

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ИМПУЛЬСОВ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА ГАЗОВ С ТУРБИНОЙ

Ю.А. Гришин, д.т.н., проф.,
МГТУ им.Н.Э. Баумана

Разработана и экспериментально апробирована методика расчета отрывных потерь на входе потока отработавших газов в лопаточный аппарат рабочего колеса осевой импульсной турбины агрегата наддува ДВС. Отличительное свойство методики — возможность расчетным путем определить значения предельных углов атаки, обеспечивающих безотрывное течение импульсного потока на входе в рабочее колесо. К важным достоинствам разработанной методики можно отнести простоту расчетных формул и отсутствие эмпирических коэффициентов. Расчеты отрывных потерь, выполненные для турбокомпрессоров транспортных ДВС ТКР-8,5, ТКР-11, ТКР-14 показали хорошее совпадение с экспериментальными данными.

При одномерном численном моделировании (*1D CFD*) нестационарного течения в выпускной системе поршневых двигателей с турбонаддувом важное значение придается адекватному заданию граничных условий у турбины [1, 2]. Наибольшее распространение при этом получил способ, когда для расчета отражения выпускных импульсов от турбины используются ее характеристики, полученные на испытательных стендах в стационарных условиях. При этом граничные соотношения численного расчета реализуются в одном сосредоточенном сечении входа в турбину. Отметим, что такой способ не может дать удовлетворительных результатов расчета для импульсных систем с турбинами, имеющими протяженный конфузورный впускной патрубок с лопаточным или безлопаточным сопловым аппаратом (СА) в виде улитки, и где имеется протяженный сопловой срез длиной, равной длине окружности на среднем диаметре входа в рабочее колесо (РК). Таким образом, еще до взаимодействия с колесом импульс испытывает геометрическое воздействие от протяженной конфузорной части, затем геометрическое и сложное расходное воздействие на протяжении развертки соплового среза. Общая протяженность взаимодействия может иметь порядок длины всего выпускного коллектора.

Путь, проходимый нестационарным потоком по каналам колеса, достаточно короткий, и эту

часть взаимодействия можно рассматривать как сосредоточенную в сечении. Однако здесь необходимо использовать специальную методику расчета отрывных потерь на входе в лопаточный аппарат РК, так как при импульсном режиме работы углы атаки на входе в РК достигают весьма значительных величин.

Для решения первой проблемы — моделирование течения в конфузорном впускном патрубке — в данной работе используется подход, единый с подходом для одномерного коллектора, т. е. численный метод распада разрыва, но с учетом уменьшения площади проходного сечения. Вторая проблема сложнее — надо рассматривать распределение взаимодействия импульса с РК на протяжении окружности его среднего диаметра, т. е. среза СА. Опыт расчетов показал, что вместо постепенного распределения по длине взаимодействия можно использовать модель, когда вход в РК условно сосредоточен в двух сечениях — начале среза СА и его конце, при этом начало среза представляется в виде тройникового разветвления. Численный расчет нестационарного течения до первого и второго сечений выполняется как продолжение *1D* расчета, но с учетом конфузорности и потерь в СА. Расчет течения в сравнительно коротких каналах РК выполняется в

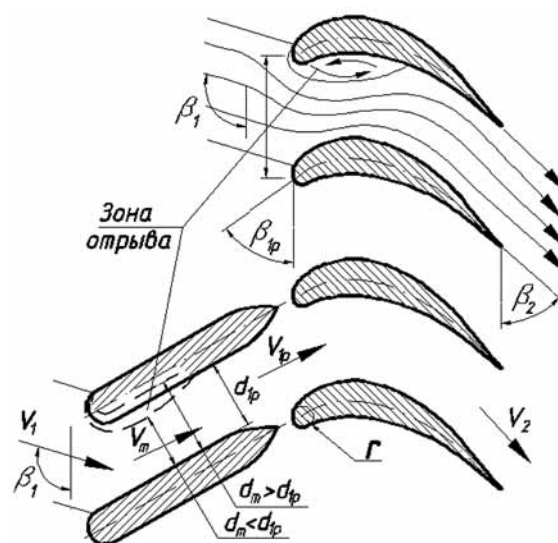


Рис.1. Действительная (сверху) и условная схемы течения в решетке профилей при нерасчетном угле входа β_1

квазистационарной постановке с помощью представления о распаде произвольного разрыва. Для учета отрывных потерь при больших углах атаки на входе в РК разработана специальная методика.

Методика расчета отрывных потерь в осевых турбинах базируется на подходе, предложенном Г.Ю. Степановым [3], когда эти потери условно представляются сосредоточенными на дополнительных плоских пластинах, направленных под реальным углом атаки δ к фронту потока. Однако в отличие от Степанова будем учитывать реальную толщину этих пластин, равную удвоенному радиусу входа $2r$ профилей. С использованием законов сохранения расхода, энергии и импульса вдоль пластин и с учетом обозначения $c = \sin\beta_1/\sin\beta_{1p}$ было выражено значение ширины d_m сечения наибольшего сужения струи около зоны отрыва при данном угле атаки:

$$d_m = \frac{t \sin \beta_1}{c + \sqrt{c(c - 2 \cos \delta) + 1}}. \quad (1)$$

Очевидно, что при сравнительно небольших углах атаки расчетное значение d_m будет оказываться больше ширины канала между пластинами $d_{1p} = t \sin\beta_{1p} - 2r$. Это соответствует представлению о том, что при рассматриваемом δ сечение формальной зоны отрыва будет меньше толщины пластин (на рис. 1 этот случай обозначен штрихпунктиром). Фактически же это означает, что при данных условиях течение между пластинами даже при наличии угла атаки будет безотрывным, так как вся возможная отрывная зона оказалась замещенной телом пластины толщиной $2r$. В данном случае отрывных потерь не будет, т. е. по условиям течения решетка оказывается в так называемой «зоне нечувствительности» по углу атаки. Отрыв возникает только при $d_m < t \sin\beta_{1p} - 2r$. Важным свойством описываемой методики является то, что впервые она позволяет расчетным путем определить значения предельных углов β_{1n1} и β_{1n2} , ограничивающих эту зону нечувствительности. После преобразований для определения коэффициента потерь ζ в осевых решетках при нерасчетных режимах обтекания были получены формулы

$$\zeta = 1 - \frac{1 - \zeta_p}{1 + \left\{ \sin \beta_2 \left[1/d_m - 1/(t \sin \beta_{1p} - 2r) \right] \right\}^2}, \quad (2)$$

при оценке потерь скорости с помощью коэффициента $\psi = w_2/w_{2i}$:

$$\psi = \sqrt{\frac{1}{1 + \left\{ \sin \beta_2 \left[1/d_m - 1/(t \sin \beta_{1p} - 2r) \right] \right\}^2}} \cdot \sqrt{1 - \zeta_p} = \psi_1 \cdot \psi_p, \quad (3)$$

где ψ_p — скоростной коэффициент расчетных профильных потерь; ψ_1 — скоростной коэффициент, учитывающий отрывные потери. Индекс

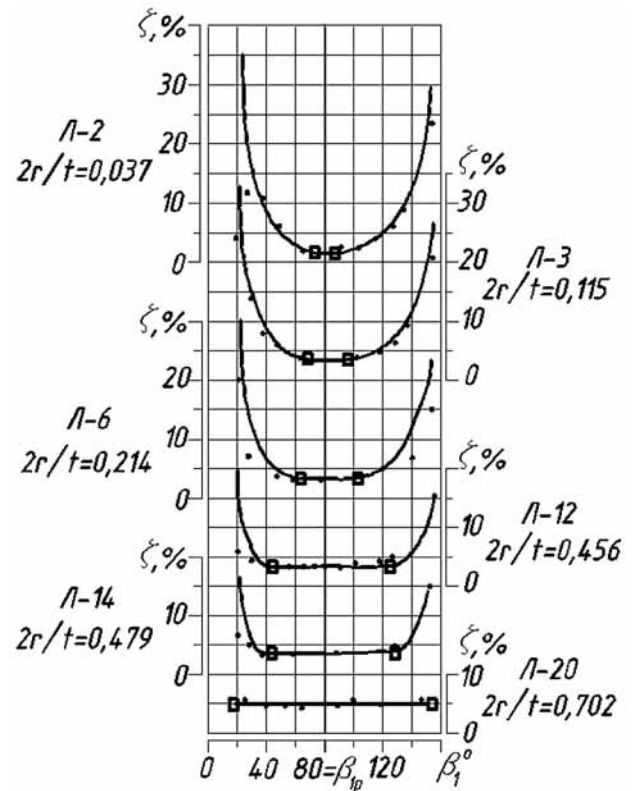


Рис. 2. Зависимость профильных потерь от угла β_1 входа потока в решетке:

• — данные экспериментов; — результаты расчета потерь по данной методике; □ — предельные углы отрыва β_{1p} , определенные по данной методике

«1» подчеркивает тот факт, что отрывные потери условно отнесены к входу в решетку.

Проверка полученных расчетных зависимостей для отрывных потерь была произведена по описанным в литературе результатам продувок большого числа решеток. На рис. 2 изображены расчетные характеристики $\zeta = \zeta(\beta_1)$ и соответствующие экспериментальные данные для шести турбинных решеток завода «Экономайзер» и Брянского машзавода. Все решетки реактивного типа с последовательно возрастающим параметром $2r/t$, $\beta_{1p} = 80^\circ$, $\beta_2 = 18^\circ$. Продувка проводилась на режиме числа $M_{2i} = 0,5$ [4].

Как видно из рис. 2, расчетные и экспериментальные данные хорошо согласуются в широком диапазоне углов входа и параметра $2r/t$, определяющего зону нечувствительности к углу атаки. Отметим, что важным достоинством полученных расчетных формул является простота и отсутствие эмпирических коэффициентов.

Подобный подход был применен и для разработки методики определения отрывных потерь в рабочих решетках радиально-осевых турбин (РОТ). Важнейшая особенность, которую надо учесть при рассмотрении течения в РК таких

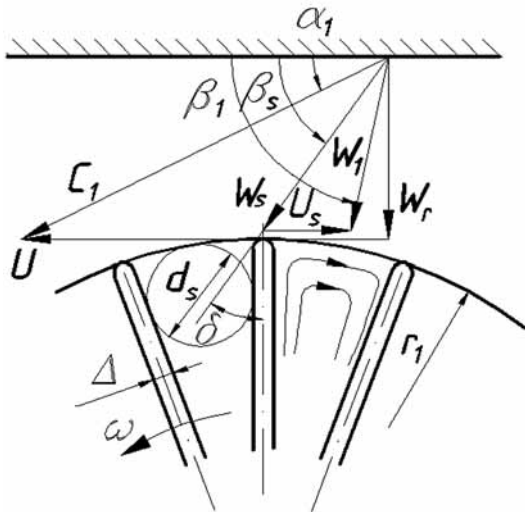


Рис. 3. К определению угла атаки с учетом циркуляции на входе в рабочее колесо радиально-осевой турбины

турбин, это вторичное циркуляционное течение в межлопаточных каналах со скоростью u_s на радиусе r_1 входа в колесо в направлении, противоположном переносной скорости u . При этом фактической переносной скоростью на входе будет величина $u - u_s$. В результате действительный угол входа потока в РК в относительном движении β_s , определяющий фактический угол атаки δ и соответствующие отрывные потери на входных кромках, будет отличаться угла β_1 , который имел бы место при бесконечно большом числе лопаток z и отсутствии циркуляционного течения (рис. 3). Величина циркуляционной поправки может быть определена по формуле Стодолы [5] $u_s = d_s \omega / 2$, где ω — угловая частота вращения РК;

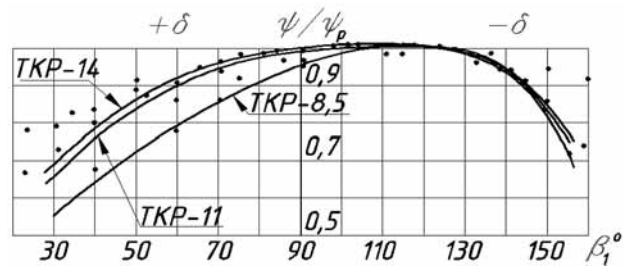


Рис. 4. Зависимости коэффициента $\psi_0 = \psi/\psi_p$ от угла входа β_1 :

● — эксперимент; — — расчет

d_s — диаметр окружности, вписанной между лопатками РК на входе. Этот диаметр удобно связать с диаметром РК, введя обозначение относительной величины $\sigma = d_s/2r_1 = \pi/(z + \pi) - \Delta/2r_1$, где $\Delta/2r_1$ — относительная толщина лопаток. Отсюда для связи между действительным углом входа с учетом поправки Стодолы β_s , углами α_1 , β_1 и циркуляционной характеристикой σ получается зависимость $\text{ctg}\beta_s = \sigma \text{ctg}\alpha_1 + (1 - \sigma) \text{ctg}\beta_1$.

Определив β_s с помощью этого уравнения и учитывая, что в РОТ лопаточный угол входа в РК $\beta_{1p} = 90^\circ$ можно найти фактический угол атаки $d = 90^\circ - |\beta_s|$. В соответствии с подходом Г.Ю. Степанова и в данном случае отрыв будем считать |сосредоточенным на входе. Тогда используя законы сохранения расхода, импульса и энергии для входа в межлопаточный канал и определенных упрощений можно выразить значение коэф-



Рис. 5. Взаимодействие импульса с осевой турбиной при 7500 об/мин:

● — расчет с учетом конфузورного впускного патрубка но без учета длины соплового среза; ○ — расчет с учетом впускного патрубка и реальной длины соплового среза; ▲ — расчет с использованием статической характеристики турбины (взаимодействие в одном сечении входа в турбину) — наихудший результат

коэффициента отрывных потерь $\zeta_i = [(1 + 0,0025\delta)\text{tg}\delta \cdot \sin\beta_i]^2$, а также итогового значения скоростного коэффициента $\psi = \psi_p \cdot \psi_o$, где ψ_p и ψ_o — скоростные коэффициенты расчетного безотрывного течения (известное значение) и отрывных потерь $\psi_o = (\zeta_o + 1)^{-1/2}$ [6].

На рис. 4 представлены рассчитанные по описанной методике характеристики РК, наиболее распространенные в транспортных ДВС турбин ТКР 8,5; -11 и -14. Результаты сопоставлены с большим числом экспериментальных данных,

полученных различными авторами, и приведенных в работе [7]. Как видно из рисунков, характеристики, построенные с помощью описанной методики, лежат в поле опытных данных, следовательно, данная методика может быть рекомендована для расчета отрывных потерь. На рис. 5. представлены результаты эксперимента по отражению импульса от турбины. Расчеты, выполненные с учетом всех приведенных положений, показывают наилучшее согласование с экспериментом.

Литература

1. *Grishin Y.* Unsteady Flow Pulses Interaction With A Turbine. CIMAC Congress Helsinki. — June 6–10, 2016 / 308. — P. 1–11.
2. *Aymanns R., Scharf J., Uhlmann T., Pischinger S.* Turbocharger Efficiencies in Pulsating Exhaust Gas Flow. MTZ 07-081-2012. — Vol. 73. — P. 34–39.
3. *Степанов Г.Ю.* Гидродинамика решеток турбомашин. — М.: Физматгиз, 1962. — 512 с.
4. *Кириллов А.И.* Влияние больших углов атаки на аэродинамические характеристики решеток профилей реактивного типа // Энергомашинострое-

ние: Ученые записки аспирантов и соискателей Л. ЛПИ, 1964. — С. 63–68.

5. *Кириллов И.И., Кириллов А.И.* Теория турбомашин. — Л.: Машиностроение, 1974. — 320 с.

6. *Митрохин В.Т.* Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах. — М.: Машиностроение, 1974. — 228 с.

7. *Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф.* Центростремительные турбины судовых установок. — Л.: Судостроение., 1973. — 216 с.

НОВОСТИ ЧТЗ

На ЧТЗ начались испытания нового двигателя

На Челябинском тракторном заводе начались испытания нового промышленного дизеля, который создан на базе серийно выпускаемого двигателя В-31. Этот мотор устанавливался на тракторы типа ДЭТ-250, и сегодня завод продолжает собирать эти двигатели и запчасти к ним. Теперь тракторостроители создают на его базе, по сути, новый двигатель, соответствующий современным требованиям рынка.

Предполагается, что дизель, получивший обозначение В-31МФ, будет иметь разные модификации в диапазоне мощностей от 300 до 800 л.с. Разработчики считают, что новый мотор будет использоваться в качестве привода для буровых и дизель-генераторных установок, железнодорожного подвижного состава и маломерного флота.

В процессе испытаний и доводки нового двигателя заводскому конструкторско-технологическому центру по двигателестроению предстоит упростить конструкцию, пересмотреть перечень применяемых материалов для снижения себестоимости, заменить ряд комплектующих узлов и деталей. Это необходимо для обеспечения конкурентной цены, увеличения моторесурса, повышения надежности, улучшения экологических показателей.

Сейчас изготовлен первый макетный образец, предназначенный для исследовательских испытаний.



Конструкторы заводского ГСКБД «Трансдизель» проводят их совместно со специалистами Южно-Уральского государственного университета. На испытательном стенде оценивается целый комплекс параметров двигателя, в том числе расход топлива и масла, характеристики топливной аппаратуры и других узлов. Планируется, что работы по испытаниям и доводке опытного образца В-31МФ продлятся до конца 2018 г.

Пресс-служба ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»