

УДК 621.486

**ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИМПУЛЬСНОЙ ДВУНАПРАВЛЕННОЙ
ТУРБИНЫ В ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОМ ДВИГАТЕЛЕ**

© 2015 А. И. Довгялло, А. А. Шиманов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет)

Рассмотрен один из типов двигателя с внешним подводом тепла – термоакустический двигатель. Рассмотрены способы преобразования энергии волны уплотнения осциллирующего потока газа в электрическую. Предлагается использовать двунаправленную импульсную турбину в качестве преобразователя энергии осциллирующего потока газа в электрическую. Особенность данной турбины заключается в том, что волна уплотнения осциллирующего потока газа, прошедшая через неё, отражается и снова проходит через турбину в обратном направлении, при этом направление вращения турбины не должно изменяться. Проанализированы различные типы двунаправленных импульсных турбин для термоакустического двигателя. Самой простой и менее эффективной является турбина Уэльса. Радиальная импульсная турбина имеет более сложную конструкцию и более высокий, чем у турбины Уэльса, КПД. Был выбран наиболее подходящий тип импульсной турбины – осевая импульсная турбина, имеющая более простую по сравнению с радиальной конструкцию и аналогичный КПД. Рассмотрены особенности метода расчёта импульсной турбины, включающие изменение давления и скорости газа от времени, при генерации волн уплотнения осциллирующего потока газа в термоакустической системе.

Термоакустический двигатель, двунаправленная импульсная турбина, акустическая энергия, линейный генератор.

doi: 10.18287/1998-6629-2015-14-1-132-138

Термоакустический двигатель – это двигатель с внешним подводом тепла, в котором подводимая тепловая энергия преобразуется в энергию волны. Основным преимуществом такого двигателя по сравнению с механическими аналогами, например двигателем Стирлинга, является отсутствие как минимум одного поршня, что повышает показатели надёжности преобразователя [1].

Энергию волны уплотнения осциллирующего потока газа необходимо преобразовать в механическую и далее в электрическую энергию. Наиболее распространённый способ преобразования акустической энергии в электрическую – это использование линейного генератора (рис. 1) или обычного генератора с кривошипно-шатунным механизмом. В обоих случаях преобразования используется поршень.

Основными недостатками использования поршня являются потери на трение, проблемы смазки и загрязнение рабочего тела, вследствие чего снижается мощ-

ность и ухудшается экологичность двигателя.

Для увеличения мощности и ресурса термоакустического двигателя предлагается использовать импульсную двунаправленную турбину (рис. 2) [2]. Генерируемая волна уплотнения осциллирующего потока газа, проходя через лопатки турбины, вращает её. Турбина закреплена на одном валу с электрогенератором, который преобразует вращательное движение турбины в электроэнергию.

Особенностью данной турбины является то, что волна уплотнения осциллирующего потока газа, прошедшая через неё, отражается и снова проходит через турбину в обратном направлении, при этом направление вращения турбины не должно изменяться.

В известных работах были рассмотрены различные типы импульсных двунаправленных турбин [2-5]. Основные из них: турбина Уэльса с направляющим аппаратом (рис. 3), радиальная (рис. 4, 5) и осевая (рис. 6) импульсные турбины.

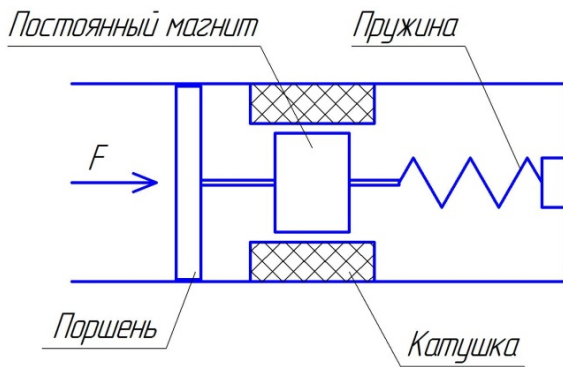


Рис. 1. Линейный генератор

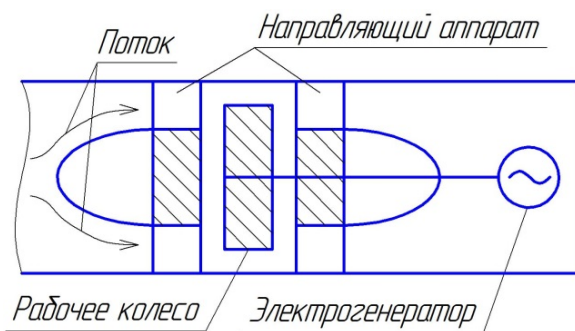


Рис. 2. Схема термоакустического двигателя с двунаправленной импульсной турбиной

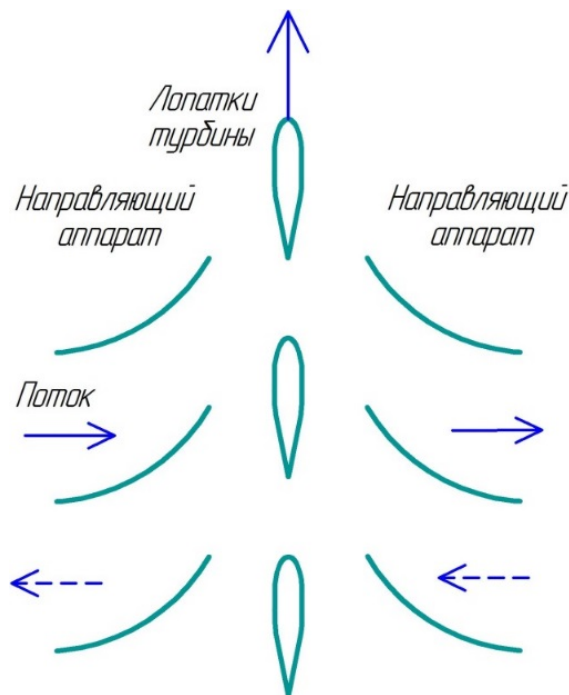


Рис. 3. Принцип работы турбины Уэльса с направляющим аппаратом

Турбина Уэльса известна ещё с 1970-х годов. Она имеет самую простую конструкцию из всех благодаря простой геометрии лопаток турбины. Наибольшее распространение она получила в электростанциях с осциллирующим водяным столбом. Поток движется вдоль оси, проходя через направляющий аппарат, и попадает на лопатки рабочего колеса турбины, приводя её в движение. Конструкция турбины Уэльса хорошо вписывается в термоакустический двигатель. Основным её недостатком является низкий КПД и плохие пусковые характеристики [4].

Радиальная импульсная турбина состоит из двух основных частей: направляющего аппарата и рабочего колеса турбины. Направляющий аппарат представляет собой два ряда направляющих лопаток, расположенных на разных радиусах. Внутренний ряд 1 – для прямого движения потока, внешний ряд 2 – для возвратного. Между направляющими аппаратами расположено рабочее колесо турбины 3 (рис.5). По сравнению с турбиной Уэльса и осевой импульсной турбиной радиальная импульсная турбина имеет более высокий крутящий момент [5]. Она имеет более высокий КПД и хорошие пусковые характеристики. Из недостатков можно отметить сложность конструкции из-за несимметричности профиля и то, что для её применения необходима дополнительная резонансная камера в термоакустической системе (рис.4).

Осевая импульсная турбина имеет более сложный профиль лопаток рабочего колеса по сравнению с турбиной Уэльса. Пусковые характеристики и КПД выше, чем у турбины Уэльса, и аналогичны радиальной импульсной турбине. Конструкция осевой импульсной турбины также хорошо вписывается в термоакустическую систему, не увеличивая её массу.

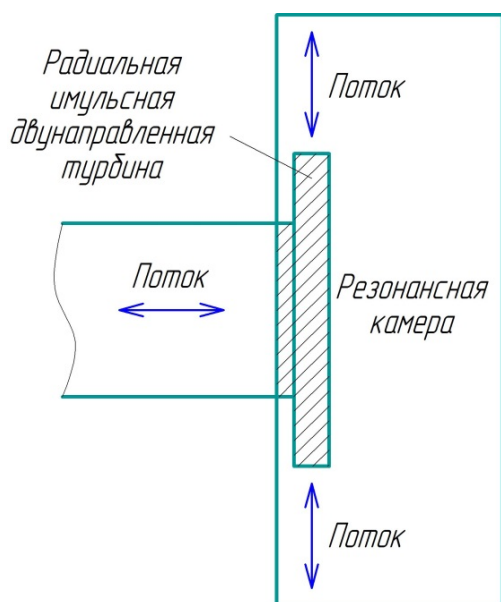


Рис. 4. Схема использования радиальной импульсной двунаправленной турбины в термоакустическом двигателе

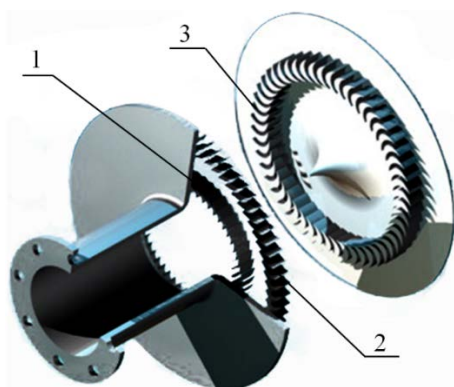


Рис. 5. Радиальная импульсная двунаправленная турбина

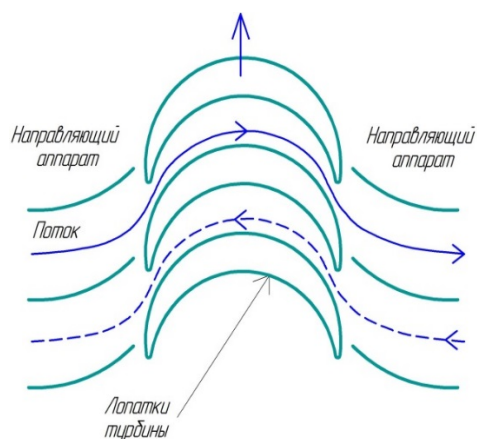


Рис. 6. Принцип работы осевой двунаправленной импульсной турбины

По результатам сравнения и расчётов наиболее оптимальной для термоакустического двигателя является осевая импульсная турбина. Она сочетает в себе максимальную эффективность и оптимальную для термоакустического двигателя конструкцию.

В термоакустической системе в результате генерации звуковых волн давление p постоянно изменяется по определённому закону (рис. 7). Пиковые значения p_a являются амплитудой, которая определяет акустическую мощность. Газ, движущийся в термоакустической системе, периодически изменяет направление и его средняя скорость за цикл будет равна нулю. Но пиковые значения скорости можно использовать для вращения двунаправленной турбины.

В отличие от расходной проточной турбины рассматриваемая двунаправленная турбина работает на нестационарных осциллирующих знакопеременных потоках, что существенно отражается на методике её расчёта. В первом приближении для оценочного расчёта можно рассмотреть квазистационарное течение газа с осреднёнными параметрами.

Для вычисления амплитуды скорости v_a можно воспользоваться формулой

$$v_a = p_a / z ,$$

где z – акустическое сопротивление; $z = \rho \cdot c$, ρ – плотность среды; c – скорость звука в среде.

Пиковое значение является мгновенным и поэтому не подходит для расчёта турбины. Для её расчёта используется среднее эффективное значение скорости:

$$v_0 = v_a \cdot$$

Полученное значение скорости прием как входное значение для расчёта геометрических параметров двунаправленной турбины.

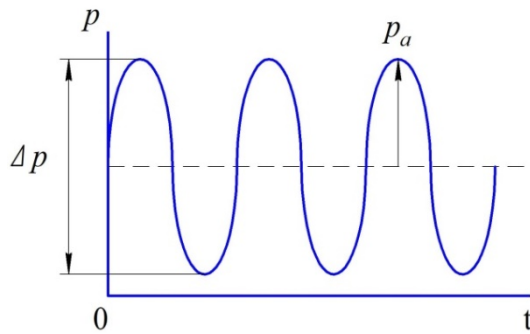


Рис. 7. График изменения давления в термоакустической системе

Вторым исходным значением для расчёта геометрических параметров будет диаметр проточной части термоакустической системы $D_{тр}$. Тогда площадь поперечного сечения в трубке:

$$A_{тр} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{тр}^2\right).$$

Площадь поперечного сечения турбины A_T будет меньше, чем в трубке:

$$A_T = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_T^2\right) - \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{ст}^2\right).$$

Благодаря этому скорость потока на входе в рабочее колесо будет больше, что, в свою очередь, повышает выходную мощность импульсной турбины.

С учётом этого абсолютная скорость на входе в сопловой аппарат c_1 будет равна:

$$c_1 = \frac{A_{тр}}{A_T} \cdot v_0.$$

Если пренебречь потерями в сопловом аппарате, то абсолютная скорость c_1 на входе в рабочее колесо турбины под углом α_1 будет равна $v_{вх}$. Чем меньше будет угол α_1 , тем больше будет окружная составляющая скорости u (рис. 8), что, в свою очередь, увеличит эффективность турбины. Однако при очень малом угле α_1 может произойти срыв потока, что приведёт к падению КПД.

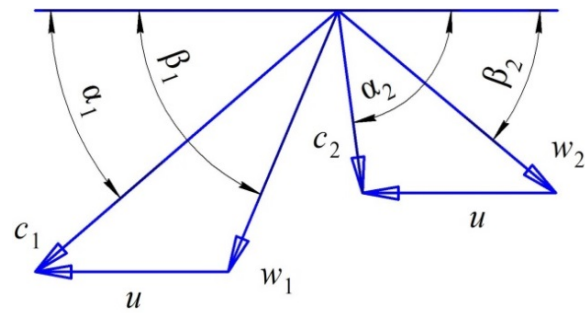


Рис. 8. Треугольник скоростей

У данной импульсной турбины степень реактивности $\rho = 0$. Для турбин с нулевой степенью реактивности максимальный КПД достигается при [6]

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Тогда входной угол лопаток

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u}.$$

Силу, действующую на лопатки импульсной турбины в осевом направлении R_u , можно найти по формуле

$$R_u = G(c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2),$$

где G — расход газа; c_2 — абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса турбины; α_2 — угол выхода из рабочего колеса.

Тогда мощность N_u , развиваемая потоком газа на рабочих лопатках ступени, может быть найдена как произведение усилия R_u на окружную скорость рабочих лопаток u :

$$N_u = R_u u = Gu(c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

Относительный лопаточный КПД турбины $\eta_{ол}$ можно найти как отношение удельной работы L_u к располагаемой энергии ступени $\overline{H_0}$.

Удельную работу можно найти по формуле

$$L_u = u(c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

При отсутствии перепада температуры и давления располагаемая энергия ступени $\overline{H}_0 = c_1^2/2$.

Так как скорость потока в термоакустической системе изменяется, как показано на рис. 9, то наибольшая скорость достигается в промежутке от $\frac{\pi}{4}$ до $\frac{3\pi}{4}$. С учётом этого при расчёте КПД турбины необходимо ввести поправочный коэффициент φ . В работе [7] $\varphi \approx 0,5$.

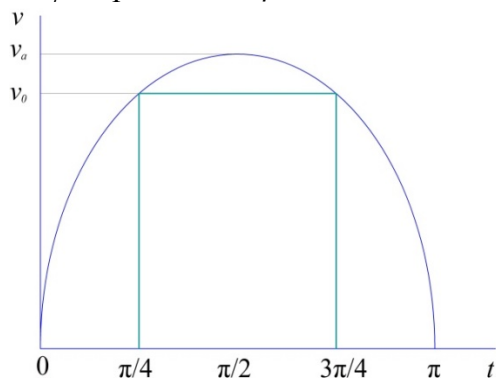


Рис. 9. Зависимость изменения скорости от полуцикла звуковой волны

Тогда относительный лопаточный КПД будет равен:

$$\eta_{ол} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot u \cdot (c_1 \cdot \cos\alpha_1 + c_2 \cdot \cos\alpha_2)}{c_1^2}$$

Необходимо отметить, что для достижения максимальной мощности на турбине необходимо согласовать размер турбинной секции и частоту колебаний осциллирующего потока газа. Исходя из вышеизложенного, можно предположить, что максимальную мощность импульсная турбина будет развивать при условии равенства длины турбинной секции двойному смещению осциллирующего потока.

Ещё одной важной особенностью является резонансная камера, конструкция которой должна обеспечивать отражение звуковых волн с необходимым фазовым смещением.

Предварительный анализ показывает, что применение двунаправленной импульсной турбины целесообразно. Сама она по характеристикам как преобразователь сравнима с линейными электрогенераторами. Но вследствие вращательного характера движения активного элемента её ресурс будет выше, а сам двигатель компактнее.

Работы выполнены сотрудниками ЦКП САМ-технологий на оборудовании ЦКП, в рамках соглашения RFMEFI59314X0003.

Библиографический список

1. Зиновьев Е. А., Довгялло А. И. Упрощённая методика расчёта термоакустического двигателя // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2012. № 3(34), ч. 3. С. 206–212.
2. Thakker A., Hourigan F. Modeling and scaling of the impulse turbine for wave power applications // Renewable Energy. 2004. V. 29, no. 3. P. 305–317. doi: 10.1016/S0960-1481(03)00253-2
3. Thakker A., Jarvis J., Sahed A. Design charts for impulse turbine wave energy extraction using experimental data // Renewable Energy. 2009. V. 34, no. 10. P. 2264–2270. doi: 10.1016/j.renene.2009.04.002
4. Setoguchi T., Takao M. Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion // Energy Conversion and Management. 2006. V. 47, no. 15-16. P. 2382–2396. doi: 10.1016/j.enconman.2005.11.013
5. Pereiras B., Castro F., Marjani A., Rodriguez M.A. An improved radial impulse turbine for OWC // Renewable Energy. 2011. V. 36, no. 5. P. 1477–1484. doi: 10.1016/j.renene.2010.10.013
6. Беляев Л.А. Турбины тепловых и атомных электрических станций: конспект лекций. Томск: Томский политехнический ун-т, 2009. 142 с.
7. Klopogge T. Turbine design for thermo-acoustic generator: Masters thesis. Aeronautical Engineering, Hogeschool IN-Holland Delft, 2012. 72 p.

Информация об авторах

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королева (национальный исследовательский университет). E-mail: d.a.i@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

Шиманов Артём Андреевич, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.Королева (национальный исследовательский университет) E-mail: te-ma444st@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение.

POSSIBILITY OF USING A BI-DIRECTIONAL IMPULSE TURBINE IN A THERMO-ACOUSTIC ENGINE

© 2015 A. I. Dovgjallo, A. A. Shimanov

Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The paper is devoted to one of engine types with external heating – a thermoacoustic engine. Ways of transforming the energy of a shock wave of oscillating gas flow into electric energy are discussed. The authors suggest using a bidirectional impulse turbine as an energy converter. The distinctive feature of this kind of turbine is that the shock wave of oscillating gas flow passing through the turbine is reflected and passes through the turbine again in the opposite direction. The direction of turbine rotation does not change in the process. Different types of bidirectional impulse turbines for thermoacoustic engines are analyzed. The Wells turbine is the simplest and least efficient of them. A radial impulse turbine has more complicated design and is more efficient than the Wells turbine. The most appropriate type of impulse turbine was chosen. This type is an axial impulse turbine which has a simpler design than that of a radial turbine and similar efficiency. The peculiarities of the method of calculating an impulse turbine are discussed. They include changes in gas pressure and velocity as functions of time during the generation of gas oscillating flow shock waves in a thermoacoustic system.

Thermoacoustic generator, bi-directional impulse turbine, acoustic power, linear oscillator.

References

1. Zynovyev E.A., Dovgjallo A.I. A Simplified method of thermoacoustic engine analysis. *Vestnik of the Samara State Aerospace University*. 2012. №3 (34), part 3. P. 206-212. (In Russ.)
2. Thakker A., Hourigan F. Modeling and scaling of the impulse turbine for wave power applications. *Renewable Energy*. 2004. V. 29, no. 3. P. 305–317. doi: 10.1016/S0960-1481(03)00253-2
3. Thakker A., Jarvis J., Sahed A. Design charts for impulse turbine wave energy extraction using experimental data. *Renewable Energy*. 2009. V. 34, no. 10. P. 2264–2270. doi: 10.1016/j.renene.2009.04.002
4. Setoguchi T., Takao M. Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion. *Energy Conversion and Management*. 2006. V. 47, no. 15-16. P. 2382–2396. doi: 10.1016/j.enconman.2005.11.013
5. Pereiras, B. Castro F., Marjani A., Rodriguez M. A. An improved radial impulse turbine for OWC. *Renewable Energy*. 2011. V. 36, no. 5. P. 1477–1484. doi: 10.1016/j.renene.2010.10.013

6. Belyaev L.A. *Turbiny teplovykh i atomnykh elektricheskikh stantsiy: konspekt lektsiy* [Turbines of thermal and nuclear power stations: Lectures]. Tomsk: Tomsk Polytechnic University Publ., 2009. 142 p.

7. Kloprogge, T., Turbine design for thermo-acoustic generator: Masters thesis. Aeronautical Engineering, Hogeschool IN-Holland Delft, 2012. 72 p.

About the authors

Dovgjallo Aleksandr Ivanovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: d.a.i@mail.ru. Area of Research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power generation equipment, energy saving.

Shimanov Artem Andreevich, engineer of the Department of Heat Engineering and Heat Engines, Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: tema444st@mail.ru. Area of Research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne power generation equipment, energy saving.