

И. В. Автономова, Д. В. Королёв

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ
ДЛИНЫ РОТОРОВ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА
НА ЕГО ПАРАМЕТРЫ**

Рассмотрены винтовые компрессоры с разными относительными длинами и различными углами закрутки роторов. Обоснован выбор значения относительной длины роторов винтового компрессора с заданными параметрами.

E-mail: aiv@bmstu.ru

Ключевые слова: газовый винтовой компрессор, скорость во всасывающем и нагнетательном окнах, КПД, усилие на подшипники.

В настоящее время газовые компрессоры широко применяются во многих отраслях промышленности, например при добыче нефти и газа, транспортировке газа, в нефтеперегонном и нефтехимическом производствах. В связи с увеличением энергопотребления на базе газовых компрессоров повсеместно конструируются компрессорные станции для газотурбинных установок. Создание компрессора с максимальной производительностью и минимальными затратами энергии для заданных условий работы — основная задача при конструировании компрессорных станций.

При решении этой задачи определяющим является выбор относительной длины роторов

$$K_L = L/d_1,$$

где L — длина винтовой части ротора, м; d_1 — внешний диаметр ведущего ротора, м.

От относительной длины роторов зависят потери во всасывающих и нагнетательных окнах, окружные скорости на внешних диаметрах винтов, осевые усилия, действующие на винты, которые определяют долговечность упорных подшипников.

Для решения поставленной задачи рассмотрим конкретный винтовой заполненный маслом компрессор для подачи топлива под давлением в камеру сгорания газотурбинной установки со следующими параметрами: $p_{вс} = 3 \cdot 10^5$ Па — давление всасывания; $p_n = 27 \times 10^5$ Па — давление нагнетания; $V_e = 10^4$ м³/ч — производительность; $T_{вс} = 293$ К — температура всасывания.

Данное исследование подразумевает проведение полного расчета винтового блока с выявлением зависимостей скоростей в окнах всасывания и нагнетания, осевой силы OsS , действующей на роторы компрессора, а также окружной скорости вращения $SkVrR$ ведущего ротора от относительной длины K_L роторов. Скорости в окнах всасывания $SkVs$ и нагнетания SkN рассчитаются для роторов с предельным

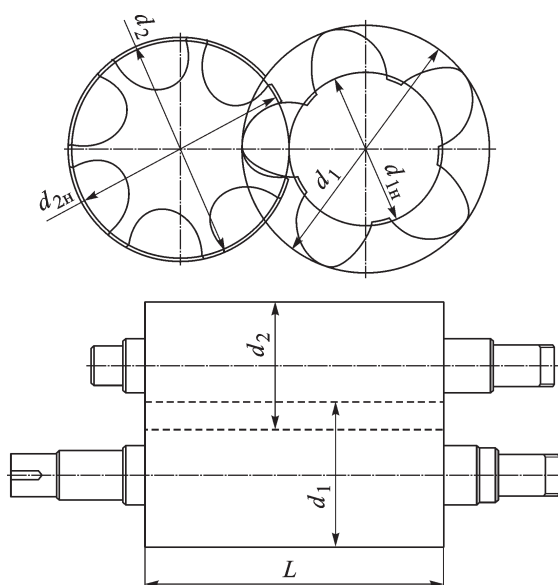


Рис. 1. Геометрические параметры винтов компрессора

углом закрутки, равным 220° , и произвольным углом закрутки выше предельного, равным 250° .

Скорости не должны превышать допустимых пределов. Рекомендуемая верхняя граница скоростей газа в окнах и патрубках составляет 15 м/с [1]. Она обусловлена максимально допустимым уровнем шума, создаваемым газом при движении по коммуникациям.

В настоящем исследовании габаритные размеры компрессора не являются определяющей величиной. Компрессор должен обеспечивать постоянную производительность. Все исследования проводятся для машины с постоянной частотой вращения роторов на основе теплового и силового расчетов компрессора.

Методика расчета геометрических размеров (рис. 1) заключается в первоначальном выборе относительной длины роторов и передаточного числа $i = m_1/m_2$ (m_1 и m_2 — число зубьев ведущего (ВЩ) и ведомого (ВМ) винтов) и последующем определении диаметров и длины винтовой части роторов. Для исследуемого компрессора выбираем следующие параметры: относительная длина роторов $K_L = 1; 1,4; 1,7; 2$ и $2,3$; число зубьев ВЩ и ВМ винтов $m_1 = 5$ и $m_2 = 7$; передаточное число $i = 1,4$.

В вычислениях используются такие параметры винтов, как $\chi_1 = 0,35$ — коэффициент использования объема ВЩ винта; $\chi_2 = 0,47$ — коэффициент использования объема ВМ винта; $\xi_0 = 0,02$ — относительная высота головки зуба ВМ винта; $\xi = 0,6$ — относительная высота головки зуба ВЩ винта [2].

Для производительности компрессора $V_e = 10^4 \text{ нм}^3/\text{ч}$ изменение диаметров начальных окружностей ВЩ ($d_{1н}$) и ВМ ($d_{2н}$), внешних

диаметров ВЩ d_1 и ВМ d_2 винтов, а также длины L винтовой части роторов в зависимости от относительной длины роторов K_L приведено в табл. 1

Таблица 1

Параметр	Относительная длина роторов K_L				
	1	1,4	1,7	2	2,3
$d_{1н}, м$	0,2833	0,25	0,233	0,2208	0,2125
$d_{2н}, м$	0,3967	0,35	0,3267	0,3092	0,2975
$d_1, м$	0,45	0,4	0,375	0,355	0,34
$d_2, м$	0,4	0,36	0,33	0,315	0,3
$L, м$	0,45	0,56	0,637	0,71	0,782

При постоянной производительности скорости газа в окнах всасывания и нагнетания зависят от площади этих окон, которая, в свою очередь, зависит от диаметра винтовой части роторов, а также от угла закрутки винтов. С увеличением относительной длины роторов площадь окон уменьшается, что приводит к увеличению скоростей газа в них. Изменение угла закрутки винтов влияет на скорости в окнах всасывания и нагнетания неодинаково. Уменьшение угла закрутки ВЩ винта от значения $\tau_{31} = 250^\circ$ до предельного угла закрутки $\tau_{31} = 220^\circ$ приводит к уменьшению углов всасывания $\alpha_{1вс}$ и $\alpha_{2вс}$, к увеличению углов нагнетания $\alpha_{1н}$ и $\alpha_{2н}$ (табл. 2 и рис. 2). Это приводит к тому, что скорость в окне всасывания растет, а в окне нагнетания падает.

Таблица 2

Угол всасывания или нагнетания, градусы	Угол закрутки τ_{31} , градусы	
	250	220
$\alpha_{1вс}$	269	263
$\alpha_{2вс}$	228	224
$\alpha_{1н}$	37	45
$\alpha_{2н}$	53	58

У окна нагнетания кроме основной части, расположенной на торцевой поверхности рабочей полости, имеется дополнительная часть, которая расположена на боковой поверхности (рис. 2, б). Она увеличивает общую площадь окна, что позволяет снизить скорость газа.

Для компрессора с приведенными ранее параметрами для различных значений относительной длины роторов K_L и углов закрутки τ_{31}

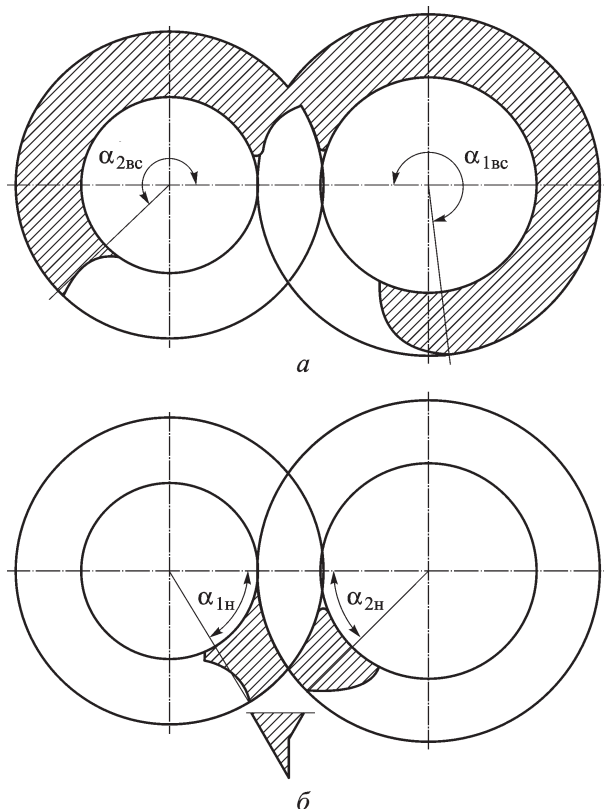


Рис. 2. Окна всасывания (а) и нагнетания (б)

(220° и 250°) были получены значения площадей окон всасывания F_{bc} и нагнетания F_n , а также рассчитаны скорости газа

$$SkVs = \frac{V_h}{F_{bc}};$$

$$SkN = \frac{V_h \frac{p_{bc}}{p_n} \frac{T_{bc}}{T_n}}{F_n},$$

где $V_h = \frac{V_e}{\lambda}$ — описанный объем компрессора, m^3/c ; $\lambda = 0,86$ — коэффициент подачи компрессора [3]; T_{bc} и T_n — температура всасывания и нагнетания, К; p_{bc} и p_n — давление всасывания и нагнетания, МПа, (табл. 3).

Построены графические зависимости скоростей газа от относительной длины роторов K_L (рис. 3).

При увеличении длины роторов и уменьшении их диаметров снижается окружная скорость вращения при той же частоте вращения роторов. Значения окружной скорости вращения роторов должны соответствовать определенному диапазону скоростей: 25... 50 м/с (рис. 4). Заданным ранее значениям относительной длины роторов $K_L = 1$;

Таблица 3

Параметр	Относительная длина роторов				
	1,0	1,4	1,7	2,0	2,3
$F_{вс250}, \text{ м}^2$	0,1533	0,1179	0,1007	0,0883	0,0788
$F_{вс220}, \text{ м}^2$	0,1441	0,1086	0,0936	0,081	0,0716
$F_{н250}, \text{ м}^2$	0,0123	0,0101	0,0087	0,0077	0,0073
$F_{н220}, \text{ м}^2$	0,0161	0,0129	0,0112	0,0102	0,0095
$SkVs_{250}, \text{ м/с}$	6,97	9,07	10,61	12,10	13,56
$SkVs_{220}, \text{ м/с}$	7,42	9,84	11,42	13,20	14,93
$SkN_{250}, \text{ м/с}$	12,15	14,76	17,18	19,45	20,55
$SkN_{220}, \text{ м/с}$	9,27	11,54	13,26	14,60	15,60

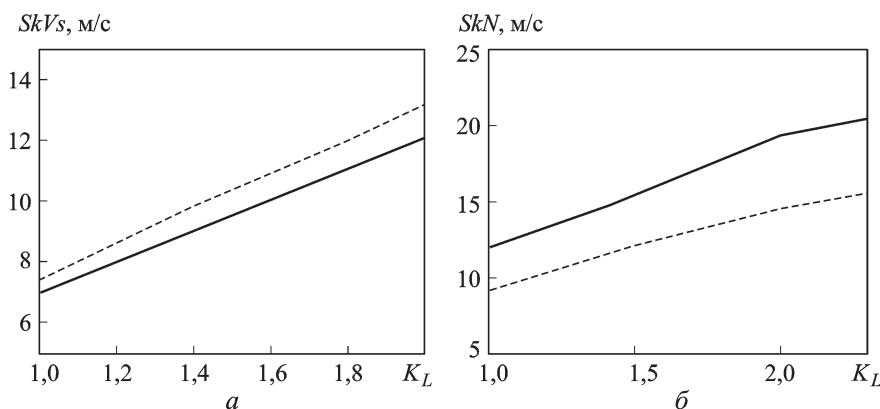


Рис. 3. Зависимость скорости газа в окнах при углах закрутки ротора 250° (сплошная кривая) и 220° (штриховая) от относительной длины роторов K_L во всасывающем (а) и нагнетательном (б) окнах

1,4; 1,7; 2 и 2,3 соответствуют следующие значения окружной скорости вращения ведущего ротора: $SkVrR = 35; 31; 29,2; 27,6$ и $26,4$ м/с (рис. 4).

В результате анализа полученных результатов для проектируемого компрессора выбраны относительная длина роторов $K_L = 2,1$ и угол закрутки $\tau_{31} = 220^\circ$. Это обусловлено ограничениями по скоростям газа в окне нагнетания. При данном значении K_L скорость газа стремится к значению 15 м/с.

Осевая сила OsS , с которой газ действует на поверхность винта, состоит из силы p_r , действующей на торцевую поверхность винта, и силы

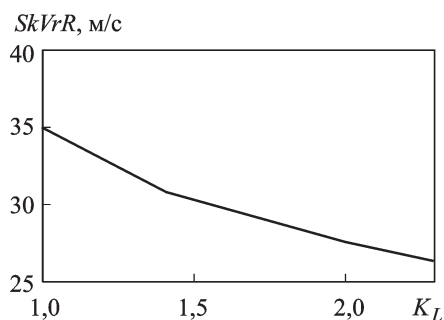


Рис. 4. Зависимость окружной скорости вращения роторов от относительной длины роторов

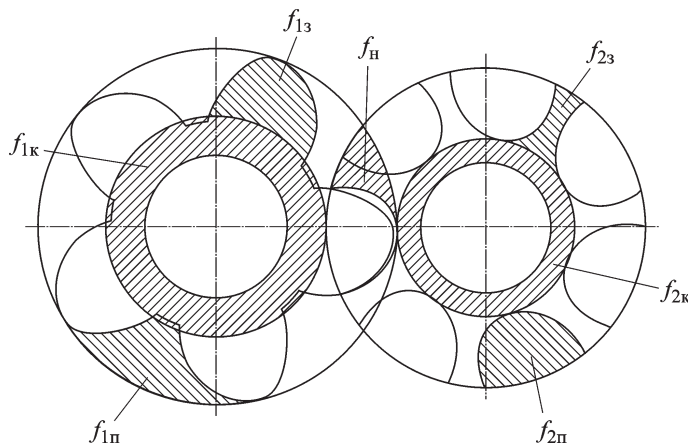


Рис. 5. Площади, определяющие осевую силу

p_a , действующей на боковые поверхности впадины винта (площади, на которые действуют перепады давлений, показаны на рис. 5):

$$OsS = p_{1T} + p_{1a};$$

$$p_T = 2f_3\Delta p + f_3\frac{\Delta p}{2} + f_K\frac{\Delta p}{2};$$

$$p_a = (f_n + f_{1п} + f_{2п}) \sum \Delta p_i,$$

где f_3 — площадь торцевого сечения зуба винта, m^2 ; f_K — площадь, образованная окружностью вала и окружностью впадин винта, m^2 ; $\Delta p = p_n - p_{вс}$ — перепад давлений между торцами всасывания и нагнетания, Па; $f_{1п}$, $f_{2п}$ — площадь впадины ВЩ и ВМ винтов, m^2 ; f_n — неуравновешенная площадь, m^2 ; Δp_i — перепад давлений между впадинами винта.

Для компрессора с заданными параметрами по приведенным зависимостям получены следующие значения осевой силы: $OsS \times 10^3 = 133,17; 102,72; 88,94; 76,85$ и $70,69$ Н при разных значениях относительной длины роторов $K_L = 1; 1,4; 1,7; 2$ и $2,3$. Осевая сила уменьшается с увеличением относительной длины роторов вследствие снижения площади торцевых поверхностей, на которые она действует (рис. 6).

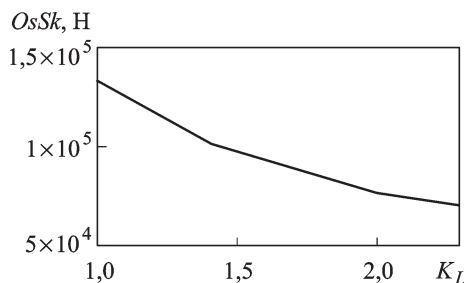


Рис. 6. Зависимость осевой силы, действующей на ВЩ ротор, от относительной длины роторов

Осевая сила оказывает непосредственное влияние на ресурс работы подшипников и, следовательно, на ресурс работы всего компрессора. Ее уменьшение позволяет подбирать для компрессоров более дешевые и меньшие по размерам подшипники.

Для выбранной относительной длины роторов значение осевой силы для компрессора с заданными параметрами составляет $O_s S_{21} = 75,9 \cdot 10^3$ Н.

С увеличением длины ротора и уменьшением его диаметра происходит снижение его жесткости и прочности. Расчет на жесткость [4] подразумевает определение прогиба винта в опасном сечении. Опасным является сечение, в котором действует максимальный момент. Недопустимо, чтобы прогиб вала был сравним по значению с тепловыми деформациями винтов компрессора, так как большой прогиб может привести к контакту винтов с корпусом при работе машины, что, в свою очередь, приведет к заклиниванию.

Расчет на жесткость для ВЩ винта проводится по методу Верещагина, который заключается в использовании эпюры моментов от заданной нагрузки и эпюры моментов от единичной нагрузки, приложенной в опасном сечении. Для простоты расчета рассмотрим эпюры моментов от сил, действующих в плоскостях XZ и YZ (рис. 7, 8).

Основные параметры, необходимые для расчета следующие: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па — модуль Юнга для стали; $d_b = 0,25$ м — диаметр

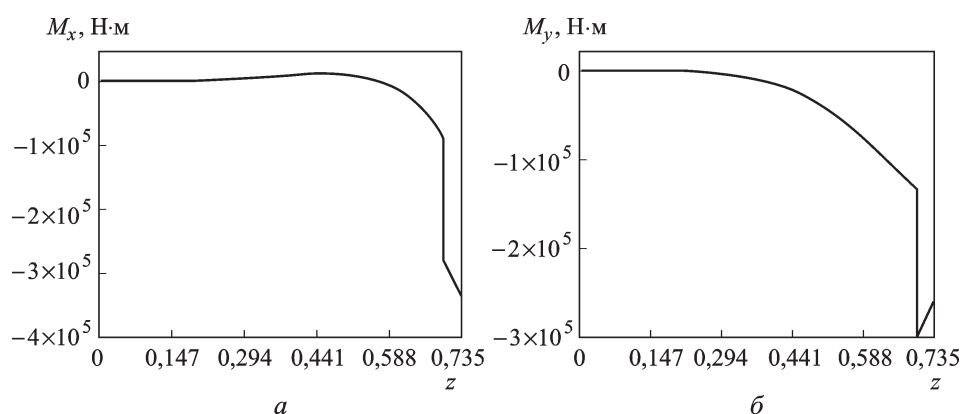


Рис. 7. Эпюра моментов от заданной нагрузки в плоскостях XZ (а) и YZ (б)

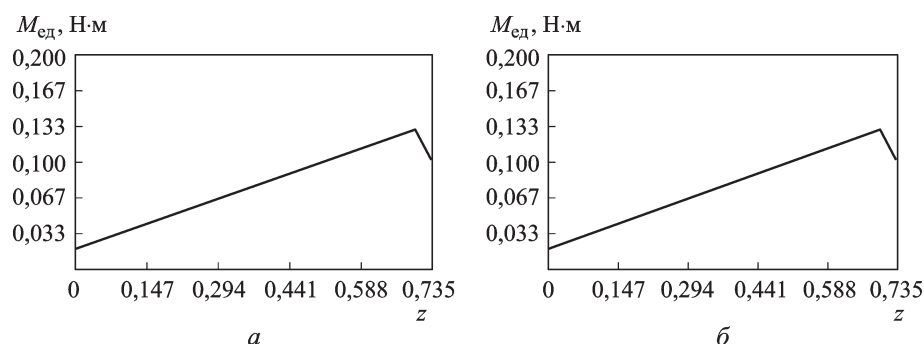


Рис. 8. Эпюра моментов от единичной нагрузки в опасном сечении в плоскостях XZ (а) и YZ (б)

ВЩ винта (принимается условно из-за сложности конструкции винта); $m = 370$ кг — масса ВЩ вала; $I = m \frac{\pi d_v^4}{32} = 0,14189$ м⁴ — момент инерции вала; $z = 0 \dots 0,735$ м — пределы изменения координат по длине вала.

Приведем алгоритм вычисления прогиба по методу Верещагина.

1. Построить эпюру изгибающих моментов от заданной нагрузки.
2. Снять с балки заданную нагрузку и приложить в опасном сечении единичную нагрузку в направлении прогиба.
3. Построить эпюру изгибающих моментов от единичной нагрузки.
4. Разбить эпюру от заданной нагрузки на отдельные площади w_i и вычислить ординаты y_c единичной эпюры под центрами тяжести этих площадей.
5. Вычислить прогиб вала

$$\delta = \sum \frac{w_i y_{ci}}{El}.$$

В результате расчетов прогиб вала в опасном сечении составил $3,78 \cdot 10^{-8}$ м;

Линейное тепловое расширение вала по внешнему диаметру вычисляется по формуле

$$\delta_T = d_1 \alpha (T_H - T_{вс}),$$

где $\alpha = 12,7 \cdot 10^{-6}$ 1/К.

Зазоры определяются на основе тепловых расширений винтов и поскольку прогиб вала от силового воздействия очень мал по сравнению с тепловым расширением, то он никак не влияет на работу машины.

Расчет на прочность [5] проводится для выявления способности роторов работать, не разрушаясь при заданных условиях, в частности при кручении и изгибе. Опасное сечение для проверки прочности на кручение — это приводной конец ВЩ ротора. Опасным сечением для проверки прочности на изгиб является место перехода вала в винтовую часть ротора со стороны нагнетания, так как данное сечение является максимально нагруженным при минимальном диаметре вала. Материал роторов — сталь 45кп315. Исходные данные для расчета следующие: $\sigma_1 = \tau_1 = 228$ МПа — пределы текучести при изгибе и кручении; $N = 1300$ кВт — мощность на валу компрессора; $w = 154$ с⁻¹ — угловая скорость вращения.

При расчете необходимо найти запас по пределу текучести: $n = 1,5$ — коэффициент перегрузки; $M_{кр} = \frac{nN}{\omega} = 12,6$ кН·м — максимальный кратковременно действующий момент; W_P — момент сопротивления кручению; $\tau = \frac{M}{W_P}$ — напряжение кручения; $\eta_{кр} = \frac{\tau_1}{\tau} = 2,7$ — за-

пас по пределу текучести при кручении; $M = 40,5$ кН·м — изгибающий момент в опасном сечении; W_X — момент сопротивления изгибу; $\sigma = \frac{M}{W_X}$ — напряжение изгиба; $\eta = \frac{\sigma_1}{\sigma} = 1,7$ — запас по пределу текучести при изгибе.

В результате было выявлено, что роторы компрессора выдерживают нагрузку.

Заключение. Проведен анализ винтового компрессора с относительными длинами роторов от 1 до 2,3 и углами закрутки роторов 250° и 220° (пределный угол закрутки), результатом которого является выбор для компрессора с заданными параметрами относительной длины роторов $K_L = 2,1$ и угла закрутки роторов, равного 220° . При этом скорость в окне нагнетания стремится к максимально допустимому значению 15 м/с [1], осевая сила значительно снижается по сравнению с роторами, у которых число K_L меньше выбранного. Расчеты на жесткость и прочность показывают, что роторы нормально работают при заданных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. П л а с т и н и н П. И. Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. — М.: Изд-во “КолосС”, 2006.
2. С а к у н И. А. Винтовые компрессоры. — М.: Машиностроение, 1970.
3. С а к у н И. А. Холодильные машины. — Л.: Машиностроение, 1985.
4. Ф е о д о с ь е в В. И. Сопротивление материалов: Учеб. для втузов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999.
5. Х и с а м е е в И. Г., М а к с и м о в В. А. Двухроторные прямозубые и винтовые компрессоры. — Казань: ФЭН, 2000.

Статья поступила в редакцию 15.06.2011