электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель Общероссийская общественная организация "Академия инженерных наук им. А.М. Прохорова"
ISSN 2307-0609
09, сентябрь 2017

УДК 62-851.1

Расчет и проектирование пневматического привода для автономного комплекса исполнительных устройств

Колымба Г.В., *студент*
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Компрессорная и вакуумная техника»
georgiykolymba@gmail.com

Научный руководитель: Чернышев А.В., профессор, д.т.н.
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
av-chernyshev@yandex.ru

Введение

В данной работе рассматривается разработка пневматического привода для ручного автономного манипулятора. Поставлена задача разработки математической модели рабочих процессов пневматического привода, расчет параметров пневматического привода с целью обеспечения заданных габаритных размеров, мощности и времени автономной работы.

1. Практическая значимость

Под ручным манипулятором в данной статье подразумевается разновидность пневматических исполнительных устройств, предназначенных для совершения механической работы различного вида. В работе рассматривается пневматический манипулятор, входящий в комплекс пневматического инструмента, предназначенного для работы без подключения к силовой электросети. Ручные манипуляторы используются для различных видов работ, таких как сверление, шлифование, резка и т.д. Использование пневматического двигателя в качестве привода имеет ряд преимуществ, таких как возможность работы со взрывоопасными газами ввиду отсутствия источника возникновения искр, простота конструкции по сравнению с электродвигателями и двигателями внутреннего сгорания, дешевизна в изготовлении. Ручной автономный манипулятор с пневматическим приводом питается от источника сжатого газа с избыточным давлением 30 МПа. В качестве источника энергии могут использоваться различные по объему баллоны со сжатым газом, что что делает возможным использовать

данный прибор в экстренных ситуациях, в экспедициях или в районах, отдаленных от электроэнергии.

2. Обзор пневматических двигателей и выбор типа двигателя для проектируемой установки

Существуют такие типы пневматических двигателей: поршневые, шестеренные, ротационные, роторно-шестеренные и турбинные.

Шестеренные пневмодвигатели имеют надежную и простую конструкцию, однако имеют наибольшую относительную массу и габариты по сравнению с другими типами пневмодвигателей. Двигатели этого типа обладают также наибольшей среди пневматических двигателей мощностью, сравнительно высокой частотой вращения роторов и низким КПД.

Поршневые пневмодвигатели имеют значительно меньшую частоту вращения, чем шестеренные. Данный факт объясняется наличием кривошипно-шатунного и распределительного механизмов. Однако КПД поршневых пневмодвигателей выше, так как рабочая камера двигателя имеет высокую степень уплотнения за счет поршневых колец и утечки воздуха невелики. Срок службы поршневых двигателей по сравнению с шестеренными значительно меньше.

Турбинные пневмодвигатели имеют меньшую область применения чем остальные типы. Они используются как привод ручных шлифовальных машин и прочих машин с постоянной нагрузкой и большой частотой вращения при малых крутящих моментах.

Ротационные пневмодвигатели являются самым распространенным типом пневматических двигателей. Основным преимуществом двигателей этого типа является малая относительная масса и малые габариты. Уплотнение рабочей среды не так совершенно, как в поршневых двигателях, однако коэффициент расширения сжатого воздуха больше и КПД выше.

Проведя обзор типов конструкций пневматических двигателей, решено использовать ротационный пневмодвигатель, как привод проектируемого устройства. Основным преимуществом двигателей этого типа является малые габариты и расход газа. Уплотнение рабочей среды не так совершенно, как в поршневых двигателях, однако коэффициент расширения сжатого воздуха больше и КПД выше.

3. Схема установки

На рис. 1 указана схема проектируемой установки. Источником сжатого газа является баллон высокого давления Б. Значение давления газа в баллоне указывает манометр М. При открытии вентиля В газ поступает в пневмодвигатель ПД через

регулятор давления «после себя» РД и быстроразъемное соединение с запорным элементом БС. Давления газа воздействует на лопатки ротационного пневматического двигателя и приводит во вращение вал, соединенный и исполнительным устройством ИУ.

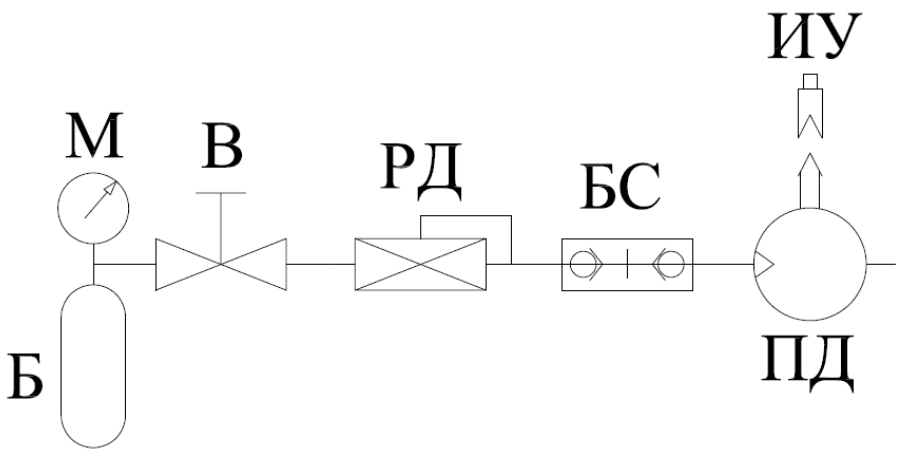


Рис. 1. Схема установки

4. Методика расчета и принятые допущения

Основным при расчете ротационных двигателей является вопрос о методике определения работы A_i, совершаемой рабочей камерой за один оборот ротора, т. е. за один рабочий цикл. В немногочисленных публикациях по расчету ротационных пневмодвигателей этот вопрос рассматривается различным образом. При внимательном рассмотрении излагаемых в них методик можно видеть, что они сводятся к четырем методикам, представленным ниже:

1. Определение работы за один рабочий цикл как алгебраической суммы работ, совершаемых лопаткой на отдельных участках этого цикла [2].

2. Определение объема рабочей камеры и работы, совершаемой в ней сжатым воздухом за один рабочий цикл [3, 4].

3. Определение крутящего момента, действующего на ротор, и работы, совершаемой им за один оборот ротора [5].

4. Определение частоты вращения двигателя, а затем мощности по разгонной характеристике двигателя [6].

Первые три методики в конечном итоге сводятся к решению дифференциального уравнения $dA_i = p_i dV$, где dA_i - элементарная работа, совершаемая сжатым воздухом при давлении p_i и изменении объема на величину dV.

При рассмотрении методик расчета ротационных пневматических двигателей был сделан вывод, что большинство методик сводятся к методу расчета объемных

пневмодвигателей, основу которого составляет дифференциальное уравнение $dA_i = p_i dV$. Кроме того, при рассмотрении рабочего цикла двигателя не учитывают механических потерь от трения лопаток.

При определении работы за один рабочий цикл будем рассматривать ее как алгебраическую сумму работ, совершаемых лопаткой от воздействия сжатого воздуха на отдельных этапах цикла. Этот метод является наиболее простым и позволяет учесть работу трения лопаток.

Примем для простоты расчетов процесс расширения сжатого воздуха изотермическим. В пневматических двигателях степень расширения воздуха незначительна, поэтому разность работы при изотермическом и политропном процессах расширения невелика и ей можно пренебречь. Подтвердим данное допущение.

Работа, совершаемая сжатым воздухом при изотермическом процессе, определяется:

$$A_{из} = 2.3 p_1 V_1 \lg \frac{V_2}{V_1},$$

а при политропном:

$$A_{пол} = \frac{p_1 V_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{1-n}\right],$$

где n – показатель политропы; p_1 и V_1 - давление и объем воздуха в начале процесса расширения (рис. 2); V_2 - объем воздуха в конце процесса расширения (рис. 3).

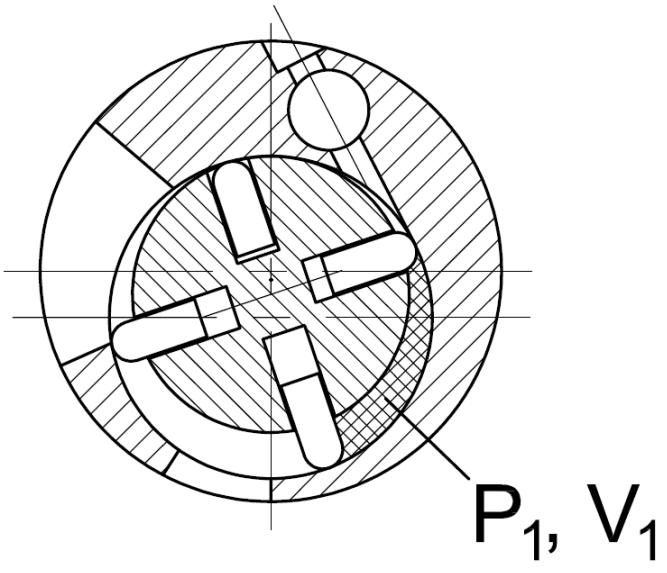


Рис. 2. Давление и объем воздуха в начале процесса расширения

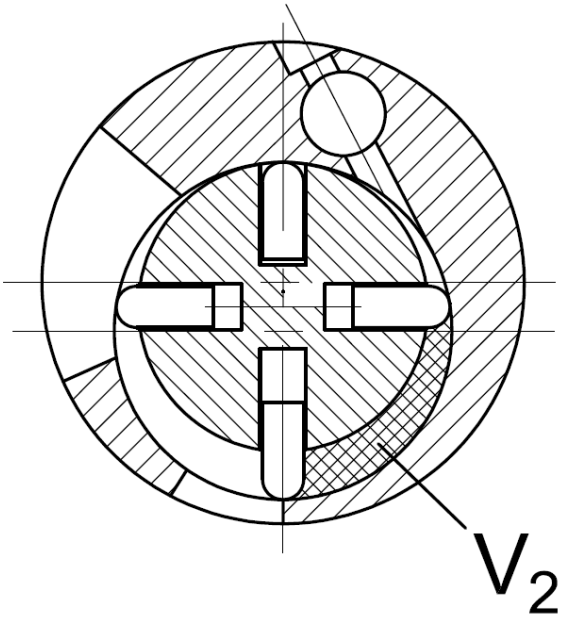


Рис. 3. Объем воздуха в конце процесса расширения

Запишем отношение этих работ:

$$\frac{A_{из}}{A_{пол}} = \frac{2.3(n-1)\lg\frac{V_2}{V_1}}{1-\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{1-n}}.$$

В ротационном двигателе $\frac{V_2}{V_1}$ - отношение объема рабочей камеры в конце процесса расширение к объему рабочей камеры в конце процесса наполнения. Обозначим степень расширения $\frac{V_2}{V_1} = \lambda$. Тогда формула примет вид:

$$\frac{A_{из}}{A_{пол}} = \frac{2.3(n-1)\lg\lambda}{1-\lambda^{1-n}}.$$

Из равенства видно, что отношение работ зависит только от показателя политропы n и коэффициента расширения воздуха λ.

Для поршневых пневмодвигателей показатель политропы принимается равным 1,3. Для ротационных двигателей данный показатель можно принять равным 1,25, так как необходимо учитывать подвод тепла от трения лопаток. Известно, что в среднем степень расширения воздуха в ротационных пневмодвигателях $\lambda \approx 1,5$. Тогда получаем:

$$\frac{A_{из}}{A_{пол}} = 1,03.$$

Можно сделать вывод, что при изменении показателя политропы с 1 до 1,25 разность в работе расширения воздуха не превышает 3%.

Итак, принимаем допущение о том, что процесс расширения воздуха в рабочей камере изотермический и происходит без утечек сжатого воздуха.

Также при определении работы, совершаемой лопаткой, необходимо ввести следующие допущения:

1) Давление воздуха при впуске и выпуске считается постоянным.
2) Изменение давления при открытии впускных и выхлопных окон происходит мгновенно.
3) Температура воздуха в сети практически не отличается от температуры окружающей среды, поэтому теплообменом пренебрегаем.
4) Зазор между ротором и статором достаточен для перетекания воздуха из выхлопной части двигателя во впускную при сжатии воздуха в компрессорном цикле.
5) При определении потерь на трение учитывается только трение лопаток о статор, а потери на трение лопаток в пазах ротора можно не учитывать.

Отклонения реального рабочего цикла от введенных допущений невелики и могут быть учтены введением поправочных коэффициентов.

5. Расчет пневмодвигателя

Расчет проводился по методике, изложенной в книге С.Б. Зеленецкого, А.Г. Микерова «Ротационные пневматические двигатели» [1].

Начальные условия: необходимо спроектировать нереверсивный пневматический двигатель мощностью N, кВт и давлением на входе P, МПа. Пневмодвигатель должен обладать насколько возможно меньшими габаритами и расходом.

В соответствии с рекомендациями, принимаем число лопаток z, угол конца зоны впуска φ_0, угол начала зоны выхлопа φ_1.

Определим угол между пластинами $\gamma = \frac{2 \cdot \pi}{z}$.

Тогда угол начала зоны впуска $\varphi_0^{'} = \frac{1}{3} \cdot \gamma$.

Найдем угол конца зоны дополнительного выхлопа из условия:

$$360^{\circ} - \varphi_2^{'} = 0.7 \cdot \gamma \approx 65^{\circ}.$$

Определим необходимые коэффициенты:

$$C_1 = \frac{1}{a^2}\left[\gamma(a+0.5) - 2(a+1)\cos\left(\varphi_0 + \frac{\gamma}{2}\right)\sin\frac{\gamma}{2} + \frac{1}{2}\cos(2\varphi_0 + \gamma)\sin\gamma\right].$$

$$C_2 = \frac{1}{a^2}\left[\gamma(a+0.5) - 2(a+1)\cos\left(\varphi_1 - \frac{\gamma}{2}\right)\sin\frac{\gamma}{2} + \frac{1}{2}\cos(2\varphi_1 - \gamma)\sin\gamma\right].$$

$$B = 10^{-6}\cdot 70.4\frac{1}{a^3}K_b q\delta\mu\left[(a+1)^2 - (a+1)\frac{q}{2}\right].$$

$$C_6^{'} = 1 + 2.3\lg\lambda.$$

$$C_6 = C_1 \cdot C_6^{'}.$$

$$C_7 = 1 - \frac{aK_b z}{2\pi(a+1)}.$$

Степень расширения $\lambda = \frac{C_2}{C_1}$;

δ - плотность материала лопаток;

μ - коэффициент трения лопатки о статор.

Принимаем величину противодавления P_0.

Величину B_2 находим по формуле:

$$B_2 = 1.09\cdot 10^{-6} C_7 z C_1^{1.5}\eta\left[\left(P - \frac{1-K_y}{1+K_y}\frac{\Delta P}{2}\right)C_6^{'} - \lambda P_0\right]\sqrt{\frac{\left[P - \left(3 - \frac{1-K_y}{1+K_y}\right)\Delta P\right]C_6^{'} - \lambda P_0}{3B}}$$

Определим радиус ротора:

$$r_0 = \sqrt{\frac{N}{B_2 K_l}},$$

тогда длина ротора равна:

$$l = K_l \cdot r_0.$$

Радиус статора:

$$r = r_0\frac{a+1}{a},$$

тогда эксцентриситет равен:

$$e = r - r_0.$$

Высота лопатки:

$$h = e \cdot q.$$

Толщина лопатки:

$$b = K_b r_0.$$

По принятым размерам определяем изменившиеся безразмерные параметры a и K_b.

Снова определяем коэффициенты $C_1, C_2, B, \lambda, C_6, C_6^{'}, C_7$.

Определяем частоту вращения ротора по формуле:

$$n = \frac{1}{r_0}\sqrt{\frac{C_6\left[P - \left(3 - \frac{1-K_y}{1+K_y}\right)\Delta P\right] - C_2 P_0}{3B}}.$$

Проведем контрольный расчет мощности запроектированного двигателя:

$$N = C_7 z n \frac{l r_0^2}{61.2 \cdot 10^4}\left(C_6 P_1 - C_2 P_0 - B r_0^2 n^2\right)\eta.$$

Определим количество воздуха, расходуемого двигателем:

$$Q = 10^{-6} C_1 C_7 \left(1 + K_y\right) l r_0^2 z n P_1.$$

Воздух поступает в рабочую камеру через щель между ротором и статором, площадь сечения которой определяется по следующей формуле:

$$S_0 = xl,$$

здесь x - высота щели.

$$x = K_x r_0.$$

K_x - высота выступающей части лопатки в безразмерном виде, определяется по формуле:

$$K_x = \frac{1}{a}\left(\sqrt{(a+1)^2 - \sin^2\varphi} - \cos\varphi\right) - 1,$$

где φ - угол наклона лопатки. При $\varphi = \varphi_0$ получим:

$$K_x = \frac{1}{a}\left(\sqrt{(a+1)^2 - \sin^2\varphi_0} - \cos\varphi_0\right) - 1;$$

тогда:

$$x = K_x r_0.$$

Итак,

$$S_0 = xl.$$

Определяем диаметр отверстия для подвода воздуха:

$$d = \frac{x}{\frac{K_S}{\sqrt{7 + 2\sin\alpha + 7\sin^2\alpha}} + \frac{tg\psi}{2\sin\alpha}};$$

Принимаем угол наклона канала подвода воздуха $\alpha = 60^o$, а угол ψ вычисляем по формуле:

$$\sin\psi = \frac{e}{r}\sin\varphi_0.$$

Отсюда:

$$\psi = \arcsin\frac{e}{r}\sin\varphi_0.$$

Коэффициент K_S, учитывающий увеличение сопротивления воздуха в переходных сечениях, в соответствии с рекомендациями, принимаем $K_S = 1.7.$

Находим площадь отверстия:

$$S = \frac{\pi d^2}{4};$$

Число отверстий определяем по формуле:

$$n_{отв} = \frac{S_0}{S}.$$

6. Результат расчета

Проведя необходимые расчеты, был спроектирован ротационный пневматический двигатель с такими характеристиками:

- мощность: 0,5 кВт;
- давление, подводимое в нагнетательный патрубок: 0,6 МПа;
- расход: 0,3 м^3/мин;
- частота вращения: 15000 об/мин.

7. Расчет времени работы установки

В качестве источника сжатого газа в проектируемой установке используется баллон высокого давления с такими характеристиками:

- рабочее давление: 300 атм. (30 МПа);
- объем: 50 л (0,05 м^3).

Так как процесс расширения газа принят изотермическим, то по закону Бойля – Мариотта:

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2,$$

где P_1 - давление в баллоне;

V_1 - объем баллона;

P_2 - атмосферное давление;

V_2 - объем газа при атмосферном давлении.

Вычислим V_2:

$$V_2 = \frac{P_1 \cdot V_1}{P_2} = \frac{30 \cdot 10^6 \cdot 0.05}{101325} = 14,8 \text{ м}^3;$$

Зная расход устройства, вычислим время работы до полного опустошения баллона:

$$t = \frac{V_2}{Q} = \frac{14.8}{0.3} = 49,3 \text{ мин.}$$

Заключение

Был спроектирован пневматический двигатель для ручного автономного манипулятора, отличающийся невысоким расходом подводимого сжатого воздуха, что позволяет создать автономную конструкцию, которая может быть использована для работы в составе экспедиций для устранения аварийной ситуации в полевых условиях. При использовании баллона высокого давления объёмом 50 л, время автономной работы составит 50 минут.

Список литературы:

[1]. Зеленецкий С.Б., Рябков Е.Д. Ротационные пневматические двигатели. Л.: «Машиностроение» (Ленингр. отделение), 1976. 240 с.

[2]. Зеленецкий С.Б., Симкин Е.Л. Ротационные пневматические двигатели – расчет и конструирование. Л.: ЛДНТП, 1961. 68 с.

[3]. Борисенко К.С. Пневматические двигатели горных машин. М.: Углетехиздат, 1958. 204 с.

[4]. Ильичев Ф.С. Рудничные пневматические установки. Т. 1. М.: Углетехиздат, 1953. 428 с.

[5]. Раздольский А.М., Лебедев В.П. К методике расчета пневматических ротационных двигателей. В кн.: Механизированный инструмент и отделочные машины. Вып. 1. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1970, с. 29-32.

[6]. Попов Ю.Н. К теории ротационных двигателей. – В кн.: Тезисы докладов V совещания по основным проблемам ТММ. М.: АН СССР, 1957, с. 92-93.