alpha$  поворота ротора в виде  $V=f(\alpha)$  и  $dV/d\alpha$  которая для компрессора типа Рутс определялась численным методом для каждой из полостей: всасывающей, изолированной полости и полости нагнетания. Периодизация рабочих процессов и расчет объема полостей представлены в работе [4]. Массовый расход газа через окна всасывания и нагнетания определялся в зависимости от их площади  $f$  как где  $m$ -

коэффициент расхода окна, определяемый экспериментально методом статических продувок для различных положений роторов;  $\rho_1$  - плотность газа перед окном,  $w$  - скорость адиабатного истечения газа через окно. Расход газа через узкие щелевые зазоры, разделяющие полости компрессора определялся по методике С.Е. Захаренко:  $G = \rho_1 w d$ , кг/с. где  $d$  - размеры щели, длина по фронту и минимальная высота;  $\chi$  - коэффициент местных сопротивлений на входе и выходе щели из-за внезапного сужения и расширения;  $l$  - коэффициент трения газа в щели как функция числа Рейнольдса;  $D$  - коэффициент формы щели. Система уравнений математической модели решалась численным методом Рунге-Кутты-Фельдберга 4-5 порядка с автоматическим выбором шага интегрирования [5].

Результатами решения уравнений математической модели являются диаграммы изменения давления и температуры по углу поворота ротора. С помощью интегрирования полученной зависимости  $p=f(j)$  определялась индикаторная мощность компрессора и индикаторный КПД  $\eta_{ind}$ , где  $N_{ад}$  - адиабатная мощность компрессора. Объемный КПД определялся для контроля точности по двум формулам:  $\eta_v = \frac{SV_{пр.j}}{SV_{пр.win}}$ ; где  $SV_{пр.j}$  - суммарный объем притечек газа во всасывающую полость из полостей  $V+180^\circ$ ,  $V+90^\circ$  за период всасывания, отнесенный к условиям всасывания;  $SV_{пр.win}$  - объем натекания газа во всасывающую полость только через окно всасывания;  $V_{is}$  - объем изолированной рабочей полости, отделяемой от полости всасывания на угле, равном  $(90^\circ - \alpha_{вс-ур})$  [4].

Результаты расчетов по математической модели сопоставлялись с экспериментальными данными, полученными на трех типах компрессоров с различными профилями роторов. Расхождение модели и эксперимента составило не более точности снятия экспериментальных параметров, что говорит об адекватности модели. На разработанной математической модели компрессора были проведены расчеты с целью определения влияния типа профиля ротора на параметры эффективности компрессора -  $\eta_v$ ,  $\eta_{ind}$ . Расчеты проводились при постоянной величине монтажных зазоров, но учитывалось изменение рабочих зазоров из-за тепловых деформаций роторов и корпуса компрессора. Также постоянными оставались параметры  $\rho_1$ ,  $w$ . В качестве рабочего газа рассматривался воздух. На рисунке 2 представлены полученные характеристики компрессора с окружным, линейным и эвольвентным профилем ротора при двух значениях угла подрезки  $\alpha_{п} = 5^\circ$  и  $10^\circ$  в диапазоне изменения величины отношения давлений  $P = 1,1 \dots 2,1$ . Из анализируемых трех типов профилей более высокие значения  $\eta_v$ ,  $\eta_{ind}$  имеет окружной профиль, его коэффициент подачи выше на 3...3,5% по сравнению с эвольвентным, различия по индикаторному КПД составляют меньшую величину - 2...3%. Но в целом можно сделать вывод, что влияние типа профиля не столь существенно, по сравнению с влиянием параметров  $\rho_1$ ,  $w$ . Это можно объяснить как результат противоположного влияния профильной герметичности роторов, величины перевальных объемов в зацеплении с одной стороны и коэффициента использования объема  $k_s$  другой стороны. Наилучшей профильной

герметичностью обладает окружной профиль, а также он имеет наименьшую величину перевального объема. Эвольвентный профиль имеет более высокий коэффициент использования объема и теоретическую производительность. В результате совокупное влияние этих факторов приводит к тому, что действительная производительность всех трех типов профилей оказывается очень близка. Рис. 2 - Расчетные зависимости  $h_v$ ,  $h_{ind}$ ,  $V_d$  для различных типов профилей ротора: 1 - окружной, 2 - линейный, 3 - эвольвентный. Для угла подрезки  $\alpha_p = 5^\circ$  профили по форме кривых и параметрам  $k_s$  отличаются более существенно, что привело к более заметному расхождению по  $h_v$ ,  $h_{ind}$  по сравнению с  $\alpha_p = 10^\circ$ . Результаты настоящего исследования могут быть использованы при проектировании компрессоров типа Рутс при работе на воздухе и близких к нему по свойствам газе.