

УДК 621.5.041

С.Н. Ефремов, доцент, канд. техн. наук,

И.А. Шестакович

Севастопольский национальный технический университет

Студгородок, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Рассмотрен термодинамический расчет спирального компрессора кондиционирования воздуха, построенного на основе спрофилированных образующих спиралей.

Термодинамическому расчету спирального холодильного компрессора (СХК) предшествует определение геометрии и построение конфигурации рабочих спиралей, а также объема рабочих полостей [1]. Данная статья направлена на установление связи между спрофилированным объемом сжатия паров хладагента и производительностью спирального компрессора в режиме работы кондиционирования воздуха. На рисунке 1 изображено образование рабочих полостей спирального компрессора.

Симметричные полости Н1 и Н2 замкнулись, т.е. в этих полостях завершился цикл всасывания паров хладагента. Немедленно образуются полости всасывания Н11 и Н12. При движении подвижной спирали В по ее орбите в полостях Н1 и Н2 начинается процесс сжатия с линейным уменьшением их объемов [2]. Площадь полости Н1 и ее объем могут быть вычислены по соотношениям

$$\left. \begin{aligned} S(\theta) &= \frac{1}{2} \int_{\varphi_M}^{\varphi_N} (r_1(\varphi)^2 - r_2(\varphi)^2) d\varphi \\ V &= h \cdot S \end{aligned} \right\},$$

где φ_N , φ_M – полярные углы точек М и N; $r_1(\varphi)$, $r_2(\varphi)$ – полярные радиусы внешней и внутренней образующей спиралей; h – высота спиралей.

Полярные радиусы внешней и внутренней образующих спиралей ранее [1] определены по следующим входным данным:

- радиус начальной окружности спирали $r_0 = 0,003185$ м;
- эксцентриситет $\varepsilon = 0,004$;
- высота спиралей $h = 0,045$ м;

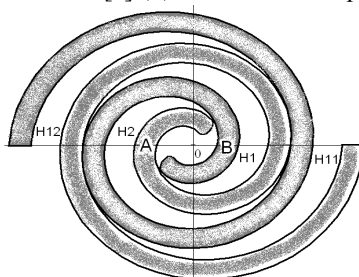


Рисунок 1 – Образование новых рабочих полостей: Н1 и Н2 – полости, образовавшиеся в предыдущем цикле; Н11 и Н12 – вновь образующиеся полости

- начальный угол спирали $\varphi_1 = \pi/4$;
- конечный угол спирали $\varphi_2 = 4\pi$;
- шаг расчета, рад, $\Delta\varphi = \pi/12$;
- $\Delta\Theta = \pi/12$;
- число точек расчета при сжатии $i_2 = (\varphi_2 - 2\pi - \varphi_1) / \Delta\Theta$; $i = 0 \dots i_2$;
- число точек расчета при всасывании $i_2 = 2\pi / \Delta\Theta$;
- пределы изменения угла спирали $\varphi = \varphi_1, \varphi_1 + \Delta\varphi \dots 4\pi$;
- начальное перемещение орбитального угла подвижной спирали, рад, $\Delta\Theta_0 = 0$;
- орбитальный угол подвижной спирали $\Theta = 4\pi - \Delta\Theta_0$;
- $\Theta_{1i} = \varphi_1 + 2\pi + i \cdot \Delta\Theta$;
- $\Theta_{1i} = 4\pi - i \cdot \Delta\Theta$.

Расчет выполнен в MathCAD2001, а результат образующих спиралей показан на рисунке 2.

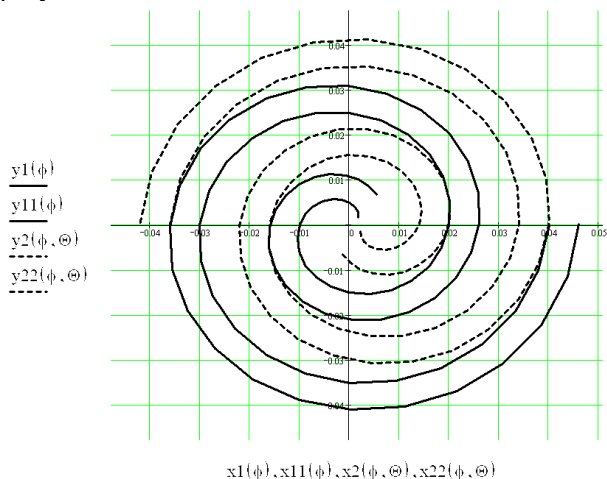


Рисунок 2 – Геометрия образующих спиралей согласно расчетным данным

Объем рабочей полости в зависимости от орбитального угла Θ определяется как

$$V(\theta) = \frac{1}{2} h \left[\int_{\theta - 2\pi + \Delta l}^{\theta + \Delta l} \left(r1(\varphi)^2 - r22(\varphi - \pi, \theta)^2 \right) d\varphi \right],$$

$$V_i = V(\theta_{li}).$$

Объем полости при всасывании равен

$$V_{vsas}(\theta) = \frac{1}{2} h \left[\int_{\theta}^{\theta + \Delta l} \left(r1(\varphi)^2 - r22(\theta - \pi, \theta)^2 \right) d\varphi \right],$$

$$V_{vsas_{ii}} = V_{vsas}(\theta_{li}).$$

В расчете выведены от 0 до 15 точек и построен график изменения объема полости при всасывании и сжатии в зависимости от положения подвижной спирали.

Зная теоретический объем всасывания хладагента, можно приступить к определению холодопроизводительности СХК, для чего необходимо знать коэффициент подачи λ . Действительный объем равен $V_d = \lambda \cdot V_T$. Разделив уравнение на удельный объем всасываемого хладагента на

$$\frac{V_d}{v_1} = \frac{\lambda \cdot V_T}{v_1}, \text{ получим массовую производительность компрессора}$$

$$G_d = \lambda \cdot G_T.$$

$$V \cdot 10^5 - \text{xxx}; V_{vs} \cdot 10^5 - \text{+++}$$

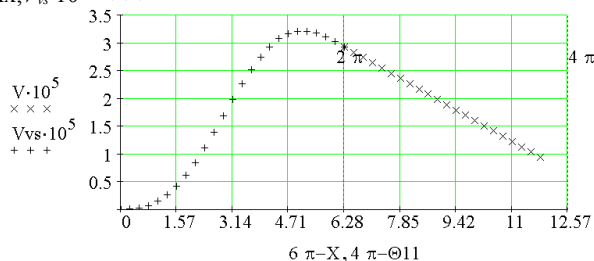


Рисунок 3 – График изменения объема полости при всасывании (от 0 до 2π) и сжатии (от 2π): + – точки всасывания; x – точки сжатия

Дальнейший расчет выполняется после построения рабочего цикла холодильной машины, работающей на хладагенте R22, в стандартном режиме кондиционирования воздуха в P-h диаграмме, рисунок 4.

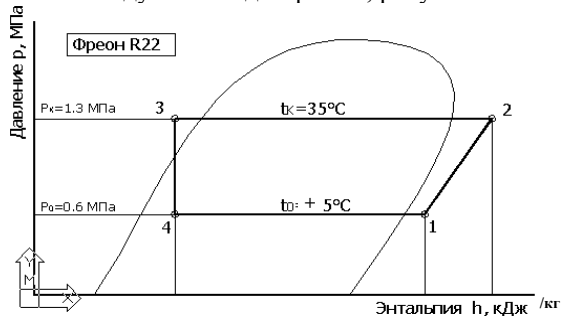


Рисунок 4 – Рабочий цикл холодильной машины

В результате расчета цикла определились следующие параметры

- удельная нагрузка на воздухоохладитель $q_0 = 178 \text{ кДж/кг}$;
- удельная нагрузка на конденсатор $q_k = 204 \text{ кДж/кг}$;
- удельный объем всасывания пара R22 $v_1 = 0,043 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Холодопроизводительность СХК определится из соотношения

$$Q_0 = \lambda_{\text{СХК}} \cdot V_T \cdot q_0 / v_1,$$

где $\lambda_{\text{СХК}}$ – коэффициент подачи спирального холодильного компрессора, который по данным фирмы “COPELAND” [3] выше, чем у поршневых компрессоров и достигает 0,9.

Таким образом, холодопроизводительность СХК кондиционера составит 11,7 кВт.

Представленный расчет позволяет связать профилирование образующих спиралей с конкретными термодинамическими характеристиками спирального компрессора. Задача дальнейших исследований предусматривает возможность создания параметрического ряда холодильных спиральных компрессоров, работающих в режиме кондиционирования воздуха.

Библиографический список

1. Ефремов С.Н. Профильный расчет образующих спиралей холодильного компрессора / С.Н. Ефремов, И.А. Шестакович // Вестн. СевГТУ. Сер. Механика, энергетика, экология: Сб. науч. тр. — Севастополь, 2005. — Вып. 67. — С. 148–153.
2. Косачевский В.А. О геометрии рабочих элементов спирального компрессора. / В.А. Косачевский // Компрессорная техника и пневматика. — 1994. — № 4. — С. 13 – 16.
3. Бурданов Н.Г. Спиральные компрессоры для холодильных машин. ЦНТИ химнефтемаш / Н.Г. Бурданов, Г.А. Канышев. — М.: Наука, 1991. — 30 с.

Поступила в редакцию 09.12.2005 г.