



УДК 621.43

© В. А. Лашко, А. В. Пассар, 2011

## ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ РАДИАЛЬНОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ<sup>1</sup>

*Лашко В. А.* – д-р техн. наук, проф. кафедры «Двигатели внутреннего сгорания», тел. (4212) 37-52-17 (ТОГУ); *Пассар А. В.* – канд. техн. наук, доц. кафедры «Теоретическая механика», тел. 8-914-204-30-58 (ДВГУПС)

В настоящей работе показано влияние степени радиальности на характеристики радиально-осевой турбины, работающей в условиях нестационарного потока импульсной системы наддува комбинированного двигателя. Все расчетные исследования проводятся на базе предложенного ранее авторами комплексного подхода, объединяющего положительные стороны существующих математических моделей и методов расчета и проектирования турбины.

In the present work influence of a degree of radiality on characteristics of the radially-axial turbine working under conditions of a non-stationary stream of pulse system of pressurization of the combined engine is shown. All predictions are conducted using the complex approach proposed earlier by authors that combine the positive aspects of both mathematical models now in use and methods of calculation and design of the turbine.

*Ключевые слова:* комплексный подход, степень радиальности, коэффициент напора, характеристики турбины, одномерное квазистационарное приближение, проточная часть, радиально-осевая турбина.

Выбор степени радиальности является ответственным этапом, так как этот параметр влияет на величину кориолисовых сил и отрыв потока от внутренней стенки меридионального обвода. При отрыве потока невозможно обеспечить расход газа, требуемый двигателю, через турбину. Согласно рекомендациям работ [1–3], величина этого параметра для радиально-осевых турбин принимается из диапазона  $\mu = 0,3 - 0,6$ . В работе [4] рекомендуемая оптимальная величина  $\mu = 0,5 - 0,55$ . Поэтому было принято решение провести дополнительные расчетные исследования по влиянию степени ради-

<sup>1</sup> Работа выполнена в рамках Государственного контракта № П618.

альности на характеристики радиально-осевой турбины. Для этой цели из рекомендуемого диапазона изменения степени радиальности были приняты следующие ее значения: турбина № 1:  $\mu = 0,4$ ; турбина № 2:  $\mu = 0,52$ ; турбина № 3:  $\mu = 0,6$ . Угол выхода потока из направляющего аппарата был принят для всех ступеней  $\alpha_1 = 15^\circ$ . Угол выхода потока из рабочего колеса был принят для всех ступеней  $\beta_2 = 32^\circ$ . Степень реактивности ступени во всех расчетах была принята  $\rho = 0,45$ . 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  $\psi = 0,9$ .

Расчетные исследования проточных частей были проведены с использованием предложенного ранее [5, 6] метода проектирования проточных частей радиально-осевой турбины комбинированного двигателя, который состоит из четырех этапов.

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

*Второй этап* комплексного подхода 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, выполняется расчет характеристик турбины:  $\eta_m = f(\bar{H}_m)$  и  $G_m = f(\bar{H}_m)$ . Проверка адекватности предложенной модели осуществлялась путем сравнения заводских характеристик, полученных экспериментально, с расчетными характеристиками.

*Третий этап* комплексного подхода заключается в расчете импульсов давлений  $p = f(\varphi)$  и температур  $T = f(\varphi)$  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. На этом этапе для проведения расчетов использовался программный комплекс, разработанный на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета под руководством профессора А. И. Каминского.

*Четвертый этап* комплексного подхода 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 ЦНИДИ. В качестве исходной информации на этом этапе используются диаграммы изменения давления и температуры выпускных газов перед турбиной, полученные расчетным путем на предыдущем этапе, а также характеристики турбины, полученные расчетным путем на втором этапе. Выполнив расчет различных



конструктивных вариантов турбины, определяем максимальное значение интегрального КПД срабатывания импульса  $\eta_{mi}$ , максимальное значение мощности

турбины  $N_m = \int_0^{\tau} H_m G_m \eta_m d\tau$  и соответствующие этим значениям проточные

части турбины.

Дальнейшие расчетные исследования проводились в соответствии с содержанием этапов комплексного подхода. Для проведения расчетов использовалась программа, составленная на встроенном языке программирования математического пакета прикладных программ MATLAB [7, 8].

Для определения потерь кинетической энергии газодинамического потока использовалась методика расчета, предложенная авторами работ [9, 10].

*Результаты реализации первого этапа.* В результате проведенного расчета были построены проточные части рабочих колес с принятыми значениями степени радиальности. Построение внешней и внутренней линий меридионального обвода производилось по рекомендациям работы [4]. Результаты построения приведены на рис. 1.

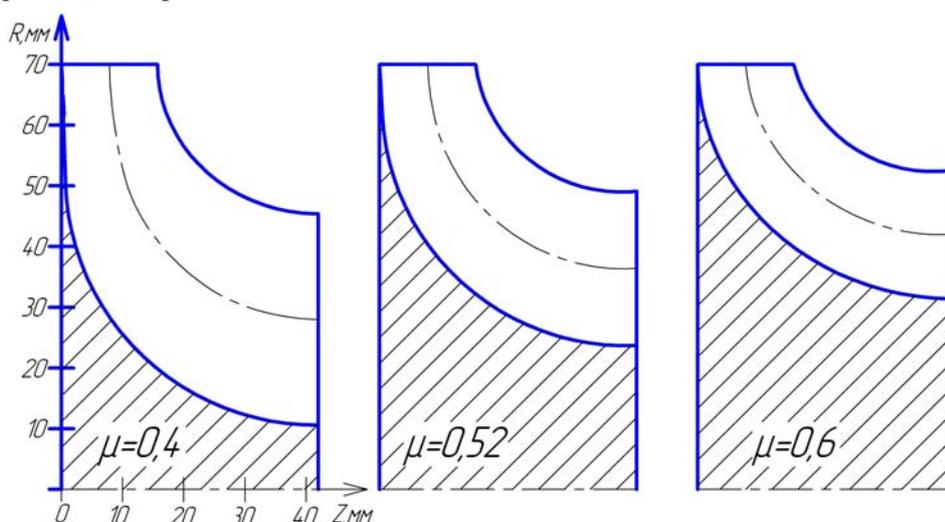


Рис. 1. Построение обводов проточной части рабочего колеса турбины ТКР-14С-26:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

Геометрические характеристики рабочих колес, полученных на первом этапе, приведены в таблице. Результаты расчетов показали, что с увеличением степени радиальности  $\mu$  уменьшаются: площадь сечения на выходе из рабочего колеса  $F_2$  и степень конфузорности канала  $K$ .

*Результаты реализации второго этапа.* Результаты расчетов характеристик турбины показаны на рис. 2.

Таблица

Геометрические характеристики рабочих колес при изменении степени радиальности

Параметры	Турбина № 1 $\mu = 0,4$	Турбина № 2 $\mu = 0,52$	Турбина № 3 $\mu = 0,6$
$F_1 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2$	3,45	3,45	3,45
$F_2 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2$	3,061	2,909	2,801
Конфузорность, $K$	0,887	0,843	0,812

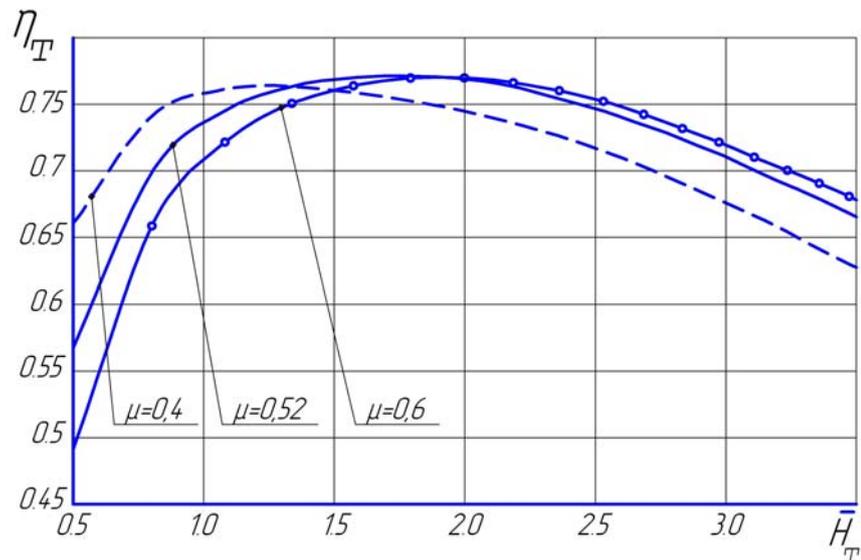


Рис. 2. Расчетные характеристики турбины ТКР-14С-26:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

1. В диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_T = 0,5 \div 1,34$  наиболее эффективной является турбина со степенью радиальности  $\mu = 0,4$ .
2. В диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_T = 1,34 \div 1,9$  наиболее эффективной является турбина со степенью радиальности  $\mu = 0,52$ .
3. В диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_T = 2,0 \div 3,5$  наиболее эффективной является турбина со степенью радиальности  $\mu = 0,6$ . Незначительно, порядка 1 % отстает от нее турбина со степенью радиальности  $\mu = 0,52$ .



С уменьшением степени радиальности  $\mu$  во всем диапазоне изменения коэффициента напора возрастает доля теплоперепада, срабатываемого в рабочем колесе (рис. 3), а также возрастают потери в колесе (рис. 4).

Увеличение степени радиальности от  $\mu = 0,4$  до  $\mu = 0,6$  приводит к увеличению потерь с выходной скоростью в диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_T = 0,5 \div 1,83$ , рис. 5. При работе на больших теплоперепадах, диапазоне изменения коэффициента напора  $\bar{H}_T = 1,83 \div 3,5$ , уменьшение степени радиальности приводит к возрастанию выходных потерь.

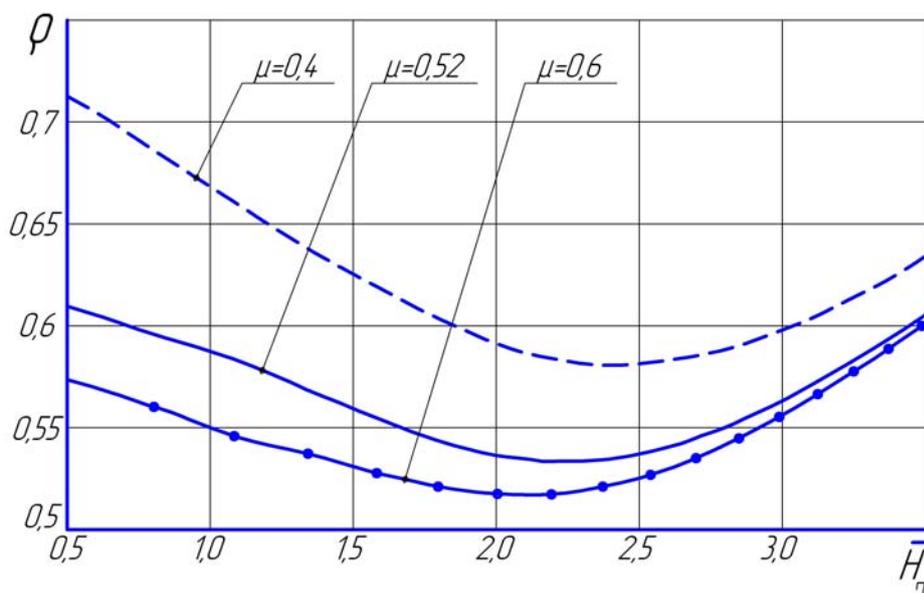


Рис. 3. Изменение степени реактивности:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

Во всем диапазоне изменения коэффициента напора увеличение степени радиальности от  $\mu = 0,4$  до  $\mu = 0,6$  привело к незначительному увеличению (порядка 1 %) расхода газов через турбину  $G_m$ . Если рассмотреть рис. 4, то по мощности они заметно отличаются.

Таким образом, при проектировании проточной части турбины для работы на малых теплоперепадах  $\bar{H}_T = 0,5 \div 1,34$ , следует ориентироваться на меньшие значения степени радиальности. При проектировании турбины для работы турбины на больших значениях теплоперепада  $\bar{H}_T = 2,0 \div 3,5$  следует ориентироваться на большие значения степени радиальности.

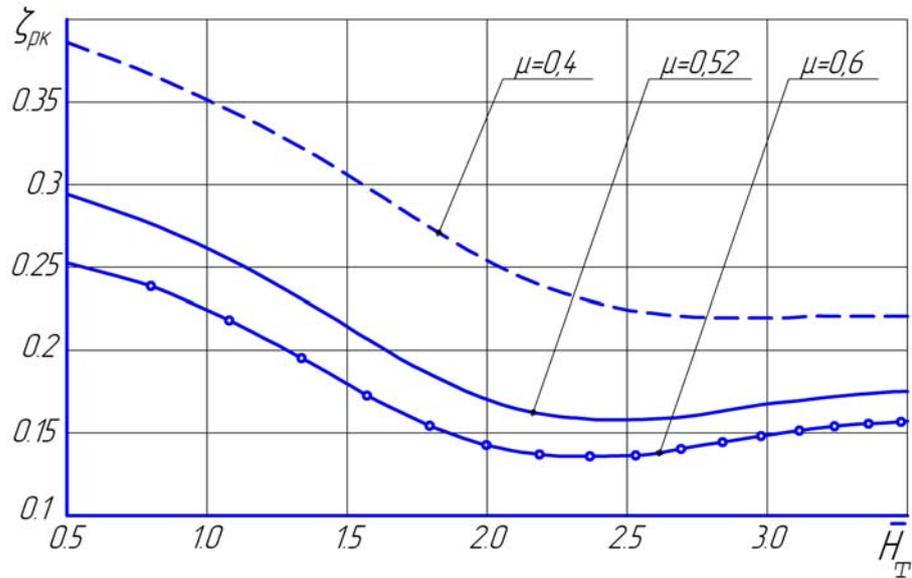


Рис. 4. Изменение потерь в рабочем колесе:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

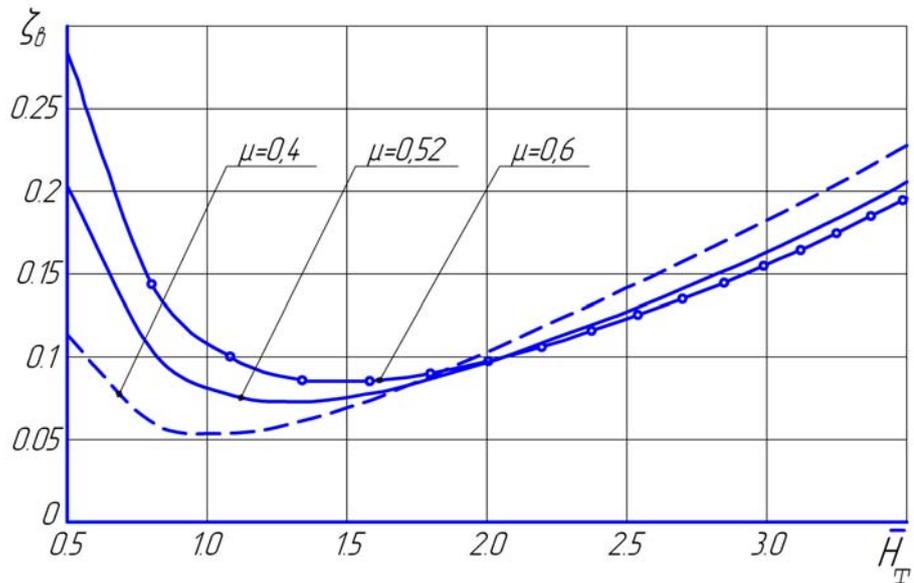


Рис. 5. Изменение потерь с выходной скоростью:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

*Результаты реализации третьего этапа.* Результаты расчетов показали, что импульс давления на входе в турбину практически не изменился (рис. 6).



Это можно объяснить следующим образом. Изменение степени радиальности приводит к изменению площади сечения на выходе из рабочего колеса  $F_2$ , однако на формирование импульса в большей степени влияет площадь сечения на выходе из соплового аппарата.

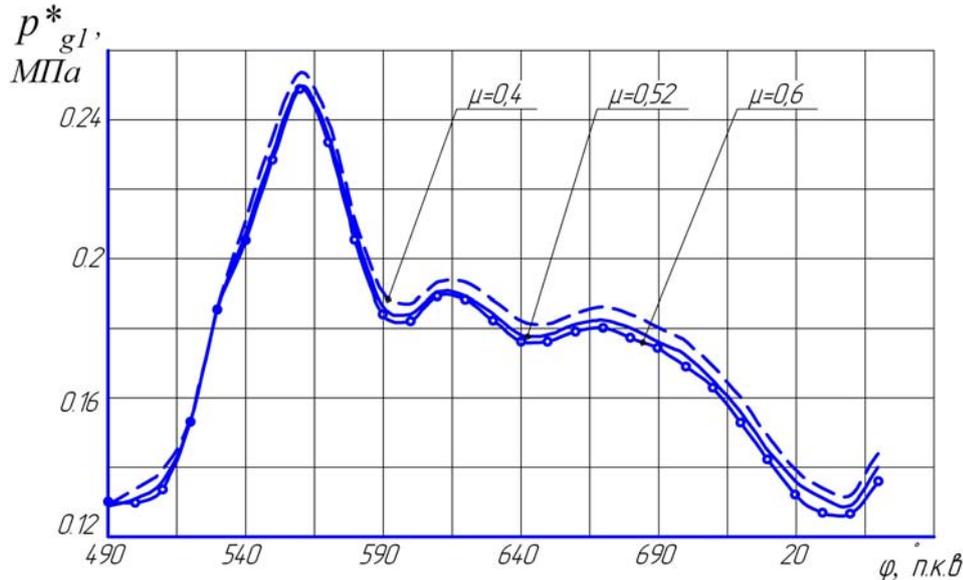


Рис. 6. Импульс давления в выпускном трубопроводе перед турбиной двигателя 6ЧН 18/22:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

*Результаты реализации четвертого этапа.* На данном этапе сравнительная оценка проектных решений проточной части производилась на основании следующих критериев: коэффициента использования располагаемой энергии импульса  $\eta_{mi}$  в зависимости от относительного располагаемого теплоперепада  $H_{тр}/H_{tmax}$  (рис. 7); эффективной мощности турбины  $N_m$  (рис. 8).

Результаты расчетов показали следующее:

1. В диапазоне изменения относительного располагаемого теплоперепада  $H_{тр}/H_{tmax} = 0,45 \div 0,6$  наиболее эффективной является турбина № 1, так как развивает больший по сравнению с остальными коэффициент использования располагаемой энергии импульса  $\eta_{mi}$  (рис. 7). Второе место по эффективности в этом диапазоне изменения  $H_{тр}/H_{tmax}$  занимает турбина № 2. Разница эффективности  $\Delta\eta_{mi}$  между турбинами № 1 и № 2 на протяжении всего диапазона изменения  $H_{тр}/H_{tmax}$  уменьшается, и в точке  $H_{тр}/H_{tmax} = 0,6$  турбины эквивалентны по критерию эффективности  $\eta_{mi}$ .

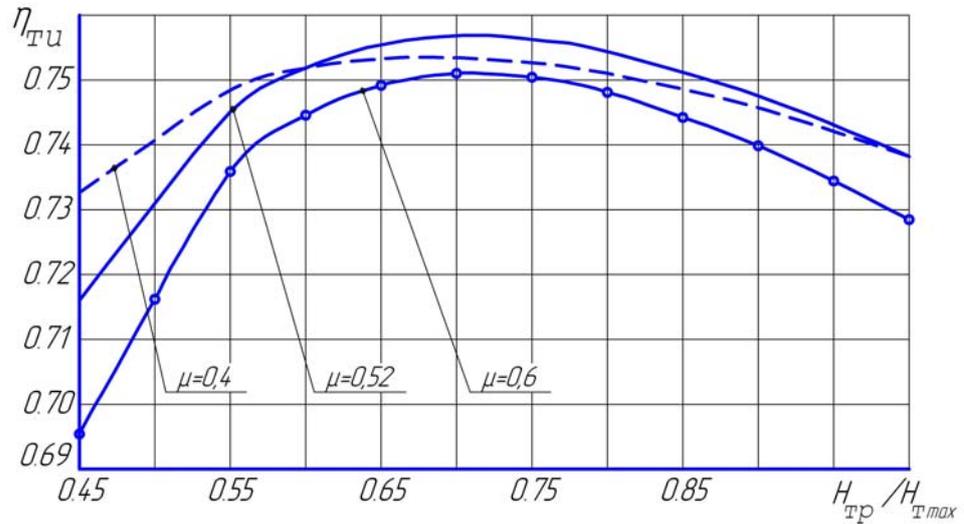


Рис. 7. Изменение эффективности использования импульса в зависимости от относительного располагаемого теплоперепада:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

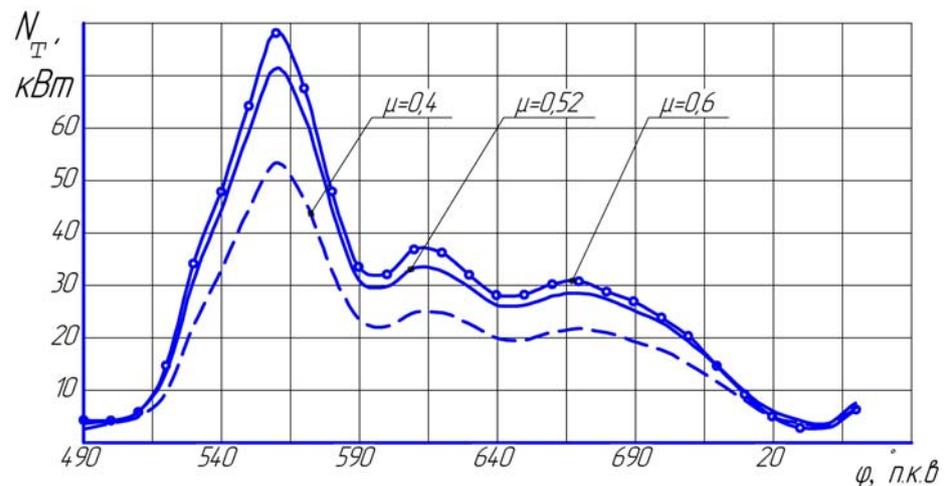


Рис. 8. Изменение мощности турбины по углу поворота коленвала в точках максимального значения коэффициента использования импульса:  $\mu = 0,4$  – ступень № 1;  $\mu = 0,52$  – ступень № 2;  $\mu = 0,6$  – ступень № 3

Следовательно, при проектировании турбины для работы на малых значениях коэффициента напора  $\bar{H}_m$  с точки зрения коэффициента использования импульса  $\eta_{mi}$  следует ориентироваться на меньшие значения степени радиальности  $\mu \approx 0,4$  из диапазона, рекомендуемого в работах [1–4].



2. В диапазоне изменения относительного располагаемого теплоперепада  $H_{тр} / H_{тmax} = 0,6 \div 1$  наилучшей с точки зрения использования располагаемой энергии является турбина № 2. Разница эффективности  $\Delta\eta_{mi}$  между турбинами № 2 и № 1 в диапазоне  $H_{тр} / H_{тmax} = 0,6 \div 0,75$  нарастает. Начиная от  $H_{тр} / H_{тmax} = 0,75$ ,  $\Delta\eta_{mi}$  уменьшается, и при  $H_{тр} / H_{тmax} = 1$  становится равным нулю.

3. С точки зрения критерия эффективной мощности турбины  $N_m$ , наилучшей является турбина № 3 со степенью радиальности  $\mu = 0,6$  (рис. 8). Незначительно от нее отстает турбина № 2.

На основании вышеизложенного принимаем для проведения дальнейших оптимизационных расчетов турбину № 2 со степенью радиальности  $\mu = 0,52$ . Эта турбина выходит на компромиссный вариант между коэффициентом использования располагаемой энергии  $\eta_{mi}$  и эффективной мощностью турбины  $N_m$ . Однако окончательные выводы и рекомендации по выбору степени радиальности можно будет сделать только после расчетных исследований структуры потока в проточной части. Для этого необходимо привлечение пространственных методов расчета турбины [11–14], которые позволяют на основе проведенных расчетов построить линии тока в проточной части, а также выявить отрывные зоны как обратный ток в идеальной жидкости. И провести исследования по влиянию формы меридионального обвода на эффективность проточной части турбины турбокомпрессора, работающего в составе комбинированного двигателя.

### Библиографические ссылки

1. Митрохин В. Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1974.
2. Розенберг Г. Ш. Центростремительные турбины судовых установок / Г. Ш. Розенберг. – Л.: Судостроение, 1973.
3. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / Г. Ю. Степанов. – М.: Машгиз, 1958.
4. Шерстюк А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А. Н. Шерстюк, А. Е. Зарянкин. – М.: Машиностроение, 1976.
5. Лашко В. А. Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей / В. А. Лашко, А. В. Пассар // Математическое моделирование: Сб. науч. тр. НИИКТ. – Хабаровск, 2000.
6. Лашко В. А. Численная реализация комплексного подхода к проектированию проточной части турбины, работающей в составе КДВС / В. А. Лашко, А. В. Пассар // Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Мат-лы международной научно-технической конференции «Двигатели – 2002». – Хабаровск, 2002.



7. *Ануфриев И. Е.* MATLAB 7 / И. Е. Ануфриев, А. Б. Смирнов, Е. Н. Смирнова. – СПб(б): БХВ-Петербург, 2005.
8. *Джон Г. Мэтьюз* Численные методы. Использование MATLAB / Г. Мэтьюз Джон, Д. Финк. Куртис. – 3-е изд. – Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001.
9. *Афанасьева Н. Н.* Аэродинамические характеристики тепловых турбин / Н. Н. Афанасьева, В. Н. Бусурин, И. Г. Гоголев и др. / Под ред. В. А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980.
10. *Чехранов С. В.* Методика расчета потерь кинетической энергии в сопловых и рабочих решетках при моделировании переменных режимов центростремительных мрт / С. В. Чехранов, Р. Р. Симашов, Ю. Л. Куликов, И. Н. Ханькович // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона: Мат-лы Международной научно-технической конференции «Двигатели – 2005» / Под ред. В. А. Лашко. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского государственного университета, 2005.
11. *Дорфман Л. А.* Численное решение на ЭЦВМ задач осредненного осесимметричного потока в турбомашинах / Л. А. Дорфман, А. З. Серазетдинов // Энергомашиностроение. – № 7. – 1969.
12. *Дорфман Л. А.* Численные методы в газодинамике турбомашин / Л. А. Дорфман. – Л.: Изд-во «Энергия», 1974.
13. *Шабаров А. Б.* К вопросу профилирования рабочего колеса центростремительной турбины / А. Б. Шабаров, В. В. Тарасов // Известия вузов. – Машиностроение. – № 1. – 1982.
14. *Сироткин Я. А.* Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах / Я. А. Сироткин // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение. – № 3. – 1963.