

УДК 621.43

## ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСНОГО МЕТОДА РАСЧЕТА НА ПРИМЕРЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-11

**Пассар Андрей Владимирович,**

канд. техн. наук, ст. научн. сотр. лаборатории «Численные методы математической физики» Вычислительного центра ДВО РАН, Россия, 680000, г. Хабаровск, ул. Ким Ю Чена, 65. E-mail: passar\_av@mail.ru

**Тимошенко Денис Владимирович,**

канд. техн. наук, доцент каф. «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета, Россия, 680035, г. Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136. E-mail: kafdvs@rambler.ru

*Актуальность работы обусловлена необходимостью совершенствовать проточную часть турбины турбокомпрессора комбинированного двигателя внутреннего сгорания.*

**Цель работы:** объединить все положительные стороны существующих математических моделей и методов расчета и проектирования; проектировать комплексно радиально-осевую турбину, работающую в условиях нестационарного потока импульсной системы наддува комбинированного двигателя внутреннего сгорания.

**Методы исследования:** метод расчета турбины на среднем радиусе, оптимизационный алгоритм метода неопределенных множителей Лагранжа, метод Н. Мидзумати, метод характеристик, метод Центрального научно-исследовательского дизельного института.

**Результаты.** Представлена численная реализация комплексного метода расчета на примере проточной части радиально-осевой турбины турбокомпрессора ТКР-11, работающего в составе комбинированного двигателя. Приведено сравнение турбин, спроектированных с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа, с турбинами, спроектированными с помощью метода Н. Мидзумати. Представлены характеристики турбин в стационарном потоке. На основе этих характеристик показано, что турбины, в основу проектирования которых положен метод Н. Мидзумати, несколько эффективнее турбин, спроектированных с помощью метода множителей Лагранжа, но уступают последним по эффективной мощности. Приведены характеристики турбин в нестационарном потоке комбинированного двигателя. На основе этих характеристик показано, что турбины, спроектированные с помощью метода Н. Мидзумати, эффективнее турбин, спроектированных с помощью метода множителей Лагранжа. При работе в составе комбинированного двигателя турбины, спроектированные с помощью метода Н. Мидзумати, уступают по эффективной мощности турбинам, спроектированным с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа. В результате численной реализации комплексного метода расчета получен геометрический аналог проточной части турбины турбокомпрессора ТКР-11, который при работе в составе комбинированного двигателя позволит эффективно использовать нестационарный поток со стороны поршневой части и тем самым снизить удельный расход топлива.

### **Ключевые слова:**

Комплексный метод расчета, степень радиальности, степень реактивности, коэффициент напора, характеристики турбины, проточная часть, радиально-осевая турбина.

### **Введение**

В настоящее время можно констатировать, что газотурбинный наддув дизелей нашел повсеместное применение в комбинированных двигателях внутреннего сгорания. Однако использование наддувочного агрегата – турбокомпрессора в поршневых двигателях – породило ряд проблем. Одна из главных – проектирование проточных частей турбины, работающей в специфических нестационарных условиях. Следует отметить, что теория турбомашин хорошо разработана только лишь для стационарного обтекания лопаток и не приспособлена для турбин комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

Также хорошо известно, что проточная часть турбины оказывает существенное влияние не только на систему наддува, но и на эффективность комбинированного поршневого двигателя в целом. Причем по степени влияния на эффективность поршневых двигателей газотурбинный наддув оказывает самое существенное влияние по сравнению с другими системами двигателей. Это хорошо иллю-

стрируются рядом уже выполненных работ [1–6], показывающих, что за счет изменения геометрии проточной части турбины можно добиться снижения удельного эффективного расхода топлива на 6–8 г/кВт·ч на номинальном режиме. Необходимо отметить, что и это далеко не окончательный результат, так как в выполненных исследованиях полученный эффект базируется на интуитивном подходе при воздействии на геометрию проточной части турбины. Такой подход, как известно, узаконен среди специалистов в области двигателей внутреннего сгорания. Это связано, прежде всего, с тем, что в настоящее время отсутствует хорошо отработанный метод профилирования проточной части турбины на стадии проектирования.

Основываясь на анализе существующих методов расчета турбин, в работах [7, 8] был предложен комплексный метод к проектированию проточной части радиально-осевой турбины, работающей в условиях нестационарного потока.

В настоящей работе будет представлен технологический процесс проектирования проточной ча-

сти турбины турбокомпрессора ТКР-11 для форсированного дизеля 6 ЧН 12/14. Двигатель оборудован двухтрубной импульсной системой наддува и двухзаходной турбиной. Схема системы представлена на рис. 1. Подобные системы широко используются в практике отечественного конструирования для 6-ти и 12-ти цилиндровых V-образных дизелей со средним эффективным давлением  $p_{me}=0,9-1,7$  МПа (для V-образных дизелей при условии установки отдельных турбокомпрессоров для каждого ряда цилиндров). Это судовые, стационарные и тепловозные средне- и высокооборотные дизели 6 ЧН 12/14, 6 ЧН 18/22, 12 ЧН 18/20, 6 ЧН 21/21, ЧН 36/45; автомобильные дизели 6 ЧН 13/14, 12 ЧН 13/14 и ряд других.

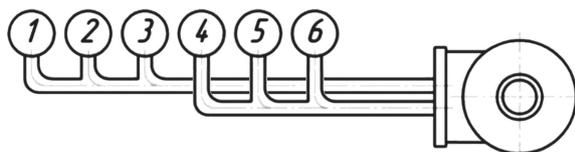


Рис. 1. Схема системы наддува двигателя 6 ЧН 12/14

Fig. 1. Diagram of 6 ChN 12/14 engine pressurization system

Изменение конструкции и геометрии импульсной выпускной системы, а именно места расположения турбокомпрессора, длин и диаметров трубопроводов, в пределах определенных опытом создания данных систем не приводит к значительным принципиальным изменениям газодинамических процессов в выпускных трубопроводах и рабочего процесса двигателя в целом. Характер изменения давлений в различных участках выпускных трубопроводов четырехтактных двигателей практически одинаков. Наблюдается некоторый фазовый сдвиг, определяемый скоростью распространения слабых возмущений в потоке газа. Ряд экспериментальных исследований это подтверждает.

Исследования по совершенствованию конструкции двухтрубной импульсной системы наддува дизеля 6 ЧН 18/22 ( $p_{me}$  до 1,7 МПа,  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>, турбокомпрессор расположен на торце двигателя) [9] показали следующее. Изменение объемов короткого и длинного трубопроводов в пределах конструктивных возможностей (приблизительно в 2 раза) сопровождается изменением расхода воздуха всего на 1–1,5 % и температуры газов у турбины до 3 %, при практически постоянном среднем индикаторном давлении.

В работе [10] исследовался разгон дизеля 6 ЧН 24/27 ( $p_{me}=1,32$  МПа,  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>) с двухтрубными импульсными системами различной конструкции: турбокомпрессор в середине двигателя (два одинаковых трубопровода объемом по 0,023 м<sup>3</sup>), турбокомпрессор на торце двигателя (трубопроводы разной длины объемом 0,023 и 0,032 м<sup>3</sup>). Система меньшего объема обеспечила снижение длительности всего на 3 с (с 22 до 19 с).

В монографии [11] выполнен анализ экспериментальных исследований газодинамических процессов в выпускных системах четырехтактных ди-

зелей и сделан вывод об отсутствии в выпускных коллекторах скачков уплотнений и ударных волн, могущих быть причиной значительных колебаний давления в различных частях выпускного тракта.

Исследования системы наддува дизеля 8 ЧН 18/22 ( $p_{me}=0,84$  МПа,  $n=750$  мин<sup>-1</sup>, система имеет четыре выпускных трубопровода, турбокомпрессор расположен на торце двигателя) [9] хорошо демонстрируют особенности изменения давления в различных участках выпускного трубопровода. В зоне выпускного клапана и на входе в турбину максимальные давления в импульсах составляют 0,2 МПа, минимальные 0,13 МПа и 0,11 МПа соответственно. Формы импульсов давлений практически одинаковы, между импульсами наблюдается сдвиг порядка 340–360 градусов угла поворота коленчатого вала.

Судовые и стационарные дизельные двигатели с наддувом характеризуются повышенными значениями коэффициента избытка воздуха на всех режимах (1,8–2,3 на номинальном и близком к нему режимах). Поэтому при работе на дизельном топливе толщина отложений в проточной части турбины невелика и между ревизиями турбокомпрессора достигает 0,1–0,15 мм на рабочих и до 0,3 мм на сопловых лопатках [12], что практически не влияет на пропускную способность. При работе дизеля на тяжелом топливе, несоблюдении правил эксплуатации, значительных износах поршневой части, подшипников и уплотнений турбокомпрессора толщина отложений может резко возрастать. Но в представленной статье рассматривается технология проектирования проточной части, что не предполагает учета всех особенностей реальной эксплуатации двигателя.

Следует оговориться, что здесь не рассматривается этап – оценка проектного решения на базе расчета осесимметричного вихревого потока невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевой турбины (метод Я.А. Сироткина [13–15]). На данном этапе есть особенности, которые целесообразно представить в последующих работах.

#### Постановка задачи

Предложенный комплексный метод к проектированию проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя состоит из четырех этапов.

На *первом этапе* производится проектирование проточных частей радиально-осевой турбины с различными геометрическими параметрами.

*Второй этап* заключается в определении эффективности проточных частей турбин, спроектированных на первом этапе. С этой целью, используя модель расчета ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении [16–18], выполняется расчет характеристик турбины: КПД турбины  $\eta_t=f(\bar{H}_t)$  и эффективная мощность  $N_t=f(\bar{H}_t)$ , где  $\bar{H}_t$  – коэффициент напора. Проверка адекватности предложенной модели осу-

шестью путем сравнения заводских характеристик, полученных экспериментально, с расчетными характеристиками [8]. Расчет коэффициентов потерь энергии производился по зависимостям, предложенным в работе [19].

*Третий этап* заключается в расчете импульсов давлений  $p_0^*=f(\varphi)$  и температур  $T_0^*=f(\varphi)$  на входе в турбину с геометрическими параметрами, определенными на первом и втором этапах. Для реализации третьего этапа используется смешанная задача Коши для выпускной системы комбинированного двигателя с использованием метода характеристик.

*Четвертый этап* включает в себя решение вопроса об оценке эффективности срабатывания выпускных газов в турбине. В основу программы расчета на этом этапе положен метод расчета турбины в импульсном потоке, широко распространенный среди специалистов как метод Центрального научно-исследовательского дизельного института [20, 21], либо метод расчета турбины на среднем радиусе. В качестве исходной информации на этом этапе используются диаграммы изменения давления и температуры выпускных газов перед турбиной, полученные расчетным путем на предыдущем этапе. Выполнив расчет различных конструктивных вариантов турбины, определяем максимальное значение коэффициента использования импульса  $\eta_{\text{тн}}$ , максимальное значение мощности турбины  $H_{\text{т}}$  и соответствующие этим значениям проточные части турбины.

Коэффициент использования в турбине располагаемой энергии пульсирующего потока газов определяется по формуле

$$\eta_{\text{тн}} = \frac{\int_0^{\tau} H_{\text{т}} G_{\text{т}} \eta_{\text{т}} d\tau}{\int_0^{\tau} H_{\text{т}} G_{\text{т}} d\tau}, \quad (1)$$

где  $H_{\text{т}}$  – мгновенное значение изоэнтропийного теплотерпада от полных параметров перед турбиной до статического давления за турбиной, Дж/кг;  $G_{\text{т}}$  – мгновенные значения расхода выпускных газов, кг/с;  $\eta_{\text{т}}$  – мгновенные значения эффективного КПД турбины;  $\tau$  – время импульса.

Мгновенные значения эффективной мощности турбины определяются по формуле

$$N_{\text{т}} = \int_0^{\tau} \frac{H_{\text{т}} G_{\text{т}} \eta_{\text{т}} d\tau}{1000}. \quad (2)$$

Дальнейшие расчетные исследования проводились в соответствии с содержанием этапов комплексного метода.

Во многих задачах на разыскание наибольших и наименьших значений функции вопрос сводится к разысканию максимумов и минимумов функции от нескольких переменных, которые не являются независимыми, а связаны друг с другом некоторыми добавочными условиями (например, они должны удовлетворять данным уравнениям). Такие

задачи позволяет выполнить метод множителей Лагранжа [22–25].

При выборе геометрии проточной части турбины необходим подбор оптимальных параметров: степени реактивности  $\rho$ , относительной окружной скорости  $\bar{u}_1 = u_1/c_{\text{ад}}$  и параметра  $m = (u_2/w_2) \cos \beta$ , характеризующего элементы треугольника скоростей на выходе из турбины. Для решения этой задачи в работах [22–25] предлагается использовать метод множителей Лагранжа.

При выборе оптимальных параметров используется функция Лагранжа в следующем виде:

$$L(\bar{u}_1, \rho, m, \lambda) = \eta_u(\bar{u}_1, \rho, m, \lambda) + \lambda f(\bar{u}_1, \rho, m),$$

где  $\lambda$  – неопределенный множитель;  $\eta_u$  – окружной КПД ступени;  $f(\bar{u}_1, \rho, m)$  – уравнение связи параметров  $\bar{u}_1$ ,  $\rho$  и  $m$ .

$$\eta_u = 1 - (1 - \rho)(1 - \varphi^2) + \mu^2 \bar{u}_1^2 \left( \cos^2 \beta \frac{1 - 2\psi^2 m}{\psi^2 m^2} + 1 \right);$$

$$f(\bar{u}_1, \rho, m) = \mu^2 \bar{u}_1^2 \left( \frac{\cos^2 \beta}{m} - \psi^2 \right) - \psi^2 + (1 - \rho) \times \\ \times (1 - \varphi^2) \psi^2 + 2\bar{u}_1 \cos \alpha_1 \varphi \psi^2 \sqrt{1 - \rho}.$$

Условиями максимума являются

$$\frac{\partial L}{\partial \bar{u}_1} = 0; \quad \frac{\partial L}{\partial \rho} = 0; \quad \frac{\partial L}{\partial m} = 0; \quad f = 0.$$

Из условий максимума определяются оптимальные параметры:

$$\lambda = \frac{1 - m\psi^2}{\psi^2};$$

$$\rho_{\text{опт}} = 1 - \left[ \frac{(1 - m\psi^2)\varphi \cos \alpha_1 \bar{u}_1}{m\psi^2(1 - \varphi^2)} \right]^2; \quad (3)$$

$$m_{\text{опт}} = \frac{1}{\psi^2} \left[ 1 - \sqrt{\frac{\mu^2(1 - \varphi^2)(1 - \cos^2 \beta_2 \psi^2)}{\cos^2 \alpha_1 \varphi^2 + \mu^2(1 - \varphi^2)}} \right]; \quad (4)$$

$$\bar{u}_{1\text{опт}} = \frac{\psi}{\sqrt{\mu^2 \left( \frac{\cos^2 \beta_2}{m^2} - \psi^2 \right) + \frac{(1 - m^2 \psi^4) \varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{m^2 \psi^2 (1 - \varphi^2)}}}. \quad (5)$$

## Результаты

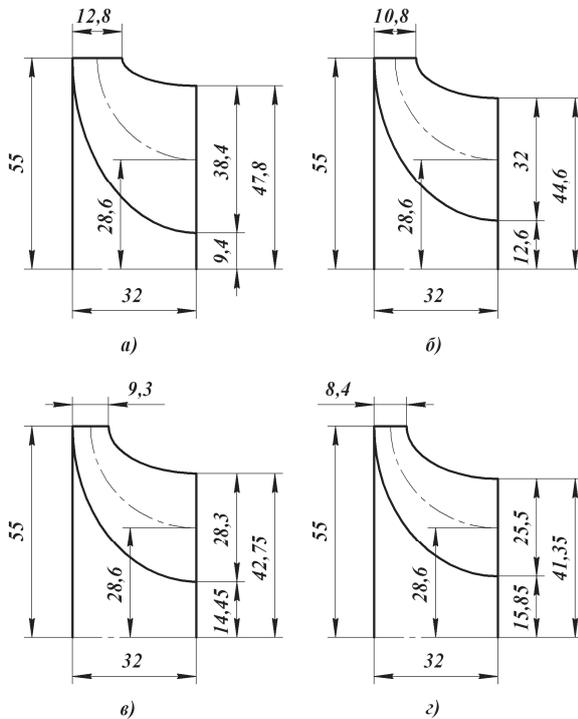
*Результаты реализации первого этапа.* Поскольку на данном этапе проведения расчетов геометрия проточной части неизвестна, определить потери работоспособности газа не представляется возможным. Поэтому предварительно были приняты следующие значения коэффициентов скорости: в направляющем аппарате  $\varphi = 0,95$ ; в рабочем колесе  $\psi = 0,9$ .

Для исходных значений  $\alpha_1 = 18^\circ$ ;  $\beta_2 = 36^\circ$ ;  $\mu = 0,52$ ;  $\varphi = 0,95$ ;  $\psi = 0,9$  по уравнениям (3)–(5) получаем:  $m_{\text{опт}} = 1,085$ ;  $\bar{u}_1 = 0,648$ ;  $\rho_{\text{опт}} = 0,315$ .

Для найденных оптимальных значений параметров с использованием модели расчета ступени

на среднем радиусе в обратной постановке были рассчитаны высоты лопаток на входе  $l_1$  и выходе из рабочего колеса  $l_2$ . Высоты лопаток были определены на расход газа  $G_{т.расч}=0,25$  кг/с и степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,509$  – турбина № 1;  $\pi_{т.расч}=1,698$  – турбина № 2;  $\pi_{т.расч}=1,887$  – турбина № 3;  $\pi_{т.расч}=2,075$  – турбина № 4.

По результатам проведенного расчета построена проточная часть рабочего колеса и определена длина средней линии профиля. Далее, используя модель расчета ступени на среднем радиусе в прямой постановке, уточнены коэффициенты скорости и расход рабочего тела. Теперь с новыми коэффициентами скорости по формулам (3)–(5) уточняем параметры:  $m_{отт}$ ;  $\bar{u}_1$ ;  $\rho_{отт}$ . Далее, используя модель расчета ступени на среднем радиусе в обратной постановке, вновь рассчитаны высоты лопаток на входе  $l_1$  и выходе из рабочего колеса  $l_2$ . По результатам проведенного расчета построена проточная часть рабочего колеса рис. 2.



**Рис. 2.** Рабочие колеса турбины ТКР-11, спроектированные с использованием метода неопределенных множителей Лагранжа: а) турбина № 1,  $n_{тк}=51041$  мин<sup>-1</sup>; б) турбина № 2,  $n_{тк}=58279$  мин<sup>-1</sup>; в) турбина № 3,  $n_{тк}=64289$  мин<sup>-1</sup>; г) турбина № 4,  $n_{тк}=69302$  мин<sup>-1</sup>

**Fig. 2.** TKR-11 turbine wheels designed using Lagrange multiplier method: а) turbine № 1,  $n_{тк}=51041$  min<sup>-1</sup>; б) turbine № 2,  $n_{тк}=58279$  min<sup>-1</sup>; в) turbine № 3,  $n_{тк}=64289$  min<sup>-1</sup>; г) turbine № 4,  $n_{тк}=69302$  min<sup>-1</sup>

Рабочий процесс в турбине с прямыми радиальными лопатками описывается посредством уравнений момента количества движения, расхода и энергии в сопловом аппарате и рабочем колесе.

Необходимо отметить, что значительную долю потерь в проточной части турбины составляют отрывные потери на входе в рабочее колесо, свя-

занные с углом атаки, а также потери с выходной скоростью. Для минимизации этих потерь в проектном расчете Н. Мидзумати [26] принял прямоугольные планы скоростей на входе и выходе из турбины. Если преобразовать вышеперечисленные уравнения с учетом прямоугольных планов скоростей, то можно получить уравнения для расчета геометрических параметров турбины [27]. Используя эти уравнения, был выполнен проектный расчет ступени радиально-осевой турбины турбокомпрессора ТКР-11.

Высота лопатки соплового аппарата определяется по формуле

$$l_1 = \frac{qR_1[1 - \varphi^2(1 - s)]}{\varphi \sqrt{\frac{2}{k-1}} \varepsilon_1 \sin \alpha_1 \left(\frac{p_1}{p_0}\right) \sqrt{1-s}}, \quad (6)$$

где  $q = \frac{G_0}{2\pi R_1^2 a_0 \rho_0}$  – характеристическая величина

расхода газов;  $s = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$  – отношение давлений в

сопловом аппарате;  $\varepsilon_1$  – поправочный коэффициент на толщину лопаток;  $\varphi$  – коэффициент скорости;  $R_1$  – радиус рабочего колеса, определяемый типоразмером турбины;  $k$  – показатель адиабаты;  $a_0$  – скорость звука на входе в турбину.

Радиус на выходе из рабочего колеса определяется по формуле

$$R_{20} = \sqrt{\frac{2\theta \left(\frac{a_0}{u_1}\right)^2 - (1 + \psi_1^2)}{\left(\frac{1}{\psi_2^2} - 1\right)}} R_1^2, \quad (7)$$

где  $\psi_1$  – коэффициент относительной скорости на входе в рабочее колесо  $w_1 = w_{1t} \psi_1$ ;  $w_{1t}$  – теоретическая скорость на входе в рабочее колесо;  $\psi_2$  – коэффициент скорости в рабочем колесе  $w_2 = w_{2t} \psi_2$ ;  $w_{2t}$  – теоретическая скорость на выходе из рабочего колеса;

$\theta = 1 - \varphi^2(1 - \psi_1)(1 - s) - s_0 \left(\frac{1 - \varphi^2 + \varphi^2}{s} + \varphi^2\right)$ ;  $s_0 = \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$

– отношение давлений в ступени;

$$u_1 = a_0 \varphi \sqrt{\frac{2}{k-1}} \cos \alpha_1 \sqrt{1-s}$$

– окружная скорость на входе в рабочее колесо.

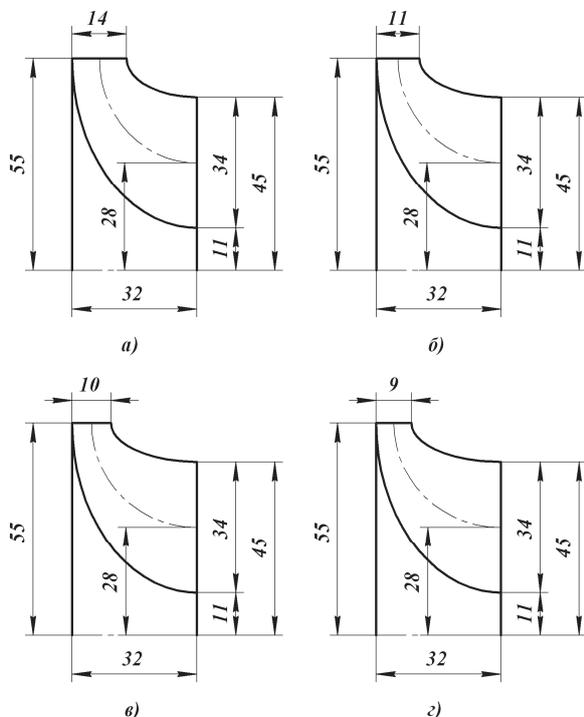
Радиус втулки рабочего колеса

$$R_{2i} = 0,2 R_1. \quad (8)$$

Угол относительной скорости газа на выходе из рабочего колеса

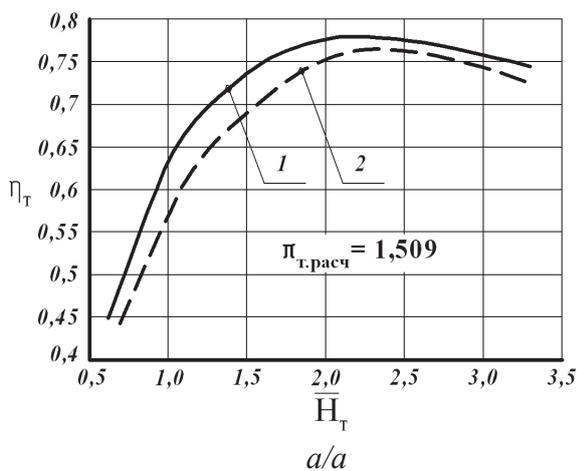
$$\operatorname{tg} \beta_2 = \sqrt{1 - \psi_2^2} \sqrt{\left(\frac{R_{20}}{R}\right)^2 - 1}. \quad (9)$$

Используя уравнения (6)–(9), были спроектированы рабочие колеса на расход газа  $G_{т.расч}=0,25$  кг/с и степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,509$  – турбина № 1М;  $\pi_{т.расч}=1,698$  – турбина № 2М;  $\pi_{т.расч}=1,887$  – турбина № 3М;  $\pi_{т.расч}=2,075$  – турбина № 4М. Результаты расчета представлены на рис. 3.



**Рис. 3.** Рабочие колеса турбины ТКР-11, спроектированные с использованием метода Н. Мидзумати: а) турбина № 1М,  $n_{тк}=48169$  мин<sup>-1</sup>; б) турбина № 2М,  $n_{тк}=54236$  мин<sup>-1</sup>; в) турбина № 3М,  $n_{тк}=59009$  мин<sup>-1</sup>; г) турбина № 4М,  $n_{тк}=62921$  мин<sup>-1</sup>

**Fig. 3.** TKR-11 turbine wheels designed using N. Midzumi method: а) turbine № 1M,  $n_{тк}=48169$  min<sup>-1</sup>; б) turbine № 2M,  $n_{тк}=54236$  min<sup>-1</sup>; в) turbine № 3M,  $n_{тк}=59009$  min<sup>-1</sup>; г) turbine № 4M,  $n_{тк}=62921$  min<sup>-1</sup>



**Рис. 4.** Характеристики турбины ТКР-11  $\pi_{т.расч}=1,509$ : а) изменение КПД турбины  $\eta_t$ ; б) изменение эффективной мощности турбины  $N_t$ ; 1 – турбина № 1; 2 – турбина № 1М

**Fig. 4.** Features of turbine TKR-11  $\pi_{т.расч}=1,509$ : а) change of turbine efficiency  $\eta_t$ ; б) change of turbine effective capacity  $N_t$ ; 1 is turbine № 1; 2 is turbine № 1M

*Результаты реализации второго этапа.* При реализации второго этапа получены результаты расчета характеристик турбины, которые показали следующее.

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,509$  (рис. 4, а, б).

1) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  турбина № 1 эффективнее турбины № 1М (рис. 4, а).

2) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  эффективная мощность турбин  $N_t$  возрастает. Мощность турбины № 1 превышает мощность турбины № 1М (рис. 4, б).

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,698$  (рис. 5, а, б).

1) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  турбина № 2 и турбина № 2М развивают примерно равный КПД  $\eta_t$  (рис. 5, а).

2) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  эффективная мощность турбин  $N_t$  возрастает. Мощность турбины № 2 превышает мощность турбины № 2М (рис. 5, б).

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,887$  (рис. 6, а, б).

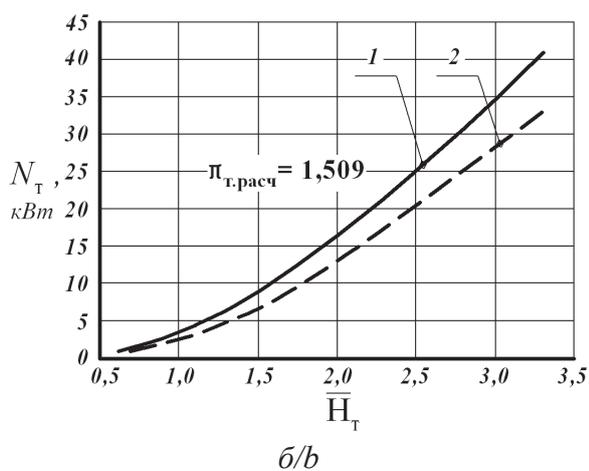
1) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  турбина № 3М эффективнее турбины № 3 (рис. 6, а).

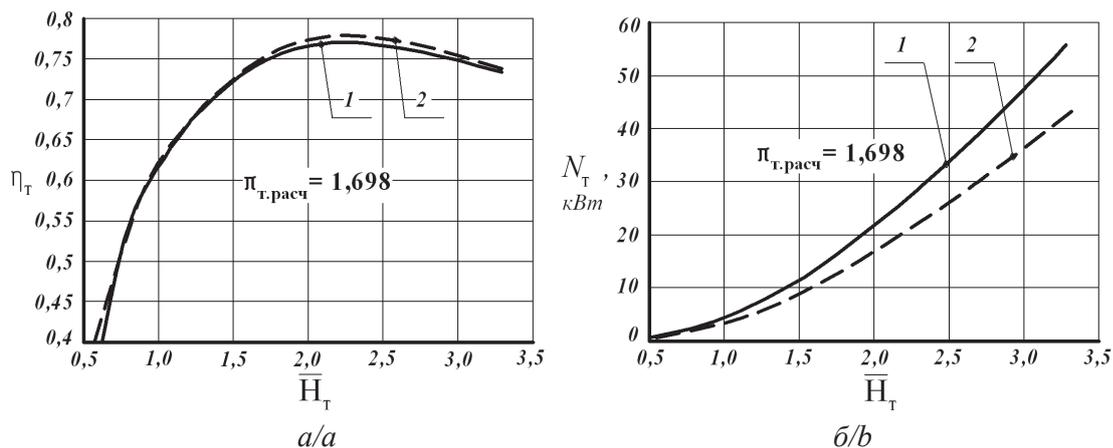
2) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  эффективная мощность турбин  $N_t$  возрастает. Мощность турбины № 3 превышает мощность турбины № 3М (рис. 6, б).

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=2,075$  (рис. 7, а, б).

1) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  турбина № 4М эффективнее турбины № 4 (рис. 7, а).

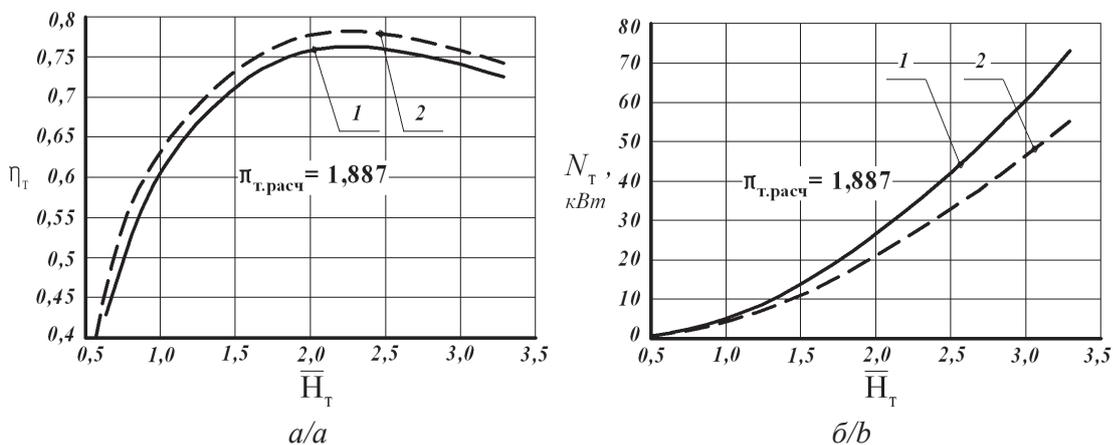
2) Во всем диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_t$  эффективная мощность турбин  $N_t$  возрастает. Мощность турбины № 4 превышает мощность турбины № 4М (рис. 7, б).





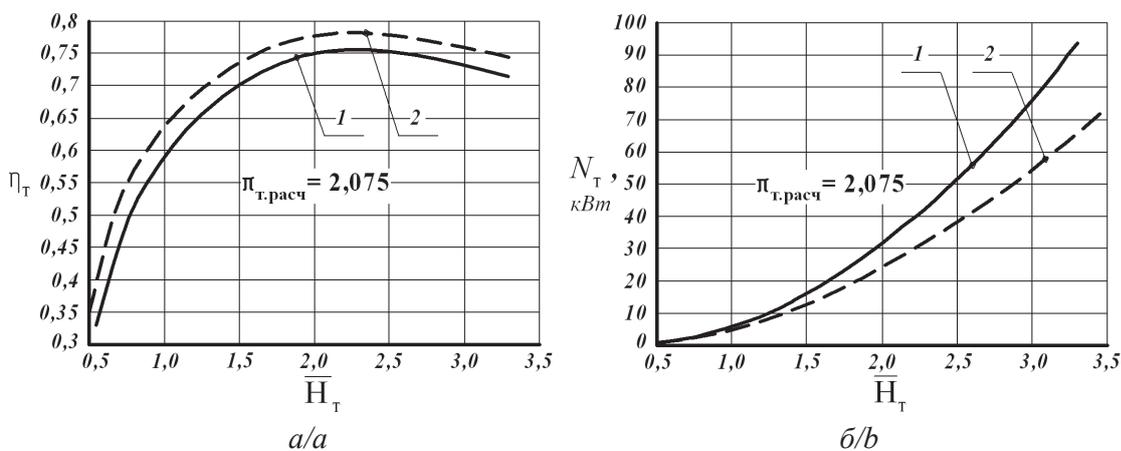
**Рис. 5.** Характеристики турбины ТКР-11  $\pi_{т.расч} = 1,698$ : а) изменение КПД турбины  $\eta_t$ ; б) изменение эффективной мощности турбины  $N_t$ ; 1 – турбина № 2; 2 – турбина № 2М

**Fig. 5.** Features of turbine TKR-11  $\pi_{т.расч} = 1,698$ : а) change of turbine efficiency  $\eta_t$ ; б) change of turbine effective capacity  $N_t$ ; 1 is turbine № 2; 2 is turbine № 2M



**Рис. 6.** Характеристики турбины ТКР-11  $\pi_{т.расч} = 1,887$ : а) изменение КПД турбины  $\eta_t$ ; б) изменение эффективной мощности турбины  $N_t$ ; 1 – турбина № 3; 2 – турбина № 3М

**Fig. 6.** Features of turbine TKR-11  $\pi_{т.расч} = 1,887$ : а) change of turbine efficiency  $\eta_t$ ; б) change of turbine effective capacity  $N_t$ ; 1 is turbine № 3; 2 is turbine № 3M



**Рис. 7.** Характеристики турбины ТКР-11  $\pi_{т.расч} = 2,075$ : а) изменение КПД турбины  $\eta_t$ ; б) изменение эффективной мощности турбины  $N_t$ ; 1 – турбина № 4; 2 – турбина № 4М

**Fig. 7.** Features of turbine TKR-11  $\pi_{т.расч} = 2,075$ : а) change of turbine efficiency  $\eta_t$ ; б) change of turbine effective capacity  $N_t$ ; 1 is turbine № 4; 2 is turbine № 4M

При реализации второго этапа получены результаты расчета характеристик турбины, которые показали следующее:

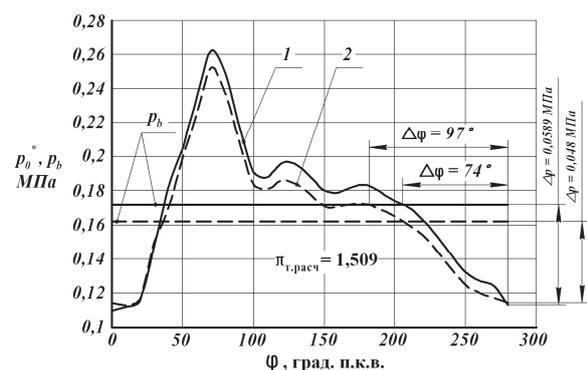
1. Турбины, в основу проектирования которых положен метод Н. Мидзумати, эффективнее турбин, спроектированных с помощью метода множителей Лагранжа в случае расчетных режимов  $\pi_{т.расч}=1,887$  и  $\pi_{т.расч}=2,075$  (рис. 6, а; 7, а), но уступают последним по эффективной мощности (рис. 4, б; 7, б).
2. С уменьшением геометрических размеров на входе и выходе из рабочего колеса эффективная мощность растет (рис. 4, б; 7, б).

*Результаты реализации третьего этапа.*

В ходе исследований при реализации третьего этапа использовалась программа, составленная на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета [8]. Программа позволяет производить расчет импульсов давлений  $p_0^*=f(\varphi)$  и температур  $T_0^*=f(\varphi)$  в выпускном трубопроводе перед турбиной. Адекватность расчета импульса давлений неоднократно проверена в работах [28, 29]. Результаты расчета представлены на рис. 8–11.

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,509$  (рис. 8). На рис. 8 приведены диаграммы изменения давления во впускном  $p_b$  и выпускном трубопроводе  $p_0^*$  на входе в турбины № 1 и 1М на номинальном режиме. Располагаемая продолжительность продувки составила  $\Delta\varphi=74^\circ$  для турбины № 1 и  $\Delta\varphi=97^\circ$  для турбины № 1М.

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,698$  (рис. 9). На рис. 9 приведены диаграммы изменения давления во впускном  $p_b$  и выпускном трубопроводе  $p_0^*$  на входе в турбины № 2 и 2М на номинальном режиме. Располагаемая продолжительность продувки составила  $\Delta\varphi=48^\circ 30'$  для турбины № 2 и  $\Delta\varphi=69^\circ 30'$  для турбины № 2М.

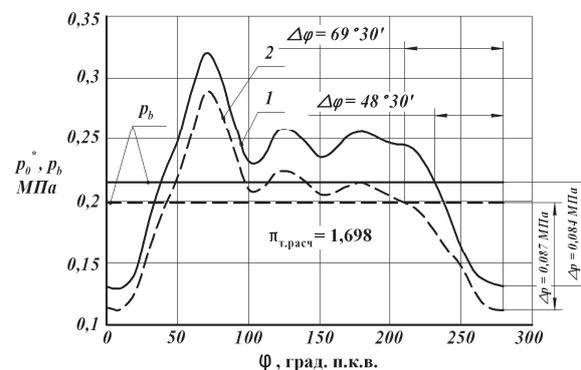


**Рис. 8.** Импульс давлений в выпускном трубопроводе  $p_0^*$  и давление наддува  $p_b$   $\pi_{т.расч}=1,509$ : 1 – турбина № 1; 2 – турбина № 1М

**Fig. 8.** Pressure pulse in outlet pipe  $p_0^*$  and boost pressure  $p_b$   $\pi_{т.расч}=1,509$ : 1 is turbine № 1; 2 is turbine № 1M

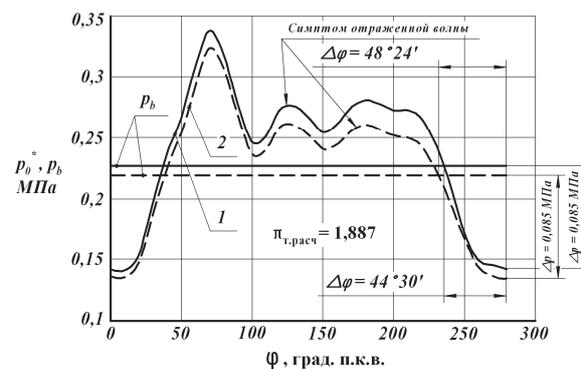
Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=1,887$  (рис. 10). На рис. 10 приведены диаграммы изменения давления во впускном  $p_b$  и выпускном трубопроводе  $p_0^*$  на входе в турбины

№ 3 и 3М на номинальном режиме. Располагаемая продолжительность продувки составила  $\Delta\varphi=44^\circ 30'$  для турбины № 3 и  $\Delta\varphi=48^\circ 24'$  для турбины № 3М.



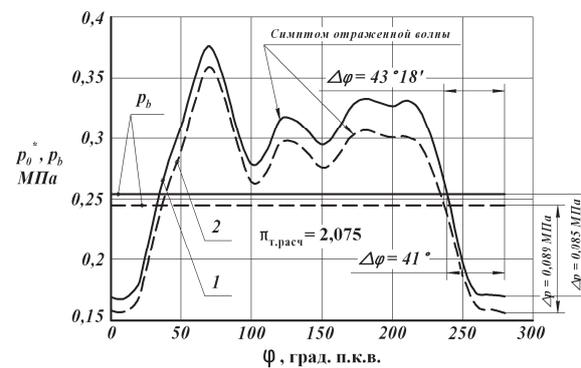
**Рис. 9.** Импульс давлений в выпускном трубопроводе  $p_0^*$  и давление наддува  $p_b$   $\pi_{т.расч}=1,698$ : 1 – турбина № 2; 2 – турбина № 2М

**Fig. 9.** Pressure pulse in outlet pipe  $p_0^*$  and boost pressure  $p_b$   $\pi_{т.расч}=1,698$ : 1 is turbine № 2; 2 is turbine № 2M



**Рис. 10.** Импульс давлений в выпускном трубопроводе  $p_0^*$  и давление наддува  $p_b$   $\pi_{т.расч}=1,887$ : 1 – турбина № 3; 2 – турбина № 3М

**Fig. 10.** Pressure pulse in outlet pipe  $p_0^*$  and boost pressure  $p_b$   $\pi_{т.расч}=1,887$ : 1 is turbine № 3; 2 is turbine № 3M



**Рис. 11.** Импульс давлений в выпускном трубопроводе  $p_0^*$  и давление наддува  $p_b$   $\pi_{т.расч}=2,075$ : 1 – турбина № 4; 2 – турбина № 4М

**Fig. 11.** Pressure pulse in outlet pipe  $p_0^*$  and boost pressure  $p_b$   $\pi_{т.расч}=2,075$ : 1 is turbine № 4; 2 is turbine № 4M

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=2,075$  (рис. 11). На рис. 11 приведены

диаграммы изменения давления во впускном  $p_b$  и выпускном трубопроводе  $p_0^*$  на входе в турбины № 4 и 4М на номинальном режиме. Располагаемая продолжительность продувки составила  $\Delta\varphi=41^\circ$  для турбины № 4 и  $\Delta\varphi=43^\circ 18'$  для турбины № 4М.

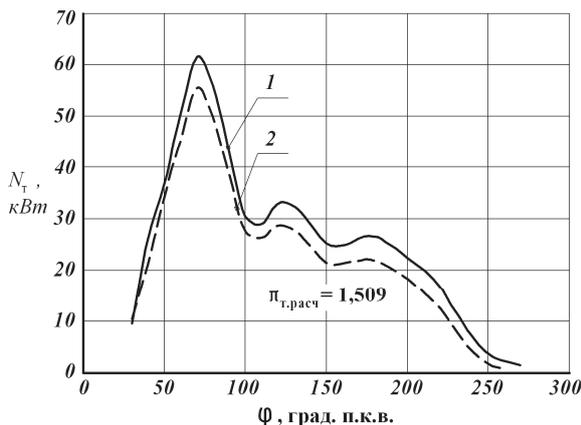
Как показали результаты расчета, уменьшение геометрических размеров на входе в турбину приводит к падению располагаемой продолжительности продувки  $\Delta\varphi$ , к росту давления в выпускном трубопроводе, кривая давления видоизменяется (рис. 10, рис. 11). Понижение давления после максимума происходит более полого, кривая растягивается и обозначается тенденция к образованию отраженной волны. Хорошо известно, что [5] такое изменение кривой давления является нежелательным, так как вызывает ухудшение продувки и наполнения цилиндров и увеличение удельного расхода топлива.

**Результаты реализации четвертого этапа.** В процессе проведения исследований четвертого этапа дана сравнительная оценка проектных решений проточной части на основании следующих критериев: коэффициента использования располагаемой энергии импульса  $\eta_{пу}$ , определенного по зависимости (1) (таблица), и эффективной мощности турбины  $N_{т,}$ , определенной по зависимости (2) (рис. 12–15).

**Таблица.** Результаты расчета коэффициента использования располагаемой энергии импульса

**Table.** Calculation data of the coefficient of available pulse energy use

№ турбины Turbine	1 ( $\pi_{т,расч}=1,509$ )	2 ( $\pi_{т,расч}=1,698$ )	3 ( $\pi_{т,расч}=1,887$ )	4 ( $\pi_{т,расч}=2,075$ )
$\eta_{пу}$	0,754	0,753	0,744	0,739
№ турбины Turbine	1М ( $\pi_{т,расч}=1,509$ )	2М ( $\pi_{т,расч}=1,698$ )	3М ( $\pi_{т,расч}=1,887$ )	4М ( $\pi_{т,расч}=2,075$ )
$\eta_{пу}$	0,722	0,76	0,765	0,771



**Рис. 12.** Эффективная мощность турбин  $\pi_{т,расч}=1,509$ : 1 – турбина № 1; 2 – турбина № 1М

**Fig. 12.** Effective capacity of turbines  $\pi_{т,расч}=1,509$ : 1 is turbine № 1; 2 is turbine № 1M

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т,расч}=1,509$  (рис. 12).

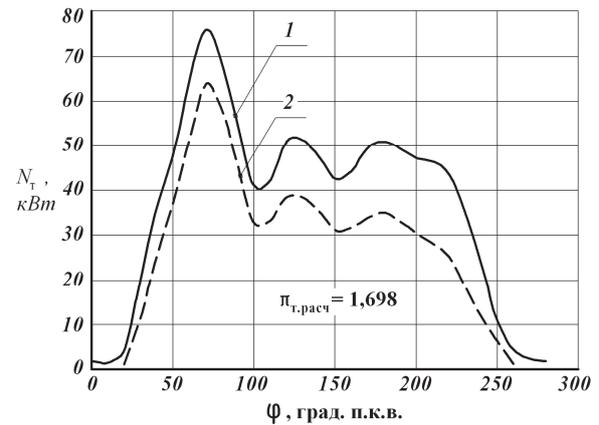
1) Во всем диапазоне изменения угла поворота колленчатого вала эффективная мощность турбины № 1 превышает эффективную мощность турбины № 1М (рис. 12).

2) Турбина № 1 эффективнее турбины № 1М (таблица).

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т,расч}=1,698$  (рис. 13).

1) Во всем диапазоне изменения угла поворота колленчатого вала эффективная мощность турбины № 2 превышает эффективную мощность турбины № 2М (рис. 13).

2) Турбина № 2М эффективнее турбины № 2 (таблица).



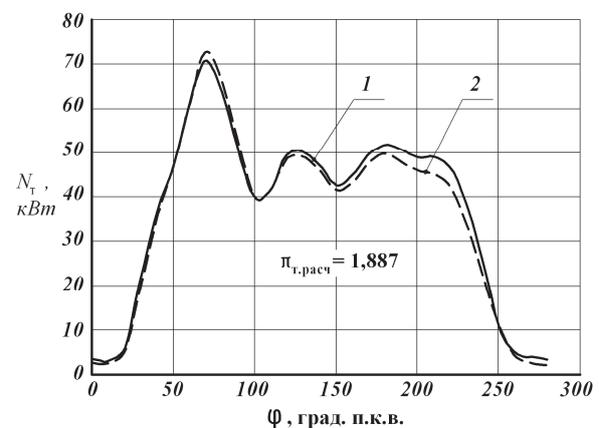
**Рис. 13.** Эффективная мощность турбин  $\pi_{т,расч}=1,698$ : 1 – турбина № 2; 2 – турбина № 2М

**Fig. 13.** Effective capacity of turbines  $\pi_{т,расч}=1,698$ : 1 is turbine № 2; 2 is turbine № 2M

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т,расч}=1,887$  (рис. 14).

1) Во всем диапазоне изменения угла поворота колленчатого вала турбина № 3 и турбина № 3М развивают примерно равную эффективную мощность (рис. 14).

2) Турбина № 3М эффективнее турбины № 3 (таблица).



**Рис. 14.** Эффективная мощность турбин  $\pi_{т,расч}=1,887$ : 1 – турбина № 3; 2 – турбина № 3М

**Fig. 14.** Effective capacity of turbines  $\pi_{т,расч}=1,887$ : 1 is turbine № 3; 2 is turbine № 3M

Для расчетных значений степени расширения газов  $\pi_{т.расч}=2,075$  (рис. 15).

1) Во всем диапазоне изменения угла поворота колесчатого вала турбина № 4 и турбина № 4М развивают примерно равную эффективную мощность (рис. 15).

2) Турбина № 4М эффективнее турбины № 4 (таблица).

Результаты расчета показали следующее:

1) Наибольшую располагаемую продолжительность продувки  $\Delta\varphi=97^\circ$  имеет турбина № 1М,  $\pi_{т.расч}=1,509$  (рис. 8), однако эта турбина имеет наименьший коэффициент использования располагаемой энергии импульса  $\eta_{тн}=0,722$  (таблица). Наибольший коэффициент использования располагаемой энергии импульса  $\eta_{тн}=0,771$  имеет турбина № 4М  $\pi_{т.расч}=2,075$  (таблица), однако эта турбина имеет ярко выраженный симптом отраженной волны и наименьшую располагаемую продолжительность продувки  $\Delta\varphi=43^\circ 18'$  (рис. 11).

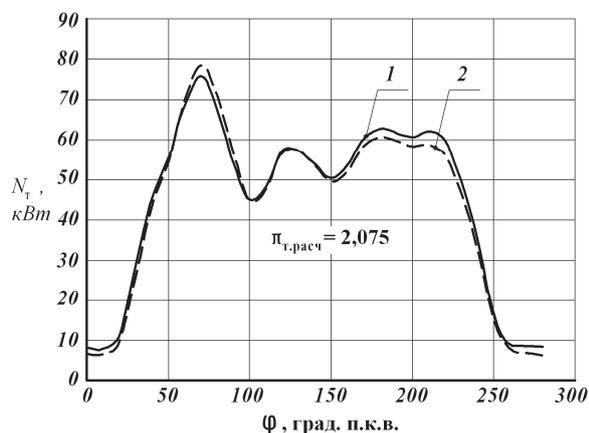


Рис. 15. Эффективная мощность турбин  $\pi_{т.расч}=2,075$ : 1 – турбина № 4; 2 – турбина № 4М

Fig. 15. Effective capacity of turbines  $\pi_{т.расч}=2,075$ : 1 is turbine № 4; 2 is turbine № 4М

2) Наибольшую эффективную мощность  $N_t$  развивают турбина № 4 и турбина № 4М  $\pi_{т.расч}=2,075$  (рис. 15), однако, как показали результаты расчета предыдущего этапа, эти турбины имеют ярко выраженный симптом отраженной волны и наименьшую располагаемую продолжительность продувки,  $\Delta\varphi=41^\circ$  и  $\Delta\varphi=43^\circ 18'$  (рис. 11). Поэтому геометрические параметры проточных частей этих турбин, а также параметры их расчетных режимов являются неприемлемыми для дальнейших исследований.

На основании проведенных расчетов компромиссным решением будет турбина № 2М  $\pi_{т.расч}=1,698$  с коэффициентом использования располагаемой энергии импульса  $\eta_{тн}=0,76$  (таблица), располагаемой продолжительностью продувки  $\Delta\varphi=69^\circ 30'$  (рис. 9).

#### Выводы

- 1) На основании проведенных исследований по оценке предварительных геометрических параметров и соответственно расчетному режиму выбор сделан на турбине № 2М, спроектированной с помощью метода Н. Мидзумати.
- 2) Турбины, спроектированные с помощью метода Н. Мидзумати, эффективнее турбин, спроектированных с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа, за исключением случая  $\pi_{т.расч}=1,509$  (таблица).
- 3) При работе в составе комбинированного двигателя турбины, спроектированные с помощью метода Н. Мидзумати, уступают по эффективной мощности турбинам, спроектированным с помощью метода неопределенных множителей Лагранжа для расчетных режимов  $\pi_{т.расч}=1,509$  и  $\pi_{т.расч}=1,698$  (рис. 12, 13). С уменьшением геометрических размеров на входе и выходе из рабочего колеса эффективная мощность турбины  $N_t$  растет (рис. 12–15).
- 4) Применение метода Н. Мидзумати на первом этапе комплексного метода расчета можно считать оправданным и рекомендовать его к применению в составе комплексного метода расчета при выборе геометрических параметров проточной части турбины, работающей в составе комбинированного двигателя.
- 5) Анализ полученных результатов показывает, что необходимо проведение дополнительных исследований, связанных с изучением структуры потока в проточной части радиально-осевой турбины, работающей в составе комбинированного двигателя. Для этого необходимо привлечение пространственных методов расчета турбины, которые позволяют на основе проведенных расчетов построить линии тока в проточной части, а также выявить отрывные зоны как обратный ток в идеальной жидкости.
- 6) Необходимо провести оптимизационные исследования с целью выяснения влияния по возможности наиболее значимых геометрических параметров радиально-осевой турбины.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Повышенный газотурбинный наддув дизелей семейства ЧН 15/18 / В.М. Рябовол, В.С. Соколов, В.Т. Бордуков, Ю.Т. Еремин, Ю.И. Ивашкин // Труды Центр. науч.-иссл. дизельного ин-та. – 1966. – Вып. 51. – С. 23–39.
2. Межеричкий А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971. – 191 с.
3. Скаженник А.М., Гринсберг Ф.Г., Головкин В.Ф. Повышение экономичности двигателя типа Д-70 на неноминальных режимах путем увеличения давления наддува // Двигатели внутреннего сгорания. – 1978. – Вып. 14. – С. 4–6.
4. Левкович С.Л., Шокотов Н.К., Кох Г.А. Влияние КПД турбокомпрессора на показатели четырехтактного двигателя с высоким газотурбинным наддувом при работе по тепловозной характеристике // Двигатели внутреннего сгорания. – 1972. – Вып. 15. – С. 86–94.
5. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. – М.: Машиностроение, 1964. – 248 с.
6. Лашко В.А., Пассар А.В. Проблемы проектирования проточной части центробежной турбины, работающей в составе импульсной системы наддува КДВС // Актуальные проблемы создания, проектирования и эксплуатации современных двигателей внутреннего сгорания: сб. науч. тр. / под ред. В.А. Лашко. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2004. – Вып. 3. – С. 119–125.
7. Лашко В.А., Пассар А.В. Метод проектирования проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя // Двигателестроение. – 2011. – № 3 (245). – С. 13–19.
8. Пассар А.В., Лашко В.А. Проектирование проточных частей радиально-осевой турбины работающей в условиях нестационарного потока. – Владивосток: Дальнаука, 2013. – 289 с.
9. Повышение технического уровня дизелей ряда ЧН 18/22 / А.И. Каминский, Г.А. Конкс, В.Ф. Мельников, Е.И. Поляков. – М.: Машиностроение, 1984. – 200 с.
10. Мурашев О.Д. Влияние объема выпускной системы на переходные процессы тепловозного двигателя // Тепловозы и тепловозные двигатели. Труды ХИИТ. – 1968. – Вып. 104. – С. 22–26.
11. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.
12. Рогалев Б.М., Смолин Ю.И. Эксплуатация и ремонт газотурбокомпрессоров судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1975. – 192 с.
13. Пассар А.В., Лашко В.А. Аналитический обзор пространственных методов расчета турбины // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2013. – № S9. – С. 13–24.
14. Сироткин Я.А. Расчет осесимметричного вихревого течения вязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах // Изв. АН СССР, ОТН. Механика и машиностроение. – 1963. – № 3. – С. 16–28.
15. Лашко В.А., Пассар А.В. Модель Я.А. Сироткина как инструмент для анализа геометрических параметров радиально-осевой турбины комбинированного двигателя // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 2008. – № 2. – С. 43–62.
16. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. – М.: Машгиз, 1958. – 351 с.
17. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. – М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
18. Пассар А.В., Лашко В.А. Аналитический обзор методов расчета турбины на среднем радиусе // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2013. – № S9. – С. 2–12.
19. Лашко В.А., Пассар А.В. Расчет потерь кинетической энергии в проточной части турбины как одна из проблем при реализации комплексного подхода // Вестник ТОГУ. – 2011. – № 1 (20). – С. 79–90.
20. Байков Б.П. Особенности расчета турбины, работающей на газах переменного давления // Труды ЦНИДИ. – 1955. – Вып. 28. – С. 68–87.
21. Лашко В.А., Пассар А.В. Оценка эффективности использования располагаемой энергии импульса как одна из проблем при реализации комплексного подхода // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2012. – № 4 (181). – С. 44–48.
22. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
23. Чумаков Ю.А. Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей. – М.: ИНФРА-М; Форум, 2012. – 448 с.
24. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.
25. Розенберг Г.Ш. Центробежные турбины судовых установок. – Л.: Судостроение, 1973. – 216 с.
26. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин. – М.: Машгиз, 1961. – 120 с.
27. Пассар А.В., Лашко В.А. Проектирование проточной части радиально-осевой турбины турбокомпрессора ТКР-14 с использованием теоретических положений профессора Н. Мидзумати // Вестник ТОГУ. – 2013. – № 4 (31). – С. 129–140.
28. Лашко В.А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – Владивосток: Дальнаука, 2009. – 449 с.
29. Лашко В.А. Проектирование проточных частей центробежной турбины комбинированного двигателя внутреннего сгорания. – Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2000. – 135 с.

Поступила 24.03.2015 г.

UDC 621.43

## NUMERICAL IMPLEMENTATION OF THE COMPLEX CALCULATION METHOD ON THE EXAMPLE OF THE TURBINE FLOWING PART IN TKR-11 TURBOCHARGER

**Andrey V. Passar,**

Computer center of Far East branch of the Russian Academy  
of Sciences, 65, Kim U Chen street, Khabarovsk, 680000, Russia.

E-mail: passar\_av@mail.ru

**Denis V. Timoshenko,**

Pacific State University, 136, Tikhookeanskaya street, Khabarovsk,  
680035, Russia. E-mail: kafdvs@rambler.ru

The relevance of the research is caused by the necessity to improve a turbine flowing part in turbocharger of the combined internal combustion engine.

**The main aim** of the research is to unite all positive parties of existing mathematical models and methods of calculation and design; to design a complex radially-axial turbine working in conditions of a non-stationary stream of pulse system of pressurization of the combined internal combustion engine.

**Methods of research:** a method of calculation of the turbine on average radius, optimization algorithm of Lagrange uncertain multipliers method, N. Midzumati method, a method of characteristics, a method of the Central research diesel institute.

**Results.** The paper introduces numerical implementation of a complex calculation method on an example of a flowing part of the radially-axial turbine in TKR-11 turbocharger working in structure of the combined engine. The authors compare the turbines, designed by Lagrange uncertain multipliers, with the turbines, designed by the method of N. Midzumati. The paper introduces the characteristics of the turbines in a stationary stream. Based on these characteristics it is shown that the turbines, which design was based on N. Midzumati method, are a little bit more effective than the turbines designed by the Lagrange multipliers method, but they are behind the latter in the effective power. The paper introduces the characteristics of the turbines in a non-stationary stream of the combined engine. Based on these characteristics it is shown, that the turbines, designed by the method of N. Midzumati, are more effective than the turbines, designed by the Lagrange multipliers method. When operating in the structure of the combined engine, the turbines, designed by the method of N. Midzumati, are behind the turbines, designed by the Lagrange uncertain multipliers method, in the effective power. As a result of numerical implementation of the complex calculation method the authors obtained the geometrical analogue of the turbine flowing part in TKR-11 turbocharger. When operating in the structure of the complex engine it allows using effectively non-stationary stream from a piston part and decreasing the specific charge of fuel.

### Key words:

Complex method of calculation, degree of radiality, degree of reactance, factor of pressure, turbine characteristics, flowing part, radially-axial turbine.

### REFERENCES

- Ryabovol V.M., Sokolov V.S., Bordukov V.T., Eremin Yu.T., Ivashkin Yu.I. Povyshenny gazoturbiny nadduv dizeley semeystva CHN 15/18 [Raised gas turbine pressurization of diesel engines of family CHN 15/18]. *Trudy Tsentralnogo nauchno-issledovatel'skogo dizelnogo instituta*, 1966, Iss. 51, pp. 23–39.
- Mezheritskiy A.D. *Turbokompressory sudovykh dizeley* [Turbocharger of ship diesel engines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1971. 191 p.
- Skazhenik A.M., Grinsberg F.G., Golovko V.F. Povyshenie ekonomichnosti dvigatelya tipa D-70 na nenominalnykh rezhimakh putem uvelicheniya davleniya nadduva [Increasing the profitability of the D-70 type engine on not nominal modes by rising pressurization pressure]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 1978, Iss. 14, pp. 4–6.
- Levkovich S.L., Shokotov N.K., Kokh G.A. Vliyanie KPD turbokompressora na pokazateli chetyrekhstaktnogo dvigatelya s vysokim gazoturbinnym nadduvom pri rabote po teplovoznoy kharakteristike [Influence of turbocharger efficiency on parameters of the four-cycle engine with high gasturbine pressurization at operation under the diesel characteristic]. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 1972, Iss. 15, pp. 86–94.
- Simson A.E. *Gazoturbiny nadduv dizeley* [Gasturbine pressurization of diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 248 p.
- Lashko V.A., Passar A.V. Problemy proektirovaniya protochnoy chasti tsentrostremitel'noy turbiny, rabotayushchey v sostave impulsnoy sistemy nadduva KDVS [Problems of designing a flowing part of the centripetal turbine working in the structure of pressurization pulse system KDVS]. *Aktualnye problemy sozdaniya, proektirovaniya i ekspluatatsii sovremennykh dvigateley vnutrennego sgoraniya: sbornik nauchnykh trudov*. Ed. by V.A. Lashko. Khabarovsk, Khabarovsk State Technical University Press, 2004. Iss. 3, pp. 119–125.
- Lashko V.A., Passar A.V. Metod proektirovaniya protochnoy chasti radialno-osevoy turbiny kombinirovannogo dvigatelya [Method of designing a flowing part of the radially-axial turbine of the combined engine]. *Dvigatelistroenie*, 2011, no. 3 (245), pp. 13–19.
- Passar A.V., Lashko V.A. *Proektirovanie protochnykh chastey radialno-osevoy turbiny, rabotayushchey v usloviyakh nestatsionarnogo potoka* [Designing flowing parts of the radially-axial turbine working in conditions of a non-stationary stream]. Vladivostok, Dalnauka Publ., 2013. 289 p.
- Kaminskiy A.I., Konks G.A., Melnikov V.F., Polyakov E.I. Povyshenie tekhnicheskogo urovnya dizeley ryada CHN 18/22 [Increase of a technological level of ChN 18/22diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 200 p.
- Murashev O.D. Vliyanie obema vypusknoy sistemy na perekhodnye protsessy teplovoznogo dvigatelya [Influence of final system volume on transients of a diesel engine]. *Teplovozy i teplovoznaya dvigateli. Trudy HIIT*, 1968, Iss. 104, pp. 22–26.
- Khanin N.S., Aboltin E.V., Lyamtsev B.F. *Avtomobilnye dvigateli s turbonadduvom* [Automobile engines with a turbo-supercharging]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 336 p.

12. Rogalev B.M., Smolin Yu.I. *Ekspluatatsiya i remont gazoturbonagnetateley sudovykh dizeley* [Operation and repair of turbocharger ship diesel engines]. Moscow, Transport Publ., 1975. 192 p.
13. Passar A.V., Lashko V.A. Analiticheskiy obzor prostranstvennykh metodov rascheta turbiny [The state-of-the-art review of spatial methods of calculating turbines]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2013, no. S9, pp. 13–24.
14. Sirotkin Ya.A. Raschet osesimmetrichnogo vikhrevogo techeniya nevyazkoy szhimaemoy zhidkosti v radialnykh turbomashinakh [Calculation of axis-symmetry vortical current of nonviscous compressed liquid in radial turbomachines]. *Izv. AN SSSR, OTN, Mekhanika i mashinostroenie*, 1963, no. 3, pp. 16–28.
15. Lashko V.A., Passar A.V. Model Ya.A. Sirotkina kak instrumentariy dlya analiza geometricheskikh parametrov radialno-osevoy turbiny kombinirovannogo dvigatelya [Ya.A. Sirotkin model as toolkit for analyzing geometrical parameters of radially-axial turbine of the combined engine]. *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie*, 2008, no. 2, pp. 43–62.
16. Stepanov G.Yu. *Osnovy teorii lopatochnykh mashin, kombinirovannykh i gazoturbinnnykh dvigateley* [Bases of the theory of blade machines, combined and gas turbine engines]. Moscow, Mashgiz Publ., 1958. 351 p.
17. Sherstyuk A.N., Zaryankin A.E. *Radialno-osevye turbiny maloy moshchnosti* [Low capacity radially-axial turbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p.
18. Passar A.V., Lashko V.A. Analiticheskiy obzor metodov rascheta turbiny na srednem radiuse [The state-of-the-art review of methods for calculating turbine on average radius]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2013, no. S9, pp. 2–12.
19. Lashko V.A., Passar A.V. Raschet poter kineticheskoy energii v protochnoy chasti turbiny kak odna iz problem pri realizatsii kompleksnogo podkhoda [Calculation of kinetic energy losses in a turbine flowing part as one of the problems when implementing the complex approach]. *Vestnik TOGU*, 2011, no. 1 (20), pp. 79–90.
20. Baykov B.P. Osobennosti rascheta turbiny, rabotayushchey na gazakh peremennogo davleniya [Features of calculation of the turbine operating on gases of variable pressure]. *Trudy TSNIDI*, 1955, Iss. 28, pp. 68–87.
21. Lashko V.A., Passar A.V. Otsenka effektivnosti ispolzovaniya raspolagaemoy energii impulsa kak odna iz problem pri realizatsii kompleksnogo podkhoda [Estimation of efficiency of using pulse available energy as one of the problems when implementing the complex approach]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal s prilozheniem*, 2012, no. 4 (181), pp. 44–48.
22. Holshechnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aviation blades machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 432 p.
23. Chumakov Yu.A. *Teoriya i raschet transportnykh gazoturbinnnykh dvigateley* [Theory and calculation of transport gas turbine engines]. Moscow, INFRA-M; Forum Publ., 2012. 448 p.
24. Mitrokhin V.T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitelnoy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh* [Choice of parameters and calculation of centripetal turbine on stationary and transitive modes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 228 p.
25. Rozenberg G.Sh. *Tsentrostremitelnye turbiny sudovykh ustanovok* [Centripetal turbines of ship installations]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1973. 216 p.
26. Midzumati N. *Issledovanie radialnykh gazovykh turbin* [Research of radial gas turbines]. Moscow, Mashgiz Publ., 1961. 120 p.
27. Passar A.V., Lashko V.A. Proektirovanie protochnoy chasti radialno-osevoy turbiny turbokompressora TKR-14 s ispolzovaniem teoreticheskikh polozheniy professora N. Midzumati [Designing a flowing part of the radially-axial turbine in turbocharger TKR-14 using the theoretical positions of professor N. Midzumati]. *Vestnik TOGU*, 2013, no. 4 (31), pp. 129–140.
28. Lashko V.A. *Ispolzovanie fundamentalnoy teorii upravleniya v praktike proektirovaniya protochnykh chastey kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Use of fundamental theory of management in practice of designing flowing parts of the combined internal combustion engines]. Vladivostok, Dalnauka Publ., 2009. 449 p.
29. Lashko V.A. *Proektirovanie protochnykh chastey tsentrostremitelnoy turbiny kombinirovannogo dvigatelya vnutrennego sgoraniya* [Designing flowing parts of the centripetal turbine of the combined internal combustion engine]. Khabarovsk, Khabarovsk State technical University Press, 2000. 135 p.

Received: 24 March 2015.