

ДИНАМИЧЕСКИЙ ПНЕВМОПРИВОД С ЭЖЕКТОРНЫМ СОПЛОМ*

И. М. Борзов, Е. Ю. Левинтан, А. А. Шейпак

В данной статье приводятся описание и результаты испытаний динамического пневмопривода, представляющего турбину с частичным подводом рабочего тела, которая работает совместно с эжекторным соплом. Испытания показали, что применение эжекторного сопла позволяет увеличить КПД динамического пневмопривода на 30% в области малых значений относительной скорости и до 50% – в области средних значений относительной скорости.

Ключевые слова: пневмопривод, эжекторное сопло, турбина с частичным подводом, испытания турбин

Введение

В настоящее время широкое внедрение турбопривода в различные отрасли промышленности характеризуется использованием турбин самых различных классов и уровней мощности. Газовые турбины в настоящее время имеют три основные области применения: как один из основных элементов авиационных газотурбинных двигателей всех типов; энергетические установки для получения электроэнергии (ГТУ и т.д.) и привод для различных агрегатов. В последнем случае часто применяют турбины без камеры сгорания (используется потенциальная энергия сжатого или сжиженного газа), называемые динамическим пневмоприводом.

Турбины для привода агрегатов и всевозможного вспомогательного оборудования в настоящее время используются в различных отраслях техники: на транспорте для запуска двигателей, привода различных вспомогательных агрегатов (насосов, вентиляторов, пневмоинструментов, воздуходувок, различного технологического и медицинского оборудования т. п.); при транспортировке газа, утилизации побочных продуктов химических и других производств, и т. д. Для этих целей в ряде случаев возникает необходимость проектировать турбины относительно малой мощности, которые по конструктивным и другим соображениям (ограничение по частоте вращения, осевым габаритам, конструкции

опор и трансмиссии) выполняются с большими значениями габаритных размеров. В этих случаях наиболее целесообразными становятся турбины с одиночными или несколькими (два или три) соплами. В таких турбинах рабочее тело подводится не по всей окружности ротора. Это так называемые парциальные турбины или турбины с частичным подводом.

Для рабочего процесса в таких машинах характерен нестационарный поток газа, с которым связано наличие дополнительных потерь в проточной части, возникающих из-за значительного влияния на работу турбины волновых процессов между сопловым аппаратом и рабочим колесом.

КПД таких турбин в зависимости от их размеров и основных параметров находятся в широких пределах от 0,1 до 0,5. Хотя при проектировании турбин с одиночными соплами соображения простоты, минимизации веса и габаритов довлеют над соображениями экономичности в эксплуатации, при заранее выбранной схеме турбины и ее основных размерах следует принять все меры для получения максимально возможного в этих условиях КПД. Снижение эффективности турбины может привести к увеличению потребных расходов рабочего тела, к увеличению веса как самой турбины, так и генераторов или хранилищ рабочего тела для

* Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ по проекту № 05-08-33614 и Минобрнауки по проекту РНП 2.1.2.9347.

нее, или увеличению отборов воздуха (газов) от основной двигательной установки.

Одним из способов уменьшения потерь на парциальный вход и увеличения эффективности является применение эжекторного сопла, что позволяет также достичь максимума КПД в области меньших частот вращения [1].

Такие эжекторные сопла используются в воздушно-реактивных двигателях различного типа, например в качестве устройства, увеличивающего тягу за счет параллельного присоединения к активной струе дополнительных масс воздуха. В эжекционном процессе тяга увеличивается без дополнительных затрат энергии топлива за счет неуравновешенной силы внешнего давления на входной раструб (заборник) эжектора. Появление этой силы обусловлено понижением давления на стенках раструба при втекании в него эжектируемого воздуха [2]. Однако увеличение тяги и кинетической энергии реактивной массы незначительно из-за турбулентного смешения и трения, уменьшающих скорость активной струи. Поэтому имеют место низкие показатели эффективности процесса: КПД и коэффициент присоединения дополнительных масс m , равный отношению присоединяемой воздушной массы к массе активной струи. Процесс параллельного присоединения дополнительных масс в эжекторном сопле можно использовать не только для создания реактивной тяги, но также, например для получения мощности на валу газотурбинного двигателя.

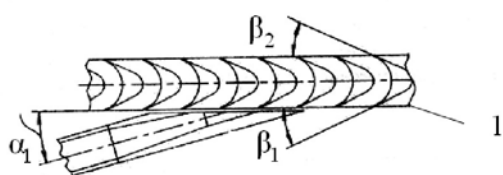


Рис. 1. Схема проточной части активной ступени осевой турбины:

1 – решетки профилей лопаток турбины

Целью настоящей работы является оценка влияния геометрии эжекторного сопла на характеристику динамического пневмопривода с парциальным подводом рабочего тела.

Постановка задачи

Оценка влияния геометрии эжекторного сопла на характеристику динамического пневмопривода проводилась экспериментальным путем на базе одного рабочего колеса активного типа. Основные геометрические параметры и схема проточной части осевой турбины представлены в табл. и на рис. 1 соответственно, где α_1 – угол установки камеры смешения с косым срезом эжекторного сопла; β_1, β_2 – углы установки лопаток турбины на входе и выходе соответственно. При экспериментальных исследованиях были выбраны следующие угловые параметры: $\alpha_1 = 20^\circ, \beta_1 = \beta_2 = 27^\circ$.

Испытания турбины проводились в лаборатории «Гидравлика, теплотехника, гидравлические машины и гидропневмоприводы» кафедры «Электротехника, теплотехника, гидравлика и энергетические машины» ГОУ МГИУ на воздухе в условиях комнатной температуры. Схема испытательной установки представлена на рис. 2.

Экспериментальный пневмопривод был снабжен специальным эжектором для подачи воздуха на рабочие лопатки турбины (см. рис. 2). В эжекторе использовалось сопло для создания активной струи и цилиндрическая камера смешения (рис. 3) с плавным входом и косым срезом для образования пассивной струи. Конструкция эжектора позволяла менять взаимное положение сопла и камеры смешения в осевом направлении для изменения отношения площадей активного и пассивного потоков.

Основной геометрической характеристикой эжектора является отношение A_2/A_1 , называемое относительной площадью [2], где A_1 – площадь активного потока (площадь выходного отверстия сопла); A_2 – площадь пассивного потока

Таблица

Основные геометрические параметры турбины

Параметр	Значение параметра
Высота лопаток турбины, h	13 мм
Средний диаметр рабочего колеса, D	130 мм
Число лопаток, Z	60
Степень парциальности турбины, ε	0,11

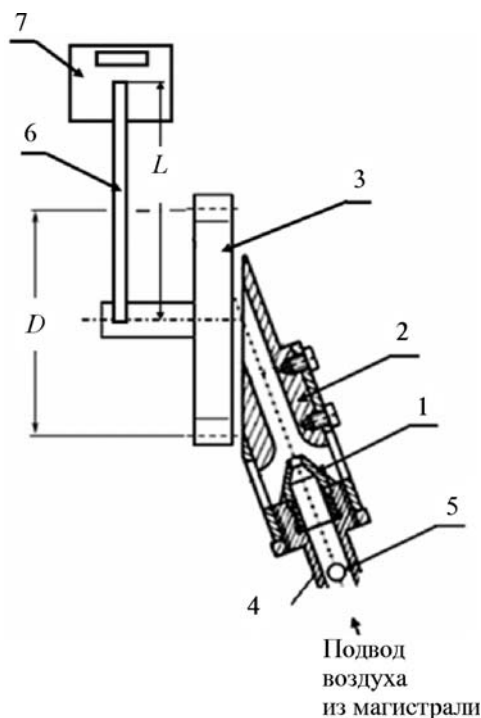


Рис. 2. Схема испытательной установки динамического пневмопривода с эжектором: 1 – сопло; 2 – камера смешения с косым срезом; 3 – турбина; 4 – воздушная магистраль; 5 – отверстие для присоединения датчика давления и манометра; 6 – рычаг длиной L ; 7 – веса

(площадь дроселирующего зазора между камерой смешения и соплом, определенная как боковая поверхность усеченного конуса).

С учетом обозначений, приведенных на рис. 4, расчет площади A_2 проводился по следующим соотношениям:

$$A_2 = \pi(R+r)l; R = r_{\text{кc}} + r_0(1 - \cos(\theta_1/2));$$

$$r = R - l \cos(\theta_1/2); l = S/2,$$

где R – радиус большого основания усеченного конуса; r – радиус малого основания усеченного конуса; r_0 – радиус скругления при входе в камеру смешения; $r_{\text{кc}}$ – радиус камеры смешения; S – осевой зазор между соплом и камерой смешения; l – образующая усеченного конуса

Методика проведения эксперимента

При сравнении турбин с обычными и эжекторными соплами целесообразно сопоставлять их моментные характеристики, так как при одинаковой частоте вращения n крутящие моменты M турбин пропорциональны мощностям [1]. Зависимость крутящего момента турбины от частоты оборотов представляет собой мо-

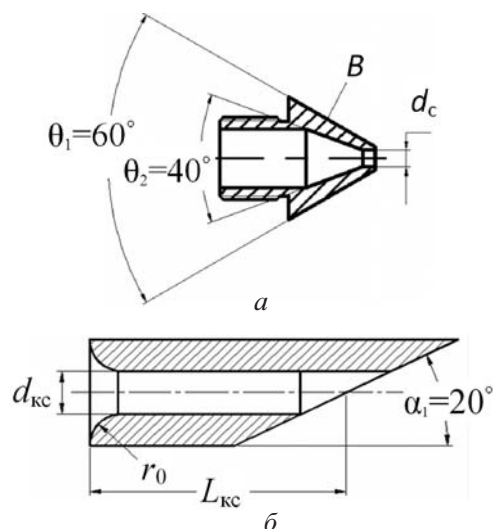


Рис. 3. Конструктивная схема сопла (а) и цилиндрической камеры смешения с косым срезом и плавным входом (б)

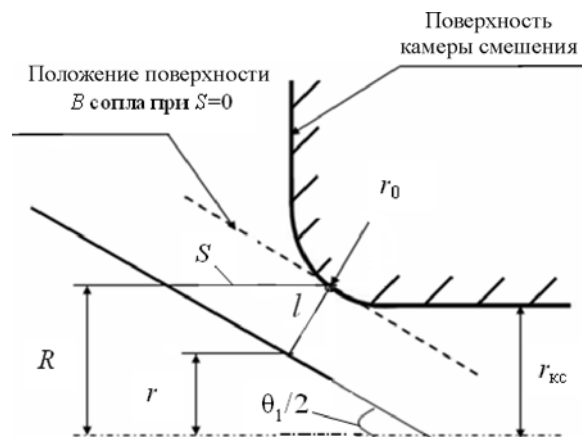


Рис. 4. К определению площади боковой поверхности усеченного конуса A_2

ментную характеристику, и ее графиком является прямая [1, 3]. Для построения этой прямой по двум точкам достаточно найти момент при пуске ($n=0$) и частоту холостого хода ($M=0$). Вследствие этого испытания проводились на двух характерных режимах работы турбины: на заторможенном рабочем колесе (при $n=0$) и без нагрузки (при $M=0$ с максимально возможной частотой вращения колеса турбины).

При испытаниях турбины на заторможенном рабочем колесе использовались три камеры смешения с внутренним диаметром $d_{\text{кc}}$, равным 9, 10 и 12,5 мм, длина каждой камеры $L_{\text{кc}}=89$ мм (см. рис. 3, б). Все три камеры смешения были испытаны с различными соплами (см. рис. 3, а), внутренний диаметр d_c которых составлял 5,2;

5,5; 6 и 6,5 мм. Для каждой комбинации проточной части эжекторного сопла испытания начинались при $S=0$ (см. рис. 4), что соответствовало варианту отсутствия эжекции. Затем зазор S увеличивался до 1,5; 3; 4,5 и 6 мм.

При испытаниях турбины без нагрузки (с вращением колеса), для создания активной струи воздуха в эжекторе использовались два конфузورных (с цилиндрическим участком на выходе) сопла (см. рис. 3, а) диаметром d_c в критическом сечении 5,2 и 6 мм. Диаметр камеры смешения составлял $d_{kc}=9$ мм. Испытания проводились без эжекции ($S=0$) и с эжекцией ($S=var$).

Во время испытаний давление на входе в турбину измерялось манометром и датчиком давления типа *SDE-10-10V/20*. Давление на выходе из турбины измерялось барометром. Для оценки вращательного момента на валу турбины применялись горизонтальный рычаг с плечом $L=270$ мм и электронные весы *Tefal* (см. рис. 2), по которым измерялась сила F на плече рычага. Частота вращения n при испытаниях турбины без нагрузки определялась с помощью электронного тахометра. Температура торможения перед соплом принималась равной температуре окружающей среды, зафиксированной по жидкостному термометру. Ее абсолютное значение составило $T^*=293,15$ К.

Результаты испытаний

Основными выходными характеристиками турбины являются мощность или крутящий момент M на выходном валу и КПД в зависимости от частоты вращения n или относительной скорости. Относительная скорость U/C_{Ad} – это

отношение окружной скорости на среднем диаметре рабочего колеса турбины к изэнтропной (адиабатной) скорости истечения газа, определенной по величинам давлений на входе и выходе из турбины и начальной температуре рабочего тела [3].

Первичные экспериментальные данные для серии испытаний на заторможенной турбине представлены на рис. 5. Зависимость представлена прямой, полученной с использованием метода наименьших квадратов.

На основе зависимостей, приведенных на рис. 5 и аналогичных зависимостей, полученных для других комплектаций проточной части, можно сделать вывод об увеличении момента M на валу турбины и повышении эффективности эжектора при увеличении диаметра d_c сопла и зазора S .

Для обобщения и сравнения полученных в ходе испытаний экспериментальных данных согласно анализу размерностей и теории подобия лопаточных машин [4] был предложен безразмерный параметр – относительный момент на валу турбины:

$$\bar{M} = \frac{M}{P^* A_1 D},$$

где M – крутящий момент на валу турбины; P^* – абсолютное давление торможения перед соплом; A_1 – площадь критического сечения сопла (площадь активного потока); D – средний диаметр рабочего колеса турбины.

На рисунке 6 результаты испытаний на заторможенной турбине представлены в безразмерных параметрах: относительный момент \bar{M} как функция отношения площадей пассивного

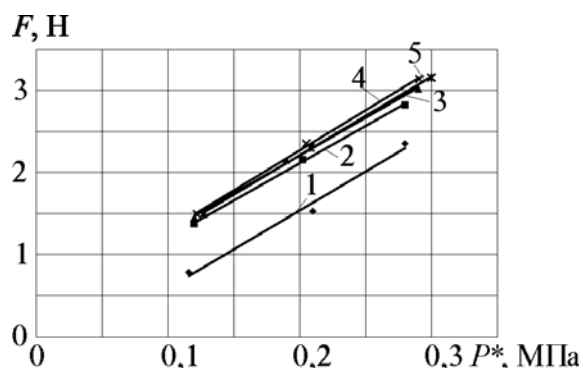


Рис. 5. Изменение силы F на рычаге от избыточного давления торможения P^* перед соплом при $d_c=6$ мм и $d_{kc}=9$ мм: 1 – $S=0$ мм; 2 – $S=1,5$ мм; 3 – $S=3$ мм; 4 – $S=4,5$ мм; 5 – $S=6$ мм

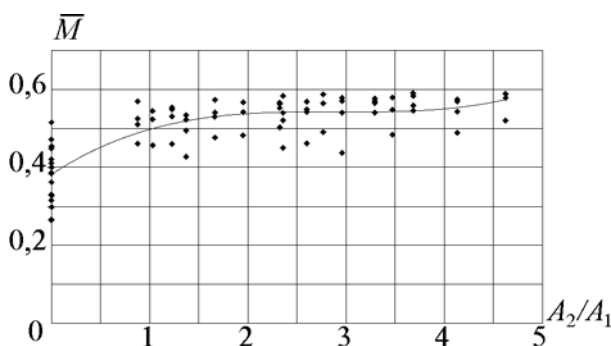


Рис. 6. Изменение относительного момента \bar{M} на валу турбины от относительной площади A_2/A_1 эжектора при $d_{kc}=9$ мм

и активного потоков A_2/A_1 для камеры смешения с внутренним диаметром $d_{\text{кв}}=9$ мм и $d_c=5,2; 5,5; 6$ и $6,5$ мм. Зависимость относительного момента от относительной площади была аппроксимирована полиномом третьего порядка, полученного методом наименьших квадратов.

Анализ зависимости на рис. 6 показывает, что при увеличении относительной площади A_2/A_1 эжектора от 0 до 2 относительный момент \bar{M} увеличивается примерно в 1,5 раза. Для аналогичных зависимостей, полученных при других вариантах комплектации проточной части, прослеживается такой же результат. Таким образом, при проведении испытаний на заторможенном колесе турбины применение эжекторного сопла для динамического пневмопривода позволило увеличить относительный момент до 1,5 раз.

На рисунке 7 представлена зависимость, показывающая изменение частоты вращения при разгоне турбины и ее выходе на стационарный режим ($n=n_{\text{max}}=\text{const}$). Зависимость построена для различных значений степени эжекции, величину которой определяет осевой зазор S .

Максимальное значение числа оборотов n турбины при наличии эжекции увеличилось примерно на 13%. Экспериментально с использованием специальных весов и грузов был определен внутренний момент сопротивления M_c турбины, связанный с трением в двух подшипниках качения и определяющий трогание турбины с места при начале движения. Он оказался на три порядка меньше момента на заторможенной турбине – $M_c = 0,011$ Н·м. Время выхода турбины на стационарный режим, соответствующий максимальной частоте вращения, $t_{\text{в1}}$ без эжекции ($S=0$) составило примерно 25 с, а в случае с эжекцией – $t_{\text{в2}} \approx 20$ с. Таким образом, использование эжекции при работе динамического привода позволило уменьшить время выхода турбины на стационарный режим примерно на 25%.

Полученные результаты позволяют построить моментную характеристику динамического пневмопривода, приведенную на рис. 8 в безразмерных координатах. Эти зависимости построены для максимальных значений абсолютных давлений торможения P^* при каждом значении параметра S .

Имея моментную характеристику и величину массового расхода G газа (во время испытаний для соответствующих давлений P^* , указанных

на рис. 8, температуры T^* и площади A_1 он составил $G = 0,0256$ кг/с), по известным из теории турбин соотношениям [1, 3] можно получить зависимость КПД динамического пневмопривода от относительной скорости (рис. 9).

Как следует из графика на рис. 9, с увеличением величины осевого зазора S , определяющего процесс эжекции, значение КПД турбины растет. Это связано с увеличением крутящего момента M и частоты оборотов n . Наиболее интенсивное увеличение КПД (в 1,5 раза) происходит при изменении параметра S от 0 до 3 мм при средних значениях относительной скорости, соответствующих максимальным КПД. При дальнейших изменениях параметра S КПД практически не меняется. Изменение в этом же диапазоне величины зазора S приводит к повышению максимального значения относительной скорости примерно на 13%. Увеличение диаметра сопла в критическом сечении ведет к росту параметра $U/C_{\text{Ад}}$ за счет увеличения частоты

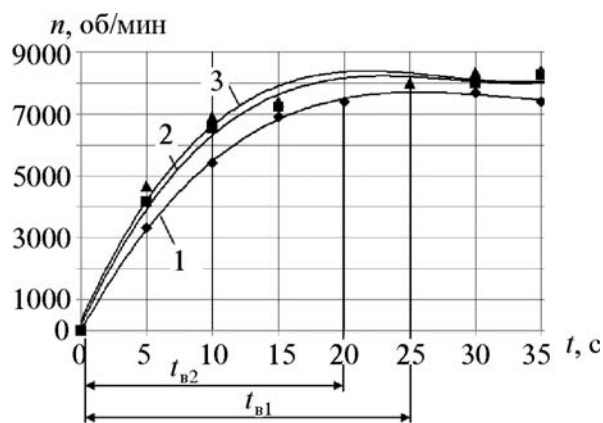


Рис. 7. Выход турбины на стационарный режим при $d_c=6$ мм и $d_{\text{кв}}=9$ мм:
1 – $S=0$ мм; 2 – $S=3$ мм; 3 – $S=6$ мм

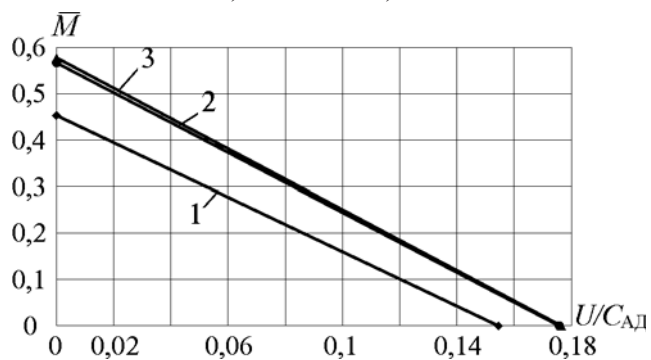


Рис. 8. Моментная характеристика турбины при $d_c=6$ мм и $d_{\text{кв}}=9$ мм:
1 – $S=0$ мм, $P^*=0,38$ МПа;
2 – $S=3$ мм, $P^*=0,39$ МПа;
3 – $S=6$ мм, $P^*=0,4$ МПа

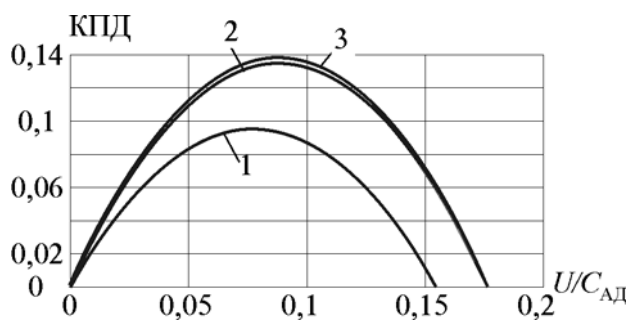


Рис. 9. Зависимость КПД турбины при $d_c=6$ мм и $d_{кс}=9$ мм:
 1 – $S=0$ мм, $P^*=0,38$ МПа;
 2 – $S=3$ мм $P^*=0,39$ МПа;
 3 – $S=6$ мм $P^*=0,4$ МПа

вращения n .

Следует отметить, что в области высоких значений относительной скорости наблюдается значительное увеличение КПД турбины при использовании эжекции по сравнению с КПД без эжекции. Например, при $U/C_{ад} = 0,15$ значение КПД с эжекцией больше КПД, полученного без эжекции, примерно в 13 раз.

Заключение

Испытания показали, что применение эжекторного сопла позволяет увеличить КПД динамического пневмопривода на 30% в области малых значений относительной скорости и в области ее средних значений до 50%. В даль-

нейшем целесообразно провести исследования с пульсирующей струей активного потока эжектора.

Результаты работы рекомендуются для внедрения в мобильные энергетические установки и для привода вспомогательных технологических агрегатов. Возможно применение в авиационно-космической технике. В первую очередь перспективны работы по улучшению характеристик относительно маломощных пневматических приводов (от 0,5 до 50 кВт) для различных агрегатов: насосов, компрессоров, вентиляторов, технологического оборудования и пневмоинструмента.

Список литературы

1. Емин О.Н., Зарицкий С.П. Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч. 1: Учеб. руководство для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. – 600 с.
3. Абианц В.Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1965. – 311 с.
4. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

Материал поступил в редакцию 18.04.2010

БОРЗОВ Иван Михайлович

E-mail: bim4@mail.msiu.ru
 Тел. +7 (495) 620-39-55

Ассистент кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин МГИУ. Сфера научных интересов – экспериментальная гидрогазодинамика, прикладная газодинамика, гидропневмопривод.

ЛЕВИНТАН Евгений Юльевич

E-mail: leq1@mail.msiu.ru
 Тел. +7 (495) 620-39-55

Кандидат технических наук, доцент кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин МГИУ. Сфера научных интересов – гидравлика и гидропневмоавтоматика. Автор более 40 научных работ, в том числе 15 авторских свидетельств, патента и свидетельства на полезную модель.

ШЕЙПАК Анатолий Александрович

E-mail: asheyp@mail.msiu.ru
 asheyp@msiu.ru
 Тел. +7 (495) 620-39-55

Доктор технических наук, профессор, заслуженный работник высшей школы РФ, изобретатель СССР, профессор кафедры электротехники, теплотехники, гидравлики и энергетических машин МГИУ. Сфера научных интересов – механика жидкости и газа, лопаточные машины, термодинамика и теплопередача, биомеханика, история науки и техники, ракетная техника и технология, двигатели внутреннего сгорания и технология автомобилестроения. Автор свыше 200 научных работ, в том числе трех монографий, учебника, 40 изобретений.