

МАШИНЫ И АППАРАТЫ, ПРОЦЕССЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ И КРИОГЕННОЙ ТЕХНИКИ, СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ЖИЗНЕОБЕСПЕЧЕНИЯ

УДК 621.5

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КАНАЛЬНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА В СОСТАВЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ФРЕОНОВОЙ ТУРБИНЫ

А.А. Костенко^{1,2}, Т.М. Розеноер^{1,2}, В.П. Леонов¹

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация
e-mail: kosrkl@gmail.com

²НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова, Москва, Российская Федерация
e-mail: RozenoerTM@imec.msu.ru

Рассмотрены особенности работы канального направляющего аппарата в составе силовой турбины, работающей на фреоне. Приведены результаты численного моделирования течения в каналах проточной части турбомашин для режимов работы с большими степенями расширения в канальном направляющем аппарате. Выполнена оценка влияния шероховатости каналов на основные параметры эффективности работы направляющего аппарата при различных граничных условиях. На основе проведенного исследования сделан вывод о целесообразности применения канального направляющего аппарата для силовой фреоновой турбины.

Ключевые слова: канальный направляющий аппарат, фреоновая турбина, цикл Ренкина, утилизация теплоты, органическое рабочее вещество.

OPERATION ANALYSIS OF CHANNEL GUIDE VANE OF RADIAL-AXIAL FREON TURBINE

А.А. Kostenko^{1,2}, Т.М. Rozenoer^{1,2}, V.P. Leonov¹

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation
e-mail: kosrkl@gmail.com

²Research Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University,
Moscow, Russian Federation
e-mail: RozenoerTM@imec.msu.ru

Peculiarities of channel guide vane operation within a power freon turbine, are analyzed. The results of numerical modeling of flow in the channels of turbine wheel space are presented for operation modes with large expansion rates. Evaluation of the channel roughness influence on major efficiency parameters of the guide vane operation at various boundary conditions, is performed. Conclusion is drawn of expediency to apply channel guide vane for power turbomachines operating on freon.

Keywords: channel guide vane, freon turbine, Rankine cycle, heat utilization, organic working fluid.

Сегодня активно развиваются технологии энергосбережения, разрабатывается большое число установок для утилизации сбросной теплоты и теплоты из возобновляемых источников (солнечная энергия, геотермальная и т.д.). Часть таких установок основана на цикле Ренкина (Organic Rankine Cycle, ORC), где в качестве рабочего тела применяются различные органические вещества, например фреоны R113, R245fa. Если в составе установки применяется турбомашинa, то необходимо обеспечить ее эффективную работу (создать эффективное рабочее колесо, направляющий аппарат (НА) и т.д.). Цель настоящей работы — исследование особенностей применения канального направляющего аппарата в силовой фреоновой турбине.

Канальные направляющие аппараты (КНА) были разработаны в ОАО “Криогенмаш” и применяются во всем размерном ряду турбодетандеров (с диаметрами колес от 30 до 250 мм), их используют в ВРУ средней и большой холодопроизводительности. По сравнению с лопаточными НА они имеют малое число каналов z ($z = 6 \dots 10$), т.е. увеличенную горловину сопла, позволяют обеспечить малый угол установки сопла α_c (от 6° , оптимальные значения α_c от 7° до 9°) и большую относительную высоту сопла (меньшие потери трения). Профилировка КНА способствует образованию устойчивого к отрыву пограничного слоя, что приводит к меньшим потерям при закритических режимах течения, чем в лопаточных НА [1].

В ОАО “Криогенмаш” были проведены исследования эффективности НА такого типа и получены приемлемые значения потерь [1, 2]. Однако все проведенные исследования говорят об успешном использовании КНА в криогенной области, а о возможности их применения в силовых турбинах, работающих на органических веществах, информации нет. Для теплоутилизирующих ORC установок характерен большой перепад давления в расширителе. В случае с турбомашиной весь перепад стараются реализовать в одной детандерной ступени, что приводит к высоким значениям приведенной скорости λ_{1s} рабочего вещества на выходе из направляющего аппарата. Для криогенных турбин КНА эффективен при значениях λ_{1s} до 1,4, но для фреоновой машины это значение может быть другим.

По сравнению с рабочими веществами низкотемпературных турбодетандеров (например, воздухом) фреоны имеют более высокую молярную массу, плотность, меньшую вязкость и показатель адиабаты k (что обеспечивает большие значения чисел Рейнольдса и благоприятно сказывается на эффективности проточной части), малую скорость изэнтропийного расширения C_s (что позволяет создавать малоразмерные турбины с частотами вращения, приемлемыми для использования совместно с высокочастотными электрогенераторами). Использование фреонов позволяет создавать эффективные силовые малоразмерные фреоновые турбины.

Задание режимов работы КНА. Было выполнено исследование КНА, работающего в составе фреонового турбоэлектрогенератора малой мощности. Угол установки сопла в данном направляющем аппарате $\alpha_c = 8^\circ$, число каналов $z = 6$. Канальный направляющий аппарат испытывался при различных режимах работы (разные давление P_0 , температура газа T_0 на входе в каналы и давление P_1 – статическое давление перед рабочим колесом). В испытательном стенде был реализован замер P_1 (отбор проводился из зазора между колесом и НА). Степень расширения $\pi = P_0/P_2$ (где P_2 – давление на выходе из колеса) в эксперименте менялась от 5 до 8,2 для всей ступени и $\pi_{\text{КНА}} = P_0/P_1$ – от 2,5 до 3,7 для НА. Температура на входе в ступень T_0 менялась от 140 до 160 °С. Замер расхода рабочего вещества на входе в турбину проводился с использованием кориолисового расходомера.

Моделирование течения в проточной части турбины. На основе геометрии КНА и рабочего колеса была создана трехмерная модель канала проточной части для последующего моделирования течения в CFD (Computational fluid dynamics) программном пакете ANSYS CFX методом конечных элементов. По модели построены расчетные сетки (до 900 000 элементов для канала КНА) с высоким разрешением в пристеночной области и вокруг тонких кромок. Течение моделировали как для экспериментальных режимов, так и для режимов с более высокими степенями расширения (π до 13,3, $\pi_{\text{КНА}}$ до 5,3). В качестве граничных условий задавали полное давление P_0 и полную температуру T_0 на входе в КНА, статическое давление P_2 (среднее по площади на некотором расстоянии от выхода из колеса) и частоту вращения ротора. Утечки и перетечки между колесом и покрывным диском не учитывали. Расчет проводился для одного канала КНА (рис. 1, канал заштрихован) и одного канала рабочего колеса, на которые было наложено условие периодичности.

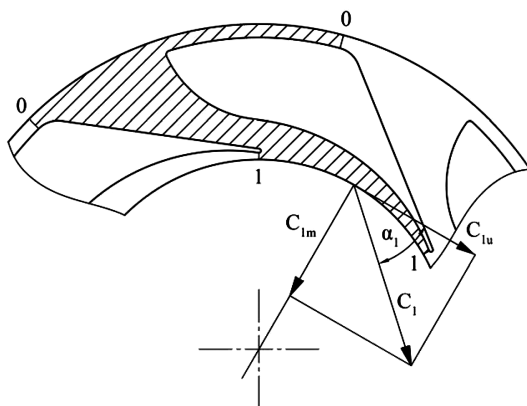


Рис. 1. Проточная часть канального направляющего аппарата

В первой серии расчетов канал проточной части рассчитывался как гидравлически гладкий, во второй серии расчетов для стенок канала была задана эквивалентная песочная шероховатость K_s . Поскольку значение песочной шероховатости зависит не только от высоты неровностей, но и от их формы и взаимного расположения [3], то определить его можно путем гидравлического эксперимента. Однако в работе [4] приведена методика приближенной оценки песочной шероховатости через значения технической шероховатости (R_a , R_z), приведены результаты сравнения оценочных данных и результатов экспериментов. Для малых значений технической шероховатости приближенные формулы можно использовать для оценки K_s .

По методике [4] имеем

$$K_s = 5,863R_a, \quad (1)$$

для $R_a = 2,5$ мкм по формуле (1) $K_s = 15$ мкм.

При $K_s = 15$ мкм величина $v_*K_s/\nu > 70$ для всех режимов (где v_* — динамическая скорость, ν — кинематическая вязкость) [3] означает, что в КНА течение происходит с полным проявлением шероховатости (все элементы шероховатости выступают из ламинарного подслоя) с квадратичной зависимостью сопротивления от скорости.

Оценка качества расчета в ANSYS CFX проводилась путем сравнения массового расхода G и осредненного по площади выхода из КНА статического давления P_1 , полученных в CFX и в эксперименте. Погрешность расчета G не превышала 7%, а для P_1 — 5% для всех режимов. В результате численного моделирования течения была получена трехмерная картина течения в НА и колесе. Показатель изоэнтропии k для рабочего вещества в процессе расширения в КНА изменялся в пределах от 1,03 до 1,3.

Обработка результатов. Для оценки общих характеристик эффективности, из-за большой неравномерности потока на выходе из канала, необходимо провести осреднение параметров в сечениях проточной части. По методике из [5] осреднение выходной скорости c_1 , скоростного коэффициента ϕ и угла выхода потока α_1 выполняется по количеству движения:

$$I_m = \int_0^{S1} \rho_1 c_1^2 \sin^2 \alpha_1 ds, \quad I_u = \int_0^{S1} \rho_1 c_1^2 \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 ds,$$

$$G = \int_0^{S1} \rho_1 c_1 \sin \alpha_1 ds, \quad \alpha_{1c} = \arctg(I_m/I_u),$$

$$c_{1c} = \sqrt{I_m^2 + I_u^2} / G, \quad \phi_{1c} = c_{1c} / c_{1s}.$$

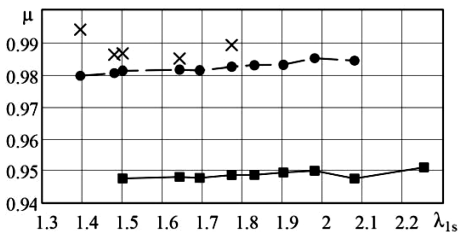


Рис. 2. Зависимость коэффициента расхода μ от приведенной скорости λ_{1s} :

● — моделирование с гидравлически гладким каналом; ■ — моделирование с шероховатым каналом; × — результаты эксперимента

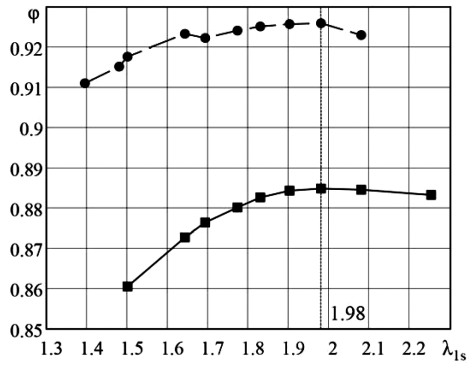


Рис. 3. Зависимость скоростного коэффициента ϕ от приведенной скорости λ_{1s} (обозначения см. рис. 2)

Индекс “1с” означает, что параметр в сечении 1–1 (см. рис. 1) осредняется по количеству движения, а индекс “1s” — параметр при изоэнтропийном течении в канале. Поскольку во всех рассчитываемых режимах течение в канале КНА сверхзвуковое, то теоретический расход G_s определяется как критический расход через сопло. Коэффициент расхода $\mu = G/G_s$. После обработки результатов были построены графики зависимостей коэффициента расхода μ (рис. 2), скоростного коэффициента ϕ (рис. 3) и коэффициента потерь ζ (рис. 4) в канале КНА от приведенной скорости λ_{1s} .

Характер изменения коэффициента потерь получился аналогичным представленному в работе [2] (где минимуму потерь соответствовало значение $\zeta = 0,15$), однако для фреона область минимума потерь оказалась смещена в сторону больших скоростей и соответственно больших перепадов давлений (минимальному значению потерь соот-

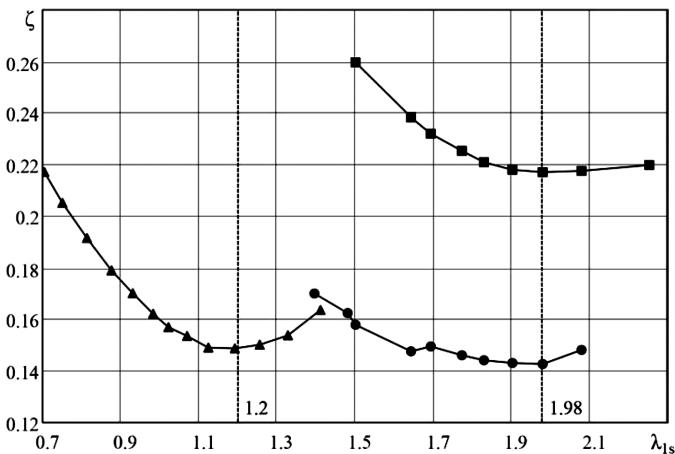


Рис. 4. Зависимость коэффициента потерь ζ от приведенной скорости λ_{1s} :

● — моделирование с гидравлически гладким каналом; ■ — моделирование с шероховатым каналом; ▲ — результаты испытаний в ОАО “Криогенмаш”

ветствует приведенная скорость $\lambda_{1s} = 1,98$ и степень расширения в КНА $\pi_{\text{КНА}} = 4,3$). Коэффициент расхода для всего рассчитанного диапазона режимов остается практически постоянным как для гладкого, так и для шероховатого каналов. Различие расходов, полученных в результате моделирования и эксперимента, может быть обусловлено отклонением расчетной геометрии от реальной (разностью размеров, шероховатостей).

Выводы. Эффективность КНА в составе фреоновой теплоутилизующей силовой турбины сопоставима с эффективностью КНА криогенных детандеров, что расширяет область применения НА данного типа, причем максимум эффективности на фреоне смещен в сторону более высоких скоростей и степеней расширения в НА, что хорошо для турбомашин, работающих в цикле Ренкина (ORC).

Минимальное значение $\zeta = 0,143$ — для гидравлически гладкого канала, $\zeta = 0,217$ — для канала с шероховатостью $K_s = 15$ мкм, соответственно следует стремиться к уменьшению значения эквивалентной песочной шероховатости, так как именно от K_s напрямую зависит величина потерь.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кулаков В.М., Миронов И.Ю., Кулаков В.В., Данилович В.И. Расчет потерь в ступени турбодетандера // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1997. № 4. С. 51–55.
2. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты / А.М. Архаров, И.А. Архаров, А.Н. Антонов и др. / под общ. ред. А.М. Архарова и И.К. Буткевича. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 582 с.
3. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.
4. Adams T., Grant C., Watson H. A Simple Algorithm to Relate Measured Surface Roughness to Equivalent Sand-grain Roughness // International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics. 2012. 1. P. 66–71. DOI: 10.11159 / ijmem. 2012.008
5. Самойлович Г.С. Гидрогазодинамика. М.: Машиностроение, 1990. 384 с.
6. Давыдов А.Б., Пересторонин Г.А., Стулов В.Л., Шерстюк А.Н. Центростремительные турбодетандеры / под общ. ред. В.Н. Удуга. М.: Колос-Пресс, 2002. 312 с.

REFERENCES

- [1] Kulakov V.M., Mironov I.Yu., Kulakov V.V., Danilovich V.I. Calculation of losses in the turboexpander stage. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering], 1997, no. 4, pp. 51–55 (in Russ.).
- [2] Arkharov A.M., Arkharov I.A., Antonov A.N., Butkevich I.K., et al. Mashiny nizkotemperaturnoy tekhniki. Kriogennyye mashiny i instrumenty [Cryogenic machines and enginry]. Moscow, MG TU im. N.E. Bauman a Publ., 2011. 582 p.
- [3] Schlichting G. Teoriya pogranchnogo sloya [Boundary layer theory]. Moscow, Nauka Publ., 1974. 712 p.
- [4] Adams T., Grant C., Watson H.A. Simple Algorithm to Relate Measured Surface Roughness to Equivalent Sand-grain Roughness. *International J. of Mechanical Engineering and Mechatronics*, 2012, no. 1, pp.66–71. DOI: 10.11159/ijmem.2012.008

- [5] Samoylovich G.S. *Gidrogazodinamika* [Fluid and gas dynamics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 384 p.
- [6] Davydov A.B., Perestoronin G.A., Stulov V.L., Sherstyuk A.N., Udut V.N., ed. *Tsentrostremitel'nye turbodetandery* [Centripetal turboexpanders]. Moscow, Kolos-Press Publ., 2002. 312 p.

Статья поступила в редакцию 15.07.2014

Костенко Алексей Андреевич — аспирант кафедры “Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения” МГТУ им. Н.Э. Баумана, инженер НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова. Автор трех научных работ в области холодильной техники и турбостроения.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова, 119192, Москва, Мичуринский пр-т, д. 1.

Kostenko A.A. — post-graduate of “Refrigeration, Cryogenic Technology, Air Conditioning and Life Support Systems” department of the Bauman Moscow State Technical University, engineer of the Research Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University. Author of 3 publications in the field of refrigeration technology and turbine designing.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Research Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University, Michurinsky prosp. 1, Moscow, 119192 Russian Federation.

Розеноер Татьяна Михайловна — канд. техн. наук, доцент кафедры “Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения” МГТУ им. Н.Э. Баумана, ведущий инженер НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова. Автор более 30 научных работ в области криогенной техники, газодинамики и турбостроения.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

НИИ механики МГУ им. М.В. Ломоносова, Российская Федерация, 119192, Москва, Мичуринский пр-т, д. 1.

Rozenoer T.M. — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Refrigeration, Cryogenic Technology, Air Conditioning and Life Support Systems” department of the Bauman Moscow State Technical University, principal engineer of the Research Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University. Author of more than 30 publications in the field of cryogenics, gas dynamics, and turbine engineering.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Research Institute of Mechanics of Lomonosov Moscow State University, Michurinsky prosp. 1, Moscow, 119192 Russian Federation.

Леонов Виктор Павлович — канд. техн. наук, доцент кафедры “Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 60 научных работ в области криогенной и холодильной техники.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Leonov V.P. — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Refrigeration, Cryogenic Technology, Air Conditioning and Life Support Systems” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 60 publications in the field of cryogenic and refrigeration technologies.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.