

УДК 621.43

EDN SAVIOQ

Д.Н. Варсеев¹, С.Н. Хрунков¹, А.В. Павлов^{1,2}
СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОСЕВЫХ И РАДИАЛЬНЫХ
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБИН

¹Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Нижний Новгород, Россия

²Группа компаний «ИНФАРС»
Москва, Россия

Представлен анализ теоретических основ применения осевых и радиальных турбин, а также перспектив внедрения предпочтительного варианта турбины для привода ручного пневматического шлифовального инструмента.

Ключевые слова: осевая пневматическая турбина, радиальная пневматическая турбина, малоразмерная турбина, микротурбинный привод, ручной пневматический шлифовальный инструмент.

Турбомашина – роторное лопаточное устройство непрерывного действия, в котором рабочее тело (воздух, продукты сгорания, пар) движется в межлопаточных каналах, осуществляя преобразование энергии в результате взаимодействия с поверхностью лопаток. Турбомашины делятся на два типа – турбины (вырабатывают механическую энергию) и компрессоры (потребляют механическую энергию). При этом как турбины, так и компрессоры могут подразделяться как по направлению потока: на радиальные (от центра к периферии) и осевые (от периферии к центру), так и по количеству ступеней: на одноступенчатые и многоступенчатые [1]. К положительным характеристикам турбомашин относят малый удельный вес, высокая удельная мощность, широкий диапазон эффективной мощности. Это позволяет использовать турбомашин как для привода пропульсивного комплекса атомного ледокола, так и для привода ручного пневматического шлифовального инструмента (РПШИ). Чаще всего РПШИ применяют пневматический привод, являющийся взрыво-пожаробезопасным и способным длительное время работать в сложных условиях (к примеру, запыленность). Главным недостатком пневматических двигателей является высокий уровень шума РПШИ.

Пневматические двигатели (ПД) подразделяют по принципу организации рабочих процессов на объемные (поршневые и ротационно-пластинчатые) и турбинные. К положительным сторонам поршневых ПД относятся наибольший КПД и высокая агрегатная мощность; также они допускают перегрузку, но их массогабаритные показатели делают невозможным применение в ручном шлифовальном инструменте. Такие моторы применяют для привода лебедок, конвейеров во взрывоопасных цехах и на участках производства, к примеру, для привода сверлильных машин [2,3].

Ротационно-пластинчатые ПД являются самым распространенным типом ПД (рис. 1). Их производство достигает 90 % от общего выпуска ПД. К положительным сторонам ротационно-пластинчатых ПД относятся высокая удельная мощность, малая относительная масса и меньшие по сравнению с поршневым типом ПД габариты. К недостаткам можно отнести низкую агрегатную мощность, высокий шум и высокий износ лопаток. Такие ПД применяются как приводные двигатели ручного инструмента (ручные сверлильные и шлифовальные машины, гайковерты), применяемого при механизации различных технологических процессов.

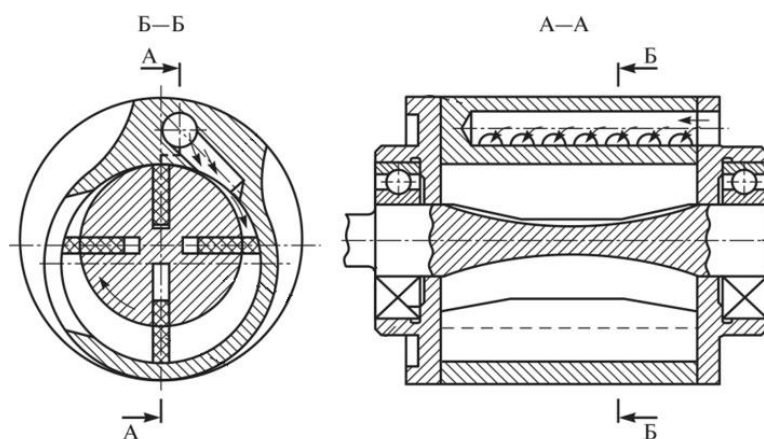


Рис. 1. Конструкция ротационно-пластинчатого ПД

Турбинные ПД отличаются от объемных тем, что в них кинетическая энергия потока воздуха превращается в механическую работу на турбинном колесе, закрепленном непосредственно на выходном валу двигателя (рис. 2-4). В турбомоторах сжатый воздух входит с начальным давлением в сопловой аппарат, затем при расширении выходит из сопел с большой скоростью прямо на рабочие лопатки мотора. Струя воздуха, проходящая по каналам между рабочими лопатками, меняет свое направление, развивается сила, приложенная к лопаткам и создающая крутящий момент. Сжатый воздух при этом отдает часть своей энергии турбинному колесу [4].

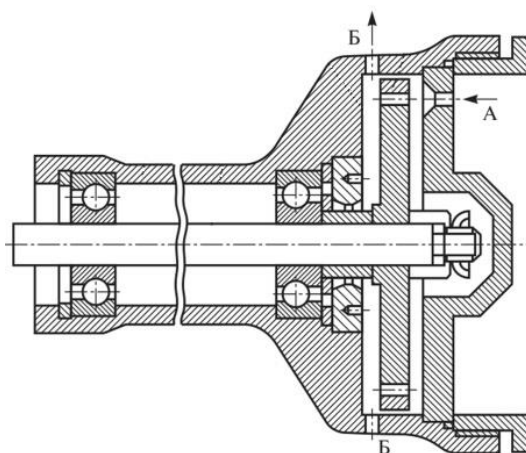


Рис. 2. Конструкция турбинного пневматического двигателя

Турбомоторы применяют, если требуется:

- длительный режим работы;
- высокая частота вращения.

Достоинствами турбинного привода являются:

- равномерность вращения (стабильный крутящий момент);
- высокая быстроходность (имеют самую большую частоту вращения);
- малые габариты;
- высокая удельная мощность.

В качестве недостатков можно выделить больший по сравнению с другими типами пневматических двигателей расход воздуха и высокий шум.

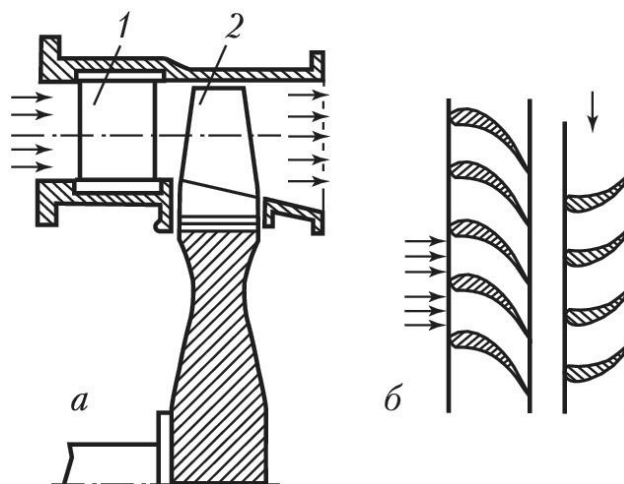


Рис. 3. Принципиальная схема осевой турбины (а) и часть развтки на плоскости кольцевого сечения по лопаткам турбины (б):
 1 – сопловый аппарат; 2 – рабочее колесо

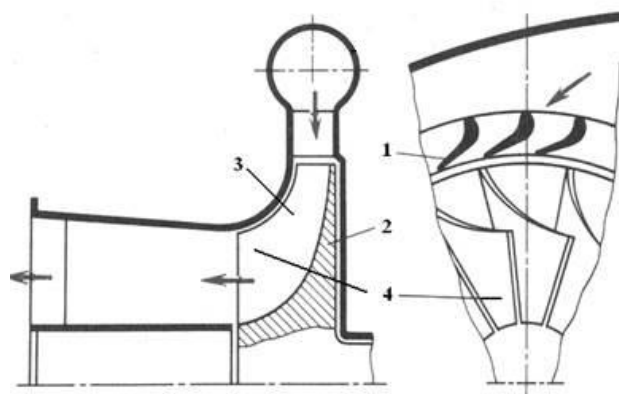


Рис. 4. Принципиальная схема радиальной центробежной турбины:
 1 – сопловый аппарат; 2 – рабочее колесо; 3 – радиальная часть рабочей лопатки;
 4 – осевая часть рабочей лопатки (вращающийся спрямляющий аппарат)

Итак, можно сделать вывод, что для РПШИ пневматический турбинный привод подходит больше всего в силу своих относительно малых габаритов и меньшего удельного веса, а также большего крутящего момента и максимальной частоты вращения, по сравнению с объемным приводом [5, 6].

Пневматические турбины – машины с непрерывным потоком в одноступенчатом или многоступенчатом исполнении. Преобразование энергии давления в кинетическую энергию происходит в сопловом аппарате. В многоступенчатой турбине большая часть кинетической энергии преобразуется в первом турбинном колесе, а оставшаяся энергия преобразуется во втором и последующих турбинных колесах. При помощи пневматических турбин можно сделать приводы с низким энергопотреблением, высокой частотой вращения и крутящим моментом, которые гарантируют низкое потребление воздуха при оптимальном отношении мощности к весу [7].

Для расчета характеристик в осевых и радиальных турбинах используется уравнение Эйлера для турбомашин [8, 9]:

$$c_2 \cdot u_2 - c_1 \cdot u_1 = \frac{M_{кр} \cdot \omega}{G} = \frac{N}{G} = l \quad (1)$$

где:

c_1, c_2 – абсолютные скорости газа;

u_1, u_2 – окружные скорости газа;

ω – окружная скорость;

G – массовый расход газа;

l – удельная работа турбомашин.

Поскольку для осевых турбомашин $u_1 \gg u_2 = u$, то уравнение Эйлера принимает вид:

$$l = u \cdot \Delta c_u \quad (2)$$

где:

Δc_u – проекция разности абсолютных скоростей газа на окружную скорость.

При вращении рабочей решетки турбины вырабатывается мощность:

$$N = M \cdot \omega \quad (3)$$

Так как $u = \omega \cdot r$, где ω – угловая частота вращения ротора, u – окружная скорость вращения, то:

$$\begin{aligned} N &= G(c_{1u} \cdot u_1 - c_{2u} \cdot u_2), \\ H_u &= N / G = c_{1u} \cdot u_1 - c_{2u} \cdot u_2, \end{aligned} \quad (4)$$

где H_u – удельная мощность, развиваемая расходом в 1 кг/с рабочего тела.

Применив теорему косинусов к треугольникам скоростей, получим:

$$H_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (5)$$

Из данной формулы можно сделать вывод, что удельная мощность появляется в результате изменения удельной кинетической энергии потока в абсолютном, относительном и переносном движениях.

Рассмотрим преобразование энергии в одноступенчатой турбине [10]. Отдельно рассмотрим осевую и радиальную турбину. Построим треугольники скоростей (рис. 5). Проанализируем влияние радиуса в осевой и радиальной турбине.

Рассмотрим процесс осевой активной турбинной ступени, для которой применяются условия: $r_1 = r_2 = r$, $u_1 = u_2 = u$, $w_1 = w_2$.

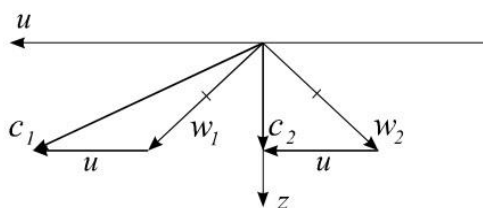


Рис. 5. Треугольники скоростей осевой активной турбинной ступени

Если рассмотреть уравнение удельной мощности, то для данного случая получим:

$$H_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}. \quad (6)$$

Удельная мощность в случае применения осевой турбины получается за счет изменения удельной кинетической энергии только в абсолютном движении.

Треугольник скоростей радиальной ступени будет иметь другой вид (рис. 6).

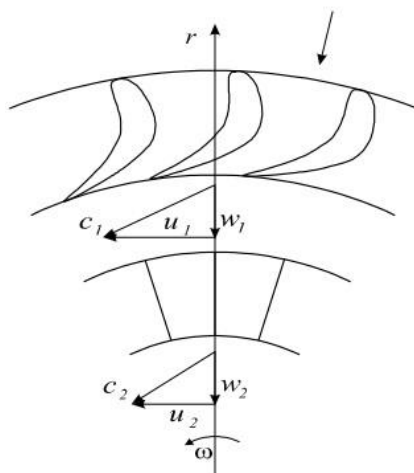


Рис. 6. Треугольники скоростей радиальной турбинной ступени

Поскольку рабочее тело движется от периферии к оси ступени, такая ступень называется центростремительной. Рабочая решетка этой ступени представляет собой набор пластин, установленных радиально [11, 12]. Из треугольников скоростей можно записать:

$$c_1^2 = u_1^2 + w_1^2$$

$$c_2^2 = u_2^2 + w_2^2$$

Подставив два последних выражения в уравнение удельной мощности, получим:

$$H_u = u_1^2 - u_2^2$$

Из этого выражения следует, что удельная мощность при применении радиальной ступени получается за счет удвоенного изменения удельной кинетической энергии только в переносном движении.

Момент, получаемый на ступени турбины, составит:

$$M = G \cdot l_u, \quad (7)$$

где:

G – расход газа через турбину;

R – радиус рабочего колеса на выходе потока.

Окружной коэффициент полезного действия можно вычислить по отношению удельной работы к располагаемой:

$$\eta_u = \frac{l_u}{l_0}.$$

Анализируя имеющуюся информацию о характеристиках данных типов турбин и уравнение Эйлера, можно сделать ряд выводов о преимуществах применения радиального типа турбин перед осевыми в РПШИ, а именно:

- большее значение КПД при относительно малых безразмерных скоростях движения рабочего тела;
- уменьшение частоты вращения турбины при малых размерах рабочего колеса ($d < 150 \div 160$ мм);
- возможность получения равных мощностей при меньшем числе оборотов.

Кроме того, радиальное течение рабочего тела позволяет обеспечивать простоту и надежность конструкции рабочего колеса, выполняемого в виде единого элемента.

Приведенные выше характеристики дают возможность использования радиальный тип пневматических турбин в РПШИ. Прогнозируемый технико-экономический эффект устройства состоит в:

- повышении надежности и мощности устройств в работе;

- расширении функциональных возможностей;
- повышении удобства в эксплуатации.

Библиографический список

1. **Наталевич, А.С.** Воздушные микротурбины / А.С. Наталевич – М.: Машиностроение, 1970. – 208 с.
2. **Khimich, V.L.** Two-rimming radial turbine for drive of manual pneumatic grinders / V.L. Khimich, A.B. Chuvakov, V.A. Kikeyev, S.N. Khrunkov, A.A. Krainov // International Journal of Applied Engineering Research 2016. №11(16). Pp. 8982-8986.
3. **Khrunkov, S.N.** Maximum rotation frequency regulators of high-speed small-sized pneumatic actuators [Текст] / S.N. Khrunkov, V.L. Khimich, A.B. Chuvakov // International Journal of Applied Engineering Research. 2016. №11(18). P. 9256-9260
4. **Хрунков, С.Н.** Развитие конструктивных исполнений регуляторов максимальной частоты вращения ротора для высокоскоростных пневматических приводов / С.Н. Хрунков, А.А. Крайнов // Транспортные системы. 2019. № 2(12). С. 59-64.
5. **Варсеев, Д.Н.** Разработка промежуточного направляющего аппарата для применения в составе малоразмерного турбинного двигателя в ручном пневматическом шлифовальном инструменте / Д.Н. Варсеев, С.Н. Хрунков // Будущее технической науки: сборник материалов XXI Всероссийской молодежной научно-техн. конф. – Н. Новгород: НГТУ, 2022. С. 441-442.
6. **Варсеев, Д.Н.** Разработка малоразмерных пневматических турбинных двигателей в ручном пневматическом шлифовальном инструменте / Д.Н. Варсеев, С.Н. Хрунков // Будущее технической науки: сборник материалов XX Всероссийской молодежной научно-техн. конф.; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород, НГТУ, 2021. С. 376-377.
7. **Чуваков, А.Б.** Совершенствование конструкций шлифовальных машин с турбоприводом / А.Б. Чуваков, Р.А. Погодин, А.А. Крайнов // Транспортные системы. 2019. № 2(12). С. 65-73.
8. **Быков, Н.Н.** Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов / Н.Н. Быков, О.Н. Емин. – М.: Машиностроение, 1972. – 228 с.
9. **Кириллов, И.И.** Теория турбомашин / И.И. Кириллов, А.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
10. **Батурин, О.В.** Получение уравнения для вычисления профильных потерь в венце осевой турбины при проектном расчете / О.В. Батурин, Д.А. Колмакова, Г.М. Попов, В.Н. Матвеев // Труды МАИ. 2018. № 101. С. 15.
11. **Кузнецов, Ю.П.** Анализ рабочих процессов в двухступенчатой турбине с радиальными ступенями давления на основе расчетных исследований / Ю.П. Кузнецов, В.А. Кикеев, А.Б. Чуваков, Р.А. Погодин, А.А. Миронов, А.Н. Жаров // Транспортные системы. 2021. № 1(19). С. 41-48.
12. **Кузнецов Ю.П.** Особенности численного моделирования двухступенчатой турбины с радиальными ступенями давления с учетом динамики рабочих процессов / Ю.П. Кузнецов, В.А. Кикеев, А.Б. Чуваков, Р.А. Погодин, А.Н. Жаров // Транспортные системы. 2020. № 4(18). С. 47-53.