

УДК 621.521

Аналитический метод расчета сил и моментов в безмасляных спиральных вакуумных насосах и компрессорах*

А.А. Райков, М.Д. Бронштейн, А.В. Бурмистров, С.И. Саликеев

Казанский национальный исследовательский технологический университет, 420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, 68.

An analytical method for calculating forces and torques in oil-free scroll vacuum pumps and compressors

A.A. Raykov, M.D. Bronshteyn, A.V. Burmistrov, S.I. Salikeev

Kazan National Research Technological University, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation.

@ e-mail: ors@hitv.ru, bronmich@gmail.com, burm@kstu.ru, salikeev_s@mail.ru

i Одним из средств получения безмасляного вакуума, находящего все более широкое применение в высокотехнологичных отраслях промышленности, являются «сухие» спиральные вакуумные насосы. В России спиральные насосы серийно никогда не выпускались и в данный момент находятся на стадии разработки. Выбор геометрических параметров спиралей, подшипниковых узлов и мощности привода базируется на величине газовых сил, действующих на спиральные элементы. Для расчета этих сил определяют давление в отсеченных полостях спирального механизма, а затем численным методом рассчитывают осевые и радиальные газовые силы. В статье для наиболее распространенного в спиральных машинах эвольвентного профиля получены простые аналитические выражения для расчета газовых сил, действующих на спиральные элементы, и момента, возникающего под действием этих сил, а также формулы для частных случаев — адиабатического и изотермического сжатия. На примере спирального насоса с геометрической быстротой действия $5 \text{ м}^3/\text{ч}$ рассмотрено влияние типа процесса сжатия и величины зазора между спиральями на газовые силы и момент на валу. Представленные выражения могут быть рекомендованы для расчетов спиральных насосов и компрессоров.

Ключевые слова: безмасляный вакуум, спиральный насос, эвольвентный профиль, спиральные элементы, осевые и радиальные силы, момент.

i Oil-free scroll vacuum pumps are finding increasing use in high-tech industries. Scroll vacuum pumps have never been in mass production in Russia, and they are currently being researched and developed. The geometry of spiral elements and bearing units, as well as the drive power, can be evaluated in terms of the gas forces acting on the spiral elements. To calculate these forces, the pressure in the cavities of the scroll mechanism is first determined. Then, axial and radial gas forces are calculated using a numerical method. In this paper, simple analytical expressions for calculating the gas forces acting on spiral elements and the corresponding

* Работа выполнена при финансовой поддержке проекта «Создание высокотехнологичного производства безмасляных спиральных вакуумных насосов для индустрии наносистем и наноматериалов» (постановление Правительства Российской Федерации от 9 апреля 2010 года № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства»).

shaft torque are obtained for the most common case of involute profiles. The formulas are presented for the special cases of adiabatic and isothermal compression. The influence of the compression type and the size of a gap between spirals on the gas forces and the shaft torque is demonstrated by the example of a scroll pump at a flow rate of $5 \text{ m}^3/\text{h}$. The proposed relationships can be recommended for the calculation of scroll pumps and compressors.

Keywords: oil-free scroll vacuum pump, involute profile, spiral elements, axial and radial forces.

В настоящее время одним из ключевых факторов, влияющих на выбор средств вакуумирования является чистота остаточной среды. Отсутствие паров рабочей жидкости в спектре остаточных газов имеет принципиальное значение в нанотехнологиях, микроэлектронике, медицине, фармацевтике и других областях промышленного производства и науки. Обеспечить безмасляный вакуум можно с помощью «сухих» средств откачки. Поэтому среди вакуумного оборудования все большую популярность находят различные виды бесконтактных безмасляных вакуумных насосов: спиральные, кулачково-зубчатые, винтовые машины типа Рутс, комбинированные агрегаты [1].

Насос вакуумный спиральный (НВСп) — новейшее средство получения безмасляного среднего и низкого вакуума. Большое количество патентов и публикаций ведущих зарубежных производителей, например [2–5], посвященных, как профилям спиралей и способам изоляции рабочего объема от подшипниковых узлов, так и приводным механизмам, подтверждают интерес исследователей и производителей к НВСп.

Один из важнейших факторов, который обязательно учитывается при проектировании НВСп, — силы, действующие на спиральные элементы при сжатии газа. От их величины зависят ресурс и размер подшипниковых устройств, допустимая толщина и высота спиралей, минимальный зазор между спиральями, который, в свою очередь, определяет обратные перетекания.

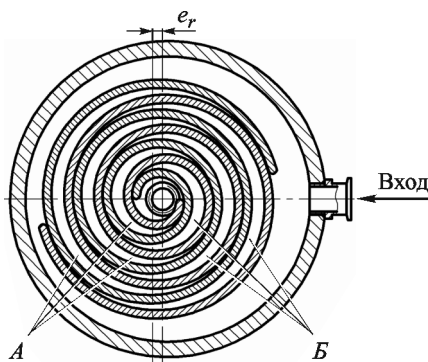


Рис. 1. Схема спирального вакуумного насоса или компрессора

Цель работы — разработка нового метода расчета сил и моментов, действующих на спиральи в безмасляных НВСп.

Спиральный вакуумный насос или компрессор состоит из подвижной и неподвижной спиралей, причем подвижная спираль (рис. 1) совершает орбитальное движение относительно оси неподвижной спирали с некоторым эксцентриситетом. Рассмотрим случай, когда подвижная и неподвижная спиральи одинаковые.

При движении подвижной спирали образуются две серии серповидных объемов *A* и *B*, которые уменьшают свой объем от периферии спиралей к центру. Всасывание газа происходит с внешней стороны спиралей, а выхлоп — через отверстие в центре торцевого диска неподвижной спирали.

В НВСп, как правило, используется эвольвентная спираль. Основные параметры эвольвентной спирали: e_r — эксцентриситет подвижной спирали, r_b — радиус базовой окружности, δ — толщина спирали. Между ними существует связь

$$e_r = \pi r_b - \delta.$$

Наружная стенка неподвижной спирали задается двумя уравнениями:

$$\begin{cases} x(\psi) = r_b \cos \psi + (r_b \psi + \delta) \cos \left(\psi - \frac{\pi}{2} \right); \\ y(\psi) = r_b \sin \psi + (r_b \psi + \delta) \sin \left(\psi - \frac{\pi}{2} \right). \end{cases} \quad (1)$$

Параметр ψ изменяется в диапазоне $\psi_0 \dots \psi_1$.

Внутренняя стенка неподвижной спирали задается уравнениями (1) с заменой $\delta = 0$.

Каждая точка $K(\psi) = \{x(\psi), y(\psi)\}$ наружной стенки неподвижной спирали касается подвижной спирали при ее смещении на расстояние e_r в направлении угла поворота $\varphi = \psi + \pi/2 + 2\pi n$, где n — произвольное целое число, что позволяет в качестве главного интервала изменения φ взять любой интервал длины 2π . Примем в качестве главного интервал $(\psi_0 - 3\pi/2, \psi_0 + \pi/2)$, поскольку эти границы соответствуют наименьшей и наибольшей площадям полости нагнетания.

Для каждого угла поворота φ все точки касания спиралей можно задать в виде $K(\varphi - \pi/2 + 2\pi n)$,

где n — такое целое число, что $\psi_0 \leq \varphi - \pi/2 + 2\pi n \leq \psi_1$. Если уменьшать угол поворота φ , то при $\varphi = \psi_0 + \pi/2$ происходит исчезновение ближайшей к центру точки контакта спиралей. В этот момент объем сжатия объединяется с объемом нагнетания, образуя единую полость. При дальнейшем уменьшении φ площадь этой полости уменьшается до тех пор, пока не произойдет слияние полостей сжатия и нагнетания на следующем витке, т. е. при $\varphi = \psi_0 - 3\pi/2$.

При условии, что φ лежит в главном интервале, ближайший к полости нагнетания объем сжатия ограничен дугами с границами в точках $K(\varphi + 3\pi/2)$ и $K(\varphi + 7\pi/2)$. Точки касания для следующего объема сжатия — $K(\varphi + 7\pi/2)$ и $K(\varphi + 11\pi/2)$, точки касания для i -го объема сжатия — $K(\varphi - \pi/2 + 2\pi i)$ и $K(\varphi + 3\pi/2 + 2\pi i)$.

Число i объема сжатия может изменяться от единицы до

$$N(\varphi) = [(\psi_1 - 5\pi/2 - \varphi)/(2\pi)], \quad (2)$$

где $[x]$ — целая часть произвольного вещественного числа x .

Обозначим давление в i -й полости сжатия и ее удвоенную площадь $P(\varphi + 2\pi i)$ и $S(\varphi + 2\pi i)$ соответственно. Площадь удваивается в связи с тем, что в каждый момент времени существует две одинаковые области с равными в них давлениями. Площадь области нагнетания обозначим $s(\varphi)$.

Осевая нагрузка на спиральный элемент складывается из сил, действующих на поверхность торцевого диска со стороны газа, находящегося в объемах сжатия и нагнетания, а также газовых сил, действующих на торец пера спирали шириной δ . Поэтому в каждую рассматриваемую полость включены площади пера каждой спирали шириной $\delta/2$. На рис. 2 и 3 эти области ограничены пунктирными линиями.

Примем, что давление газа под торцом пера спирали меняется по линейному закону, если двигаться вдоль нормали к границе спирали (рис. 4). Тогда при нахождении равнодействующей осевой силы можно считать, что давление в пределах каждой полости, ограниченной пунктирной линией, одинаково. Учет сил со стороны газа, находящегося под торцами перьев спиралей, необходим, поскольку в НВСп суммарная площадь этих областей, составляет 30...50 % общей площади торцевого диска.

Осевая сила давления газа на спиральный элемент определяется выражением

$$F_{oc}(\varphi) = S(\varphi)(P_{вых} - P_{вх}) + \sum_{i=1}^{N(\varphi)} S(\varphi + 2\pi i)[P(\varphi + 2\pi i) - P_{вх}]. \quad (3)$$

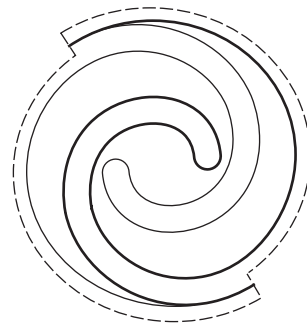


Рис. 2. Границы области нагнетания при нахождении осевой силы:

— — стенки неподвижной спирали; - - - - стенки подвижной спирали

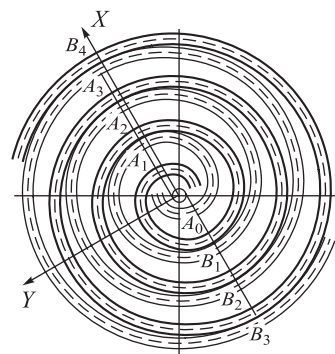


Рис. 3. Разделение полостей в спиральной машине:

— — стенки неподвижной спирали; - - - - стенки подвижной спирали

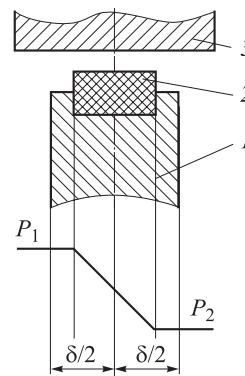


Рис. 4. Распределение давления под торцом пера спирали:

1 — перо спирали; 2 — торцевой уплотнитель; 3 — торцевой диск ответного спирального элемента

Здесь предполагается, что давление в объеме всасывания равно $P_{вх}$, и это же давление действует на торцевой диск с тыльной стороны. Площадь окна нагнетания не учитывается.

Как известно, площадь S произвольной области на плоскости можно найти по формуле Грина:

$$S = \oint_L x(t)y'(t)dt,$$

где $\{x(t), y(t)\}$ — параметрические уравнения границы L области [6]. Вычислив соответствующие криволинейные интегралы, получим

$$S(\varphi) = r_b [\delta(2 + \pi\varphi + 2\pi^2) + \pi r_b(\varphi^2 - 1 + 4\pi\varphi + 49\pi^2/12)]; \quad (4)$$

$$S(\varphi + 2\pi i) = 4\pi^2 r_b \{[\varphi + \pi(2i + 1)]r_b + \delta/2\}. \quad (5)$$

Формулы (4) и (5) дают точные аналитические выражения площадей для произвольного угла поворота спирали φ , приведенного к главному интервалу $(\psi_0 - 3\pi/2, \psi_0 + \pi/2)$, и позволяют легко вычислить осевую нагрузку на подвижный спиральный элемент.

Радиальную силу, действующую на боковую поверхность пера спирали, можно найти через интеграл от вектор-функции:

$$\mathbf{F}(\varphi) = H \int_{\alpha}^{\beta} \mathbf{n}(t)P(t) \sqrt{(x'(t))^2 + (y'(t))^2} dt, \quad (6)$$

где $x'(t), y'(t)$ — производные параметрических уравнений контура спирали по t ; H — высота спирали; $\mathbf{n}(t)$ — единичная нормаль в точке t , направленная внутрь спирали; $P(t)$ — давление газа в точке t ; α и β — пределы изменения параметра t , при которых все точки контура проходятся ровно 1 раз. Данный подход довольно сложен для пользователей. Поэтому для расчета радиальной силы воспользуемся известным фактом, что сила, действующая на кривую AB (рис. 5), равна силе, действующей на отрезок AB [7]. Тогда равнодействующая сил давления, действующих на поверхность, перпендикулярную плоскости XU и имеющую высоту H , определяется выражением

$$\mathbf{F} = HP\{y_A - y_B, x_B - x_A\}. \quad (7)$$

Аналогично при нахождении момента относительно оси OZ , создаваемого силами давления на криволинейную поверхность, кривую AB можно заменить отрезком AB . Поэтому

$$M_{oz} = \frac{1}{2}HP(x_B^2 + y_B^2 - x_A^2 - y_A^2). \quad (8)$$

В формулах (7) и (8) концы кривой указаны в таком порядке, чтобы газ оказывал давление с правой стороны, если двигаться от точки A к точке B .

Выберем декартову систему координат таким образом, чтобы ось абсцисс была направлена вдоль смещения подвижной спирали (см. рис. 3).

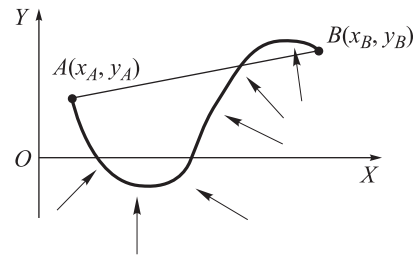


Рис. 5. К определению радиальных сил

Найдем равнодействующую радиальных сил давления газа на неподвижную спираль. На рис. 3 показано положение спиралей, в котором существует две парные полости сжатия. Все точки A_i расположены на внутренней стенке неподвижной спирали, а точки B_i — на внешней.

Равнодействующая сил давления, приходящихся на участок неподвижной спирали A_0B_1 , который целиком лежит в полости нагнетания, определяется выражением

$$\mathbf{F}_{0 \text{ вых}} = HP_{\text{вых}}\{0, -\delta\}. \quad (9)$$

Согласно формуле (7) сила, действующая на дугу A_0A_1 ,

$$\mathbf{F}_0^{\text{in}} = HP_{\text{вых}}\{2r_b, -(2\varphi r_b + 4\pi r_b)\}, \quad (10)$$

так как точки A_0 и A_1 в системе XU имеют координаты $\{-r_b(\varphi + 3\pi/2), -r_b\}$ и $\{r_b(\varphi + 5\pi/2), r_b\}$ (см. рис. 3). Здесь учитывается, что отрезок касательной от произвольной точки $K(\psi)$ эвольвенты до базовой окружности равен ψr_b . Индексы «in» и «out» соответствуют силам, действующим на внутреннюю и внешнюю стенку спирали соответственно. Индексы «1» и «2» обозначают номер области сжатия. Индекс «0» используется для полостей, граничащих с входом или выходом.

Радиальная сила, действующая на дугу A_1A_2 ,

$$\mathbf{F}_1^{\text{in}} = HP(\varphi + 2\pi)\{0, -2\pi r_b\}, \quad (11)$$

поскольку давление на всем этом участке $P = P(\varphi + 2\pi)$, а расстояние между точками A_1 и A_2 равно $2\pi r_b$.

Аналогично, сила, действующая на дугу A_2A_3 ,

$$\mathbf{F}_2^{\text{in}} = HP(\varphi + 4\pi)\{0, -2\pi r_b\}. \quad (12)$$

Сила, действующая на участок A_3B_4 , расположенный в области всасывания, рассчитывается по формуле

$$\mathbf{F}_{0 \text{ вх}} = HP_{\text{вх}}\{0, -\delta\}. \quad (13)$$

Силы, действующие на дуги B_1B_2 и B_2B_3 , ограничивающие первую и вторую полости сжатия, равны соответственно

$$\mathbf{F}_1^{\text{out}} = HP(\varphi + 2\pi)\{0, -2\pi r_b\}; \quad (14)$$

$$\mathbf{F}_2^{\text{out}} = HP(\varphi + 4\pi)\{0, -2\pi r_b\}. \quad (15)$$

Поскольку точки B_3 и B_4 имеют координаты $\{-r_b(\varphi + 3\pi/2 + 4\pi) - \delta, -r_b\}$ и $\{r_b(\varphi + 3\pi/2 + 5\pi) + \delta, r_b\}$, то сила, действующая на дугу B_3B_4 , определяется по формуле

$$\mathbf{F}_0^{\text{out}} = HP_{\text{вх}}\{-2r_b, 2r_b\varphi + 12\pi r_b + 2\delta\}. \quad (16)$$

Суммируя все силы, определяемые по (9)–(16), получим полную радиальную газовую силу, действующую на неподвижную спираль:

$$\mathbf{F}(\varphi) = HP_{\text{вх}}\{2r_b(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}), (\delta + 2r_b\varphi)(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}) + 4\pi r_b[3P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}} - P(\varphi + 2\pi) - P(\varphi + 4\pi)]\}. \quad (17)$$

Для произвольного числа объемов сжатия N формула (17) имеет вид

$$\mathbf{F}_{XY}(\varphi) = H\left\{2r_b(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}), (\delta + 2r_b\varphi)(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}) + 4\pi r_b\left[\left(1 + N(\varphi)\right)P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}} - \sum_{i=1}^{N(\varphi)} P(\varphi + 2\pi i)\right]\right\}. \quad (18)$$

В выражении (18) угол φ поворота спирали выбирается из главного интервала $(\psi_0 - 3\pi/2, \psi_0 + \pi/2)$. Следует отметить, что составляющая силы \mathbf{F}_{XY} вдоль направления смещения спирали не зависит от давления в отсеченных объемах.

Равнодействующая радиальных газовых сил, действующих на подвижную спираль определяется аналогично, но имеет противоположное направление и совпадает по абсолютной величине с силой, действующей на неподвижную спираль (при условии одинаковых спиралей).

Определим момент сил давления относительно оси OZ . В случае двух парных объемов сжатия искомым момент является суммой моментов восьми сил, рассмотренных выше. Согласно формуле (8) справедливы следующие равенства:

- на концевом участке A_0B_1

$$M_{0\text{вых}} = HP_{\text{вых}}\delta[r_b(\varphi + 3\pi/2) + \delta/2];$$

- на дуге A_1A_0

$$M_0^{\text{in}} = -HP_{\text{вых}}\pi r_b^2(\varphi + 2\pi);$$

- на дуге A_2A_1

$$M_1^{\text{in}} = -HP(\varphi + 2\pi)2\pi r_b^2(\varphi + 7\pi/2);$$

- на дуге A_3A_2

$$M_2^{\text{in}} = -HP(\varphi + 4\pi)2\pi r_b^2(\varphi + 11\pi/2);$$

- на концевом участке B_4A_3

$$M_{0\text{вх}} = -HP_{\text{вх}}\delta[r_b(\varphi + 13\pi/2) + \delta/2];$$

- на дуге B_1B_2

$$M_1^{\text{out}} = HP(\varphi + 2\pi)2\pi r_b[r_b(\varphi + 5\pi/2) + \delta];$$

- на дуге B_2B_3

$$M_2^{\text{out}} = HP(\varphi + 4\pi)2\pi r_b[r_b(\varphi + 9\pi/2) + \delta];$$

- на дуге B_3B_4

$$M_0^{\text{out}} = HP_{\text{вх}}\pi r_b[r_b(\varphi + 6\pi) + \delta].$$

Суммируя моменты, создаваемые газовыми силами в различных полостях, получим

$$M_{OZ} = H\left\{\left[\delta^2/2 - \pi\varphi r^2 + \delta r(\varphi - \pi/2)\right](P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}) + 2\pi r(\pi r - \delta)\left[3P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}} - P(\varphi + 2\pi) - P(\varphi + 4\pi)\right]\right\}. \quad (19)$$

Выражение (19) для случая произвольного числа полостей сжатия N приобретает вид

$$M_{OZ}(\varphi) = H\left\{\left[\delta^2/2 - \pi\varphi r^2 + \delta r(\varphi - \pi/2)\right] \times (P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}) + 2\pi r(\pi r - \delta)\left[\left(1 + N(\varphi)\right)P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}} - \sum_{j=1}^{N(\varphi)} P(\varphi + 2\pi j)\right]\right\} \quad (20)$$

$$\forall \varphi \in [\psi_0 - 3\pi/2, \psi_0 + \pi/2].$$

В случае адиабатического и изотермического процессов сжатия и пренебрежении обратными перетеканиями, формулы (3), (18) и (20) можно упростить, выразив давления в областях сжатия через $P_{\text{вх}}$. Для этого с помощью формулы Грина находится объем i -й области сжатия, ограниченной дугами B_iB_{i+1} , лежащими соответственно на внешней и внутренней стенках неподвижной и подвижной спиралей:

$$V(\varphi + 2\pi i) = 2\pi He_r[r_b(\varphi + 2\pi i + \pi) + \delta/2]. \quad (21)$$

В момент образования полости сжатия давление в ней практически не отличается от $P_{\text{вх}}$, а объем определяется по формуле

$$V_{\text{вх}} = 2\pi He_r[r_b(\psi_1 - 3\pi/2) + \delta/2]. \quad (22)$$

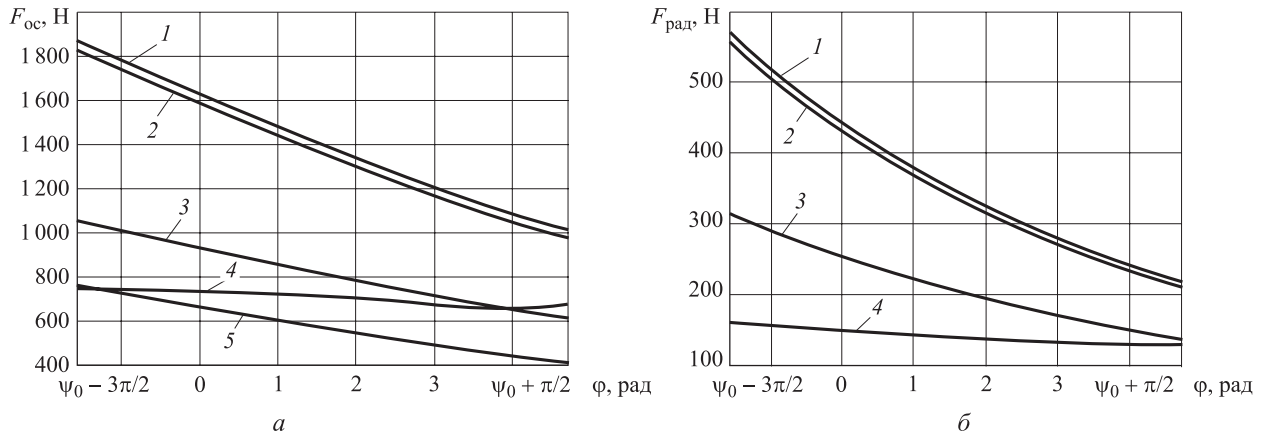


Рис. 6. Радиальные силы, действующие на подвижную спираль при давлении на входе и выходе 10^5 Па:
 а — осевые; б — радиальные;
 1 — действительное сжатие (зазор 0,001 мм); 2 — адиабатическое сжатие; 3 — изотермическое сжатие;
 4 — действительное сжатие (зазор 0,09 мм); 5 — адиабатическое сжатие без учета сил давления под спиральями

Отсюда

$$P(\varphi + 2\pi i) = P_{\text{вх}} \left[V(\varphi + 2\pi i) / V_{\text{вх}} \right]^\alpha = P_{\text{вх}} \left(\frac{r_b(\varphi + 2\pi i + \pi) + \delta/2}{r_b(\psi_1 - 3\pi/2) + \delta/2} \right)^\alpha, \quad (23)$$

где $\alpha = -1$ для изотермического сжатия, $\alpha = -k$ для адиабатического; k — показатель адиабаты.

Из формул (3) и (23) следует выражение для осевой силы

$$F_{\text{ос}}(\varphi) = S(\varphi)(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}}) + \sum_{1 \leq i \leq \frac{\psi_1 - \varphi}{2\pi} - \frac{5}{4}} P_{\text{вх}} \left[\left(\frac{r_b(\varphi + 2\pi i + \pi) + \delta/2}{r_b(\psi_1 - 3\pi/2) + \delta/2} \right)^\alpha - 1 \right] \times S(\varphi + 2\pi i) \quad (24)$$

$$\forall \varphi \in [\psi_0 - 3\pi/2, \psi_0 + \pi/2].$$

Аналогичным образом можно упростить выражения для радиальных сил и момента относительно оси OZ.

Рассмотрим результаты расчета силовых газовых нагрузок в спиральном насосе (см. рис. 1) с помощью разработанной методики. Зависимости осевой силы от угла орбитального движения спирали при различных условиях работы насоса приведены на рис. 6, а. Линии 1 и 4 построены по данным, полученным в результате численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих давление и температуру в областях спирального насоса [8, 9]. Значительное снижение осевой силы при увеличении зазора между спиральями обусловлено тем, что рост обратных перетеканий газа через зазоры приводит к увеличению теплообмена между газом и стенками. За счет этого температура газа снижается.

Линии 2, 3, 5 (см. рис. 6, а) построены по формуле (24) при адиабатическом и изотермическом сжатии соответственно. Сравнение линий 2 и 5 показывает, что за счет сил от давления газа, находящегося под торцом пера спирали, осевая нагрузка увеличивается примерно в 2 раза.

Тот факт, что осевые силы при малом зазоре оказались чуть больше осевых сил при адиабатическом сжатии обусловлен более ранним началом процесса сжатия в реальном насосе, что учитывается в математической модели [8, 9].

Зависимости радиальных газовых сил и моментов, рассчитанных по представленной выше методике, приведены на рис. 6, б и 7.

Таким образом, представленная методика расчета существенно упрощает процедуру нахождения газовых сил и моментов. Она может быть рекомендована для проектирования новых спи-

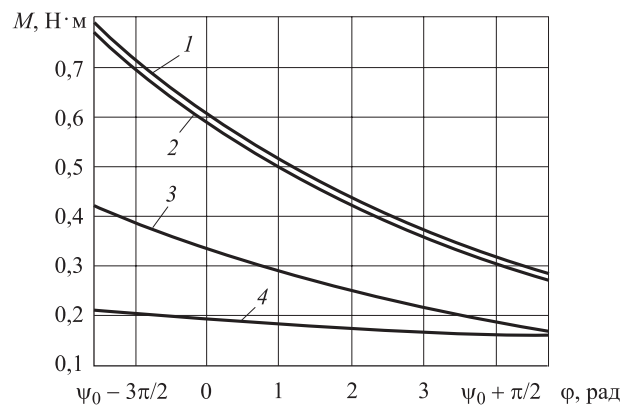


Рис. 7. Момент относительно оси OZ при давлении на входе и выходе 10^5 Па:
 1, 4 — действительное сжатие (1 — зазор 0,001 мм; 4 — зазор 0,09 мм); 2 — адиабатическое сжатие; 3 — изотермическое сжатие

ральных насосов и компрессоров, а также для повышения эффективности существующих.

Выводы

1. Разработана методика расчета радиальных и осевых сил и моментов, действующих со стороны газа на спиральные элементы в НВСП.

2. Наибольшую величину в НВСП имеют осевые силы, поэтому их компенсация за счет использования двухсторонней спирали снизит нагрузку на подшипники и увеличит ресурс.

3. Радиальные силы частично компенсируются за счет парных полостей, а момент со стороны газовых сил в условиях вакуума имеет незначительную величину.

Литература

- [1] Ануфриева И.В., Васильев Ю.К., Кеменов В.Н., Нестеров С.Б., Строгова Т.С. Современное состояние рынка безмасляных форвакуумных средств откачки. *Вакуумная техника и технология*, 2003, т. 13, № 2, с. 93–99.
- [2] Li Z., Li L., Zhao Y., Bu G., Shu P. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 84, no. 3, pp. 415–421.
- [3] Moore E.J., Muntz E.P., Erye F., Myung N., Orient O., Shcheglov K., Wiberg D. Analysis of a Two Wrap Meso Scale Scroll Pump. *AIP Conference Proceedings*, 2003, pp. 1033–1040.
- [4] Li Z., Li L., Zhao Y., Bu G., Shu P., Liu J. Test and analysis on the working process of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 85, no. 1, pp. 95–100.
- [5] Sawada T., Kamada S., Sugiyama W., Takemoto J.-I., Haga S., Tsuchiya M. Experimental verification of theory for the pumping mechanism of a dry-scroll vacuum pump. *Vacuum*, 1999, vol. 53, no. 1–2, pp. 233–237.
- [6] Тер-Крикоров А.М., Шабунин М.И. *Курс математического анализа*. Москва, Издательство МФТИ, 1997. 541 с.
- [7] Косачевский В.А. *Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров*. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Санкт Петербург, 1998. 188 с.
- [8] Саликеев С.И., Бурмистров А.В., Райков А.А. Концепция расчета откачных характеристик бесконтактных безмасляных вакуумных насосов. *Матер. VIII Междунар. науч.-техн. конф. Вакуумная техника, материалы и технология*. Москва, НОБЕЛЛА, 2013, с. 93–98.
- [9] Паранин Ю.А., Якупов Р.Р., Бурмистров А.В. Математическая модель рабочего процесса спиральных машин сухого сжатия в условиях сплошной среды. Ч. 1. *Вестник Казанского технологического университета*, 2013, т. 16, № 19, с. 267–271.

References

- [1] Anufrieva I.V., Vasil'ev Yu.K., Kemenov V.N., Nesterov S.B., Strogova T.S. Sovremennoe sostoianie rynka bezmaslianykh forvakuumnykh sredstv otkachki [Current state of the fore-vacuum oil-free pumping funds]. *Vakuumnaia tekhnika i tekhnologiya* [Vacuum equipment and technology]. 2003, vol. 13, no. 2, pp. 93–99.
- [2] Li Z., Li L., Zhao Y., Bu G., Shu P. Theoretical and experimental study of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 84, no. 3, pp. 415–421.
- [3] Moore E.J., Muntz E.P., Erye F., Myung N., Orient O., Shcheglov K., Wiberg D. Analysis of a Two Wrap Meso Scale Scroll Pump. *AIP Conference Proceedings*, 2003, pp. 1033–1040.
- [4] Li Z., Li L., Zhao Y., Bu G., Shu P., Liu J. Test and analysis on the working process of dry scroll vacuum pump. *Vacuum*, 2010, vol. 85, no. 1, pp. 95–100.
- [5] Sawada T., Kamada S., Sugiyama W., Takemoto J.-I., Haga S., Tsuchiya M. Experimental verification of theory for the pumping mechanism of a dry-scroll vacuum pump. *Vacuum*, 1999, vol. 53, no. 1–2, pp. 233–237.
- [6] Ter-Krikorov A.M., Shabunin M.I. *Kurs matematicheskogo analiza* [Course in mathematical analysis]. Moscow, MFTI publ., 1997. 541 p.
- [7] Kosachevskii V.A. *Razrabotka metoda rascheta i analiz rabocheho protsesssa spiral'nykh kompressorov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Development of the method of calculation and analysis workflow scroll compressors. Cand. tehn. sci. diss.]. St.Petersburg, 1998. 188 p.
- [8] Salikeev S.I., Burmistrov A.V., Raikov A.A. *Kontseptsiiia rascheta otkachnykh kharakteristik beskontaktnykh bezmaslianykh vakuumnykh nasosov* [The concept of calculating performance data contactless oil-free vacuum pumps]. *Materialy 8 Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi*

konferentsii «Vakuumnaia tekhnika, materialy i tekhnologiya» [Proceedings of the 8 International Scientific and Technical Conference «Vacuum equipment, materials and technology»]. Moscow, Novella publ., 2013, pp. 93–98.

- [9] Paranin Iu.A., Iakupov R.R., Burmistrov A.V. Matematicheskaya model' rabocheho protsessa spiral'nykh mashin sukhnogo szhatiia v usloviakh sploshnoi sredy (chast' 1) [Mathematical model of workflow helical compression machines dry conditions in a continuous medium (part 1)] *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Herald of Kazan Technological University]. 2013, vol. 16, no. 19, pp. 267–271.

Статья поступила в редакцию 28.04.2014

Информация об авторах

РАЙКОВ Алексей Александрович (Казань) — ассистент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, К. Маркса ул., 68, e-mail: ors@hitv.ru).

БРОНШТЕЙН Михаил Давидович (Казань) — кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Высшая математика». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, К. Маркса ул., 68, e-mail: bronmich@gmail.com).

БУРМИСТРОВ Алексей Васильевич (Казань) — доктор технических наук, профессор кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет, декан механического факультета (420015, Казань, Российская Федерация, К. Маркса ул., 68, e-mail: burm@kstu.ru).

САЛИКЕЕВ Сергей Иванович (Казань) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, К. Маркса ул., 68, e-mail: salikeev_s@mail.ru).

Information about the authors

RAYKOV Aleksey Aleksandrovich (Kazan) — Assistant of «Vacuum Equipment of Electrophysical Plants» Department. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: ors@hitv.ru).

BRONSHTEYN Mikhail Davidovich (Kazan) — Cand. Sc. (Phys. Math.), Associate Professor of «Higher Mathematics» Department. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: bronmich@gmail.com).

BURMISTROV Aleksey Vasil'evich (Kazan) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Vacuum Equipment of Electrophysical Plants» Department, Dean of the Faculty of Mechanical Engineering. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: burm@kstu.ru).

SALIKEEV Sergey Ivanovich (Kazan) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Vacuum Equipment of Electrophysical Plants» Department. Kazan National Research Technological University (KNRTU, Karla Marksa str., 68, 420015, Kazan, Russian Federation, e-mail: salikeev_s@mail.ru).