

Результаты испытаний маслозаполненного винтового компрессора малой производительности

Носков А. Н., Петухов В.В., Чернов Н.П.

В настоящее время в различных отраслях пищевой промышленности широкое распространение получили маслозаполненные винтовые компрессоры (ВКМ), имеющие высокие энергетические показатели и обладающие рядом эксплуатационных преимуществ.

Отсутствие в ВКМ клапанов и деталей, подверженных интенсивному износу, предопределяет высокую надежность и долговечность этого типа компрессорных машин по сравнению с поршневыми компрессорами. Средняя наработка на отказ доходит до 20000 часов, что на порядок выше, чем у поршневых компрессоров, при этом ресурс ВКМ до капитального ремонта составляет 50000 часов. Высокие скорости вращения роторов обеспечивают получение высокой производительности при малой массе и габаритах компрессора, при этом, вследствие полной уравновешенности роторов, отсутствует необходимость в тяжелых и громоздких фундаментах. Кроме того, ВКМ обеспечивают равномерность подачи рабочего вещества и стабильность рабочих характеристик в процессе длительной эксплуатации [1,2,3].

Характерной особенностью рабочего процесса винтового компрессора является внутренний массообмен между сопряженными рабочими полостями, который существенно влияет на объемные и энергетические показатели его работы. На величину массообмена большое влияние оказывают величины зазоров между профильными поверхностями винтов и их сопротивления протечкам пара рабочего вещества, а также длины линий контактов между винтами и величина треугольной щели. Эти параметры в значительной степени зависят от типа профиля зубьев и числа заходов ведущего и ведомого винтов. В нашей стране разработаны типоразмерные ряды винтов с асимметричными и эллиптическими зубьями с числом заходов на ведущем винте - 4 и ведомом - 6. В последние годы многие зарубежные фирмы начали выпуск винтовых компрессоров с новыми профилями зубьев роторов и с соотношением числа заходов на ведущем и ведомом винтах 4/5; 5/6; 5/7; 6/8, причем кромки зубьев состоят из множества участков. Они обладают более высокими технико-экономическими показателями по сравнению с разработанными ранее профилями [4,5]. Именно успехи в разработке новых типов профилей и позволили значительно расширить область применения винтовых компрессоров в сторону малых производительностей. Разработчиками винтовых компрессоров и фирмами, их производящими, большое внимание уделяется изысканию более эффективного профиля винтов. Бытовавшее мнение о целесообразности применения одного универсального профиля зубьев осталось в прошлом. В

настоящее время при разработке винтовых компрессоров используют профили, которые наиболее эффективны в конкретных условиях эксплуатации.

За последние годы применение винтовых компрессоров значительно расширилось как у нас в стране, так и за рубежом. Эта тенденция обусловлена высокой энергетической эффективностью винтовых компрессоров в сочетании с простотой обслуживания, надежностью в работе, компактностью конструкции. Значительно увеличили выпуск и расширили номенклатуру по производительности винтовых компрессоров фирмы “York” (США), “Sabroe” (Дания), “Bitzer” (Германия), “SRM AB” (Швеция), “Dunham-Bush” (США), “Mann/GHH” (Германия), “Kuhlautomat” (Германия), “Mauekawa” (Япония) и другие. Значительно расширился выпуск винтовых компрессоров малых производительностей. В настоящее время в мире выпускаются двухроторные маслозаполненные ВКМ с наружным диаметром роторов $D_1=80... 510$ мм, отношением профильной части роторов диаметру ведущего винта 0,9... 1,8, геометрической степенью сжатия 2,6... 5,0 для работы в высоко-, средне-, низкотемпературном и бустерном режимах [6].

Поэтому перспективным направлением является разработка маслозаполненных винтовых компрессоров малой производительности с новым, более эффективным профилем зубьев винтов и иным, отличным от типоразмерного ряда, соотношением числа зубьев на ведущем (ВЩ) и ведомом (ВМ) винтах.

Экспериментальный образец воздушного маслозаполненного винтового компрессора был спроектирован, изготовлен и прошел испытания на стенде ФГУП «Конструкторское бюро «АРСЕНАЛ» имени М.В. Фрунзе».

Испытания компрессора проводились на воздухе по разомкнутому циклу. Замеры величин давлений воздуха и масла производились образцовыми манометрами, а величин температур – лабораторными термометрами и хромель-копелевыми термопарами. Расход воздуха определялся расходомером 1РГ-100. В качестве привода компрессора использовались мотор-весы фирмы «Всетин» (Чехия), являющиеся электродвигателем постоянного тока, что позволяло регулировать частоту вращения роторов и одновременно измерять частоту вращения и крутящий момент на валу компрессора для определения эффективной мощности.

Техническая характеристика компрессора

Число заходов ведущего ротора	6
Наружный диаметр ведущего ротора, мм	80
Диаметр начальной окружности ведущего ротора, мм	54
Ход ведущего ротора, мм	144
Число заходов ведомого ротора	8
Наружный диаметр ведомого ротора, мм	73,6
Диаметр начальной окружности ведомого ротора, мм	72
Длина роторов, мм	125
Зазор на торце нагнетания, мм	0,03

Среднеквадратичная величина профильных зазоров, мм	0,02...0,03
Геометрическая степень сжатия	3
Угол всасывания, град.	
ведущего ротора	295
ведомого ротора	253,8

Кривые, описывающие профиль винтов приведены в [7].

Привод компрессора осуществлялся за ведомый (8-ми заходный) ротор. Воздух на всасывание компрессора забирался из атмосферы. На нагнетании давление воздуха равнялось 10 кгс/см². Для уплотнения зазоров между винтами и отвода теплоты сжатия в рабочие полости компрессора подавалось масло ХФ 22с - 16.

Зависимости действительного расхода воздуха по условиям всасывания V_d и мощности на валу компрессора N_e от окружной скорости на наружном диаметре ведомого винта u_1 приведены на рис. 1. На рис. 2 приведены зависимости коэффициента подачи λ и эффективного КПД компрессора η_e от окружной скорости на наружном диаметре ведомого винта u_1 .

Результаты испытаний обрабатывались по зависимостям, приведенным в работе [8].

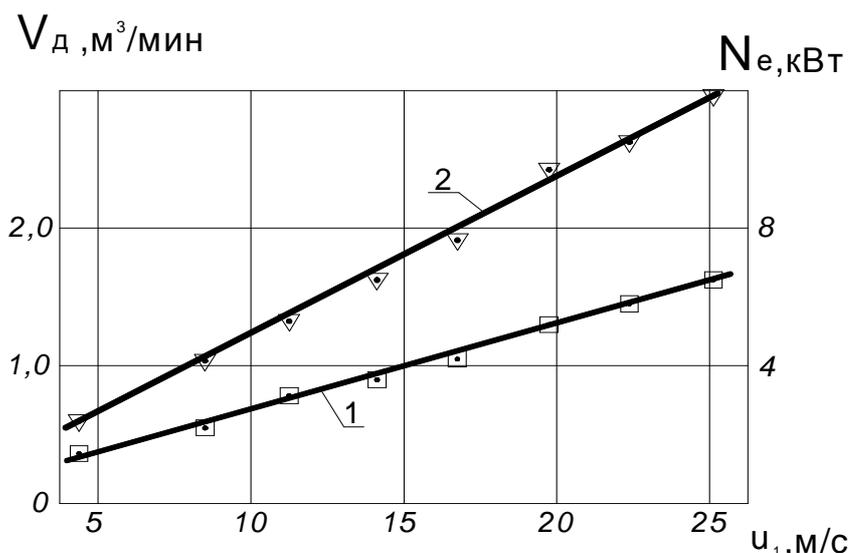


Рис.1. Зависимость действительного расхода воздуха V_d (1) и эффективной мощности компрессора N_e (2) от окружной скорости на наружном диаметре ведомого винта u_1 .

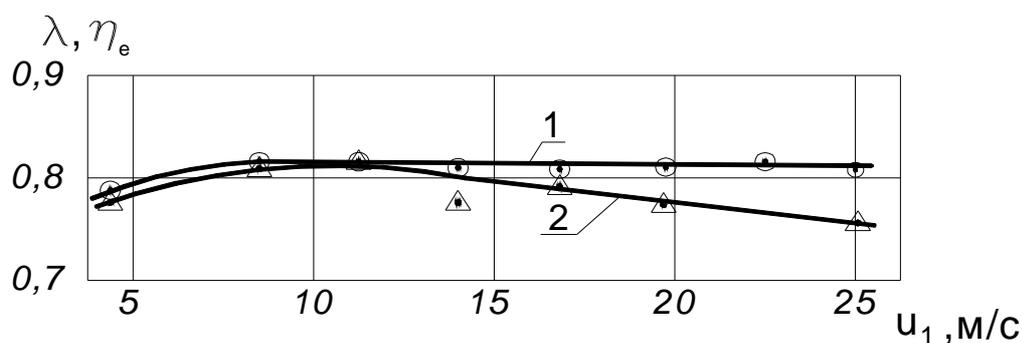


Рис.2. Зависимость коэффициента подачи λ (1) и эффективного КПД компрессора η_e (2) от окружной скорости на наружном диаметре ведомого винта u_1 .

Из рисунков видно, что величины объемный и энергетических КПД имеют достаточно высокие значения при окружных скоростях на наружном диаметре ведомого винта от 6 до 15 м/сек. При более низкой скорости вращения величины КПД значительно падают.

Список литературы:

1. Сакун И.А. Винтовые компрессоры.-Л.: Машиностроение,1970.-400с.
2. Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. Винтовые компрессорные машины: Справочник. -Л.: Машиностроение, 1977. -256 с.
3. Андреев П.А. Винтовые компрессорные машины.-Л. : Судпромгиз, 1961. – 251с.
4. Ein Blick in die Production: Verdichter fur die Kaite - und Klimatechnik. Im Blickpunkt: Bitzer Kuhlmaschinenbau GMBH, Sindelfingen. Die Kalte und Klimatechnik. -1983. -№9. -P. 392-398.
5. Kaswyrа K., Fujiwara M., Matsunaga T., Watanaba M. New Profile Rotors for Oil Injected Screw Compressors // J. of the Japan Society of Precision Engineering. -1987. -v. 53. -№4. -P/ 129-133.
6. Каньшев Г.А. Современное состояние и тенденции развития винтовых холодильных компрессоров в СССР и за рубежом. Обзорная информация. -М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1985. -48 с.
7. Пат. 2109170 России, МКИ F 04 C 18/16. Зубчатое зацепление винтового компрессора / Носков А.Н. 1998. Бюл. №11.
8. Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. -С.-Пб.: Политехника, 1997. -992 с.