Раздел 1. ХОЛОД

Оценка эффективности теоретического профиля винтового компрессора

Д-р техн. наук А. Н. НОСКОВ, В.В. ПЕТУХОВ

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий

An analysis of the influence of geometric parameters of the screws profile on quality indices of a theoretical profile of the screw compressor is presented. A criterion of evaluation of screws theoretical profile efficiency is proposed.

Рабочий процесс в винтовом компрессоре происходит в парной полости, образованной впадинами ведущего и ведомого винтов. Чем лучше изолированы парные полости (ПП) различных стадий сжатия друг от друга и от полостей, в которых происходит процесс всасывания, тем с меньшими потерями энергии идет рабочий процесс в винтовом компрессоре. Таким образом, для эффективной работы компрессора необходимо обеспечить [2] герметичность между полостями, в которых осуществляется процесс сжатия, и полостями, где происходит всасывание (поперечную герметичность), а также между полостями с различными стадиями сжатия, расположенными вдоль осей винтов (осевую герметичность). Для парных полостей, в которых осуществляется процесс всасывания, осевая герметичность не нужна и даже нежелательна, так как уменьшается свободный маслообмен между полостями и ухудшается их наполнение свежим паром рабочего вещества. Именно поэтому широкое распространение в настоящее время получили асимметричные профили зубьев винтов, у которых тыльная часть зуба ведущего винта выполнена по циклоиде, а передняя - из различных взаимосопряженных аналитических кривых. Такие профили обеспечивают хорошую осевую герметичность парных полостей в области сжатия и свободный осевой маслообмен между полостями в области всасывания.

Теоретический профиль зубьев винтов должен обеспечить их беззазорное зацепление при номинальном межцентровом расстоянии. Наличие зазоров между винтами, а также между винтами и корпусом нарушает осевую и поперечную герметичность и приводит к внутреннему массообмену между сопряженными парными полостями, который существенно влияет на объемные и энергетические показатели работы винтового компрессора.

Геометрическое место точек взаимного касания профилей винтов образует линию контакта. Утечки из полостей с высоким давлением в полости всасывания (через линию контакта винтов и через зазоры между винтами и корпусом) уменьшают прежде всего коэффициент подачи компрессора λ. Перетечки между полостями с различными стадиями сжатия (через зазоры по гребням винтов, между винтами и корпусом, а также через треугольную щель) уменьшают изоэнтропный внутренний КПД компрессора η_{si}.

Поперечная герметичность профиля, определяющая утечки пара хладагента, является одним из важнейших факторов, влияющих на эффективность работы винтового компрессора. Ведь все факторы, отрицательно сказывающиеся на коэффициенте подачи, оказывают такое же влияние и на изоэнтропный внутренний КПД компрессора, так как эти коэффициенты связаны зависимостью

$$\eta_{si} = \lambda \rho$$
,

где $\rho = f_s / f_i$ – полнота индикаторной диаграммы;

 f_s, f_i – площади индикаторной диаграммы при теоретическом изоэнтропном и действительном процессах сжатия соответственно.

Относительная величина утечек пара рабочего вещества в направлении всасывания определяется коэффициентом утечек

$$\lambda_{\rm y}^a = V_{\rm y}^a / V_{\rm T} ,$$

где V_y^a – объем утечек пара хладагента на всасывание в единицу времени;

*V*_T – теоретическая объемная производительность компрессора.

$$\sum_{i} f_{\mathrm{m}i} = \sum_{i} l_i \delta_i^N ,$$

где l_i – длина *i*-й щели линии контакта винтов;

 δ_i^N – величина зазора по нормали к винтовой поверхности для *i*-й щели;

i – число щелей линий контакта винтов.

Таким образом, для увеличения коэффициента подачи винтового компрессора необходимо использовать теоретические профили винтов с меньшей суммарной длиной линии контакта.

Коэффициент подачи увеличивается и с ростом суммарной площади впадин ведущего (ВЩ) и ведомого

(BM) винтов $\sum_{i=1}^{2} f_{ni}$, так как при этом растет $V_{\rm T}$. Сум-

марная площадь впадин зависит от абсолютных размеров винтов, типа профиля и относительной высоты головки зуба ВЩ винта:

$$\zeta = (R_1 - R_{1\rm H})/R_{1\rm H},$$

где R_1, R_{1H} – радиусы внешней и начальной окружности ВЩ винта соответственно.

Увеличение ζ приводит к увеличению как $\sum_{i=1}^{2} f_{ni}$, так

и гидравлического диаметра впадин винтов, что уменьшает гидравлические потери на всасывании и улучшает использование диаметрального габарита компрессора. Однако одновременно из-за влияния центробежных сил увеличиваются потери на всасывании.

В нашей стране разработаны типоразмерные ряды винтов с асимметричным профилем зуба, с числом зубьев ведущего винта $z_1 = 4$ и ведомого винта $z_2 = 6$. Такие винты имеют широко используемый отечественный холодильный маслозаполненный винтовой компрессор 5BX-350. Теоретический профиль винтов типоразмерного ряда образован следующими кривыми [1]: тыльная часть зуба ВЩ винта – гипоциклоидой, передняя часть – дугой окружности радиуса *r*, центр которой лежит внутри начальной окружности ротора на линии, соединяющей центры винтов; тыльная часть впадины ВМ винта – гипоциклоидой, передняя часть сопряжена с дугой окружности радиуса *r* ведущего ротора. Как известно [1], увеличение ζ и ширины передней (по ходу вращения) части профиля ведущего винта, образованной окружностью радиуса r, положительно влияет на геометрические характеристики винтов.

Рассмотрим винты со следующими основными конструктивными размерами: $z_1 = 4$ и $z_2 = 6$; A = 100 мм; $R_{1\rm H} = 40$ мм; радиус начальной окружности ведомого вала $R_{2\rm H} = 60$ мм; $r_0 = 2,5$ мм; ход ВЩ винта $H_1 = 200$ мм. Участки профиля зубьев ВЩ и ВМ винтов описываются теми же кривыми, что и соответствующие участки профиля винтов типоразмерного ряда [1]. Для увеличения ширины передней части профиля ведущего винта будем сдвигать центр окружности радиуса r в сторону центра этого винта. При этом будет уменьшаться толщина пера зуба ВМ винта, определяемая величиной центрального угла $2\gamma_{23}$. Зависимости для расчета сопряженного участка впадины ведомого винта приведены в работе [1].

Таким образом, большей ширине передней части зуба ВЩ винта однозначно будет соответствовать меньшая величина $2\gamma_{23}$. В качестве критерия выберем относительную ширину пера зуба ВМ винта, определяемую по формуле

$$\overline{2\gamma_{23}} = \frac{2\gamma_{23}z_2}{2\pi}$$

Относительную величину головки зуба ВЩ винта будем увеличивать путем увеличения внешнего радиуса R_1 . Однако при этом будет уменьшаться и толщина зуба ВМ винта. Минимальная толщина пера зуба



Рис. 1. Зависимость относительной длины линии контакта от относительной ширины пера зуба ведомого винта $\overline{2\gamma}_{_{D}}: 1 - \zeta = 0,5625 \ (R_{_{I}} = 62,5 \text{ мм});$

 $2-\zeta = 0,6875$ ($R_1 = 67,5 \text{ MM}$); $3-\zeta = 0,71875$ ($R_1 = 68,75 \text{ MM}$)



Рис. 2. Зависимость относительной суммарной площади впадин между зубьями винтов от относительной ширины пера зуба ведомого винта $\overline{2\gamma}_{_{D}}: 1-\zeta = 0,5625$ $(R_1 = 62,5 \text{ мм}); 2-\zeta = 0,6875 \ (R_1 = 67,5 \text{ мм});$ $3-\zeta = 0,71875 \ (R_1 = 68,75 \text{ мм})$

ВМ винта на начальной окружности радиуса R_{2h} не должна быть меньше минимально допустимой величины, определяемой из условий механической прочности при нарезке ВМ винта. По данным [3], при расстоянии между осями винтов 100 мм минимально допустимая толщина пера зуба ВМ винта l_{n} равна приблизительно 8 мм. Для определения влияния ζ и $2\gamma_{23}$ на геометрические характеристики винтов ограничим ширину пера ВМ винта несколько меньшими значениями.

На рис. 1 приведены зависимости относительной суммарной длины линии контакта, приходящейся на одну парную полость (далее – относительная длина линии

контакта), $\overline{\sum_{i} l_{i}} = \frac{\sum_{i} l_{i}}{R_{I_{H}}}$, от относительной ширины пера

зуба ВМ винта $\overline{2\gamma}_{3}$ для различных значений относительной высоты головки зуба ВЩ винта.



Рис. 3. Зависимость критерия К от относительной ширины пера зуба ведомого винта $\overline{2\gamma}_{_{25}}: 1 - \zeta = 0,5625$ $(R_1 = 62,5 \text{ мм}); 2 - \zeta = 0,6875 \ (R_1 = 67,5 \text{ мм});$ $3 - \zeta = 0,71875 \ (R_1 = 68,75 \text{ мм})$

Точкой на этих рисунках обозначены величины параметров для винтов типоразмерного ряда [1], имеющих $\zeta = 0,5625 \ (R_1 = 62,5 \text{ мм}), \ \overline{2\gamma}_{25} = 0,31 \ (\overline{2\gamma}_{25} = 18,61^\circ) \text{ и}$ относительную длину винтов $K_1 = 1,35 \ (l_B = 168,75 \text{ мм}).$

На рис.2 приведены зависимости относительной суммарной площади впадин между зубьями винтов

$$\sum_{i=1}^{2} f_{ni} = \sum_{i} f_{ni} / R_{1H}^{2} \text{ or } \overline{2\gamma}_{2}$$

На рис. 3 приведены зависимости критерия $K = \sum_{i} l_i R_{1_{H}} / \sum_{i} f_{ni}$ от $\overline{2\gamma}_{2_{2_{1}}}$. Безразмерный комплекс K показывает, какая длина линии контактов приходится на единицу суммарной площади впадин между винтами.

Приведенные зависимости позволяют сделать следующие выводы: относительная длина линии контакта $\overline{\sum_{i} l_{i}}$ уменьшается с уменьшением относительной толщины пера зуба ведомого винта $\overline{2\gamma}_{2}$ для всех значений относительной высоты головки зуба ведущего винта ζ и увеличивается с ростом ζ для всех значений $\overline{2\gamma}_{2}$, причем влияние ζ на изменение $\overline{\sum l_{i}}$ значительно сильнее, чем влияние $\overline{2\gamma}_{2}$. Таков же и характер влияния ζ и $\overline{2\gamma}_{2}$ на изменение относительной суммарной

площади впадин между винтами $\sum_{i=1}^{z} f_{ni}$.

Величина безразмерного комплекса K уменьшается с уменьшением $\overline{2\gamma}_{2}$ (лишь при $\zeta = 0,71875$ с уменьшением $\overline{2\gamma}_{2}$ величина K увеличивается). В значительно большей степени K уменьшается с ростом ζ . Так, по сравнению с винтами типоразмерного ряда, имеющими K = 3,37, при уменьшении $\overline{2\gamma}_{2}$ до 0,127 величина Kуменьшается до 3,3 (на 2,1 %); 2,95 (на 14,2 %) и 2,85 (на 18,2 %) при $\zeta = 0,5625$; 0,6875 и 0,71875 соответственно.

Таким образом, несмотря на увеличение длины линии контакта винтов, при возрастании ζ (и в меньшей степени при уменьшении $\overline{2\gamma}_{2}$) *К* уменьшается вследствие того, что величина суммарной площади впадин между винтами увеличивается в еще большей степени.

При уменьшении *К* при постоянной длине винтов уменьшится и длина линии контакта, приходящаяся на единицу объема парной полости, что окажет положительное влияние на объемные, а следовательно, и энергетические характеристики компрессора.

Однако этот критерий имеет некоторые существенные недостатки:

• при изменении длины винта изменяется и объем парной полости, т.е. изменяется длина линии контакта, приходящаяся на единицу ее объема, что не учитывает *К*;

• с ростом высоты зуба ВЩ винта ($h_3 = R_1 - R_{1H}$) длина линий контактов возрастает пропорционально h_3 , а суммарная площадь впадин между зубьями винтов возрастает пропорционально h_3^2 , и величина $\sum_i l_i$, при-

ходящаяся на единицу $\sum_{i=1}^{2} f_{ni}$, будет зависеть от абсолютной величины геометрических размеров винтов. Это обстоятельство не позволяет сравнивать по этому критерию не только винты с различными абсолютными величинами размеров, но и винты с различным со-

Для устранения этих недостатков предлагается проводить сравнение винтов компрессора с теоретическим профилем по величине критерия *K**:

$$K^* = \sum_i l_i / \sqrt[3]{z_1 W_{\pi}}$$

отношением числа зубьев.

где $W_{\rm n}$ – максимальный полезный объем ПП.

Критерий обладает следующими достоинствами:

• учитывает влияние не только суммарной площади впадин между зубьями винтов, но и длину винтов;

• может быть использован для сравнения профилей винтов любых размеров с любыми профилями зубьев и соотношениями числа зубьев на ВЩ и ВМ винтах.

Как известно, в месте контакта винтов маслозаполненного винтового компрессора возникают потери энергии, связанные с трением поверхностей друг о друга. Теоретические и экспериментальные исследования винтов с циклоидальным профилем зубьев показали, что ВМ винт воспринимает энергию сжимаемого пара, а его момент направлен по направлению вращения [2]. При работе маслозаполненного винтового компрессора ВМ винт, получая энергию от сжимаемого рабочего вещества, передает ее ВЩ винту при непосредственном контакте передней по ходу вращения части впадины ВМ винта и тыльной части зуба ВЩ винта. Однако при пуске и остановке компрессора и при изменении режима его работы касание профилей происходит по передней по ходу вращения части профиля ВЩ винта. Потери энергии в этих случаях увеличиваются с уменьшением угла давления α_p, т.е. угла между нормалью к профилю ВЩ винта в точке его пересечения с началь-



Рис. 4. Зависимость критерия K^* от относительной ширины пера зуба ведомого винта $\overline{2Y}_{D}$: $1 - \zeta = 0,5625$ $(R_1 = 62,5 \text{ мм}); 2 - \zeta = 0,6875 \quad (R_1 = 67,5 \text{ мм}); 3 - \zeta = 0,71875 \quad (R_1 = 68,75 \text{ мм})$

ной окружностью и нормалью к начальной окружности в этой же точке. С уменьшением угла давления уменьшается нагрузочная способность винтов, так как возрастающие потери энергии приводят к увеличению износа зубьев.

На рис. 4 приведены зависимости K^* от относительной ширины пера зуба ВМ винта. Лучшие геометрические показатели имеют винты с $\overline{2\gamma}_{2} = 0,127$ и $\zeta = 0,6875$. Величина K^* в этом случае на 7,9 % меньше, чем у винтов типоразмерного ряда. Однако при этом средний относительный крутящий момент на ВМ винте $\overline{M}_2 = M_2/M_1 = 4,5$ % (для винтов типоразмерного ряда 9%), что недостаточно для обеспечения нормальной работы компрессора, а низкая величина угла давления ($\alpha_p = 51^\circ$) приводит к ухудшению нагрузочной способности винтов по сравнению с винтами типоразмерного ряда, имеющими $\alpha_p = 59^\circ$.

Эти недостатки являются следствием того, что передняя часть зуба ВЩ винта выполнена по одной кривой – окружности. Для их устранения необходимо использовать для передней части зуба ВЩ винта несколько кривых, что существенно расширит возможности поиска оптимальных геометрических параметров профилей винтов.

Список литературы

- 1. *Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л.* Винтовые компрессорные машины: Справочник. Л.: Машиностроение, 1977.
- Сакун И.А. Винтовые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1970.
- 3. *European* patent № 0122726. Int. Cl. F04 C 18/16. Screw rotor for compressors / Shigokawa Kazuo. 1984. Bull. 84/43.