

П. В. Кашеева

## О ВЫБОРЕ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГТД

Рассмотрен аналитический метод выбора определяющих параметров, назначаемых на начальной стадии проектирования многоступенчатой неохлаждаемой газовой турбины. Метод основан на использовании количественных зависимостей оптимальных параметров, дающих необходимые в процессе проектирования представления о закономерностях изменения КПД от определяющих параметров в конкретных условиях проектируемого объекта. *Газотурбинные двигатели; турбины низкого давления; оптимизация; выбор параметров*

Выбор определяющих параметров турбины ГТД осуществляется на этапе одномерного газодинамического расчета и представляет собой начальную стадию многодисциплинарного многоуровневого итерационного процесса проектирования. Для газодинамического расчета многоступенчатой турбины необходимо задаться рядом определяющих параметров, от правильного выбора которых зависят газодинамические потери в турбине и ее КПД. Необходимо определить оптимальное количество ступеней и распределить теплоперепады между ступенями, назначить степени реактивности, выбрать форму проточной части при соблюдении всех заданных ограничений. От эффективности решения этих задач зависит степень совершенства турбины, поэтому особенно важно не сделать на этом этапе ошибки.

На практике задача решается методом вариантов расчетов для конкретных условий проектируемого объекта, базирующемся на рекомендациях по выбору параметров и личном опыте проектировщика. В этом случае результат выбора становится зависимым от квалификации проектировщика и носит субъективный характер. К тому же при переборе ограниченного числа вариантов остается сомнение в том, что выбран действительно наилучший вариант решения. Автоматизация процесса проектирования и развитие методов оптимизации способствовали попытке внедрения процедуры оптимизации на всех этапах проектирования турбины. Использование метода численной оптимизации, работающей непосредственно с математической моделью, позволяет определить точные значения оптимальных параметров, обеспечивающие экстремум функции КПД турбины при задан-

ных ограничениях. Такой подход мог бы существенно повысить эффективность и сократить сроки проектирования, однако не получил широкого применения на практике вследствие трудностей, связанных с корректной постановкой задачи, определением ограничений и нереализуемыми полученными решениями.

Представляется, что эффективность проектирования может быть существенно повышена, если выбор определяющих параметров многоступенчатой турбины проводить аналитическим методом, основанном на использовании количественных универсальных зависимостей изменения КПД от назначаемых параметров в конкретных условиях проектируемой турбины.

Для достижения этой цели использовалась математическая модель одномерного газодинамического расчета многоступенчатой дозвуковой неохлаждаемой турбины, в которой исходные параметры представляются в безразмерном виде. Такое представление исходных данных позволило получить универсальные зависимости, применимые к турбинам с различными исходными данными. Достоверность такой методики во многом зависит от совпадения истинных и принятых в расчете потерь в проточной части. В этой связи проанализированы результаты выполненных разными авторами исследований профильных и вторичных потерь и потерь в радиальном зазоре. На основе результатов анализа и полученных статистических данных по геометрическим параметрам проточной части сделаны эмпирические и полуэмпирические обобщения, которые составляют основу универсальной методики расчета потерь. Математическая модель расчета также учитывает особенности преобразования энергии в диагональных ступенях турбины, обусловленные инерционными силами, порождаемыми кориолисовым

ускорением. Этот важнейший компонент разработанной математической модели турбины прошел проверку путем численного моделирования вязкого потока и сопоставления с экспериментальными данными о профильных потерях в турбинных решетках.

Алгоритм расчета турбины состоит из основных элементов, описанных в работе [1]. Задаются следующие исходные параметры: число ступеней  $z$ , степень понижения полного давления в турбине  $\pi_T^*$ , параметр газодинамической нагруженности  $Y = \sqrt{\sum u_i^2} / c_{ад}$  ( $u_i$  – окружная скорость на среднем диаметре  $i$ -й ступени,  $c_{ад}$  – условная адиабатическая скорость многоступенчатой турбины), приведенная скорость и углы потока в абсолютном движении на входе и выходе из турбины – соответственно  $\lambda_0$ ,  $\alpha_0$  и  $\lambda_T$ ,  $\alpha_T$ , доли адиабатного теплоперепада, срабатываемого в ступенях  $\bar{H}_{ад i} = H_{ад i} / H_{ад T}$ , степени реактивности ступеней  $\rho_i$ , отношения среднего диаметра к высоте лопаток последней ступени  $(D/h)_T$ , отношение средних радиусов на выходе и входе в турбину  $r_T / r_0$ , относительные величины радиального зазора  $\bar{\delta}_{рз i} = (\delta_{рз} / h)_i$ , число Re на входе в турбину, коэффициент расхода радиального зазора  $\mu_{рз}$  и показатель адиабаты  $k$ .

Параметр относительного расхода газа для  $j$ -го венца:

$$\bar{G}_j = \frac{\lambda_j \Pi(\lambda_j)}{\tau(\lambda_j)} \sin(\alpha_j) = \frac{G \sqrt{T_j^*}}{p_j^*} \sqrt{\frac{k+1}{2k}} R \frac{1}{F_{ax j}},$$

обобщает параметры состояния газа.

Раскрытие проточной части определяется изменением аксиальной площади:

$$\frac{F_{ax T}}{F_{ax 0}} = \frac{\bar{G}_0}{GT} \pi_T^{* \frac{n_T+1}{2n_T}},$$

где  $n_T$  – показатель политропы процесса расширения газа в ступени находится методом последовательных приближений по формуле [2]:

$$\frac{1}{n_T} = 1 + \frac{\ln \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{* \frac{k-1}{k}}} \right) \eta_T^* \right]}{\ln \pi_T^*}.$$

Форма проточной части определяется из условия равномерного приращения аксиальной площади по венцам:

$$\frac{F_{ax j}}{F_{ax 0}} = 1 + \left( \frac{F_{ax T}}{F_{ax 0}} - 1 \right) \cdot j / 2z$$

и изменением радиальности  $r_i + 1 / r_i$  в соответствии со среднестатистическими данными и всегда удовлетворяет условию ее плавности.

Используемые зависимости для расчета газодинамических потерь в решетках, описаны в работе [3]. Для определения мощностного КПД турбины по параметрам торможения с учетом возврата тепла использовалась формула, полученная в работе [2]:

$$\eta_T^* = \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{* \frac{k-1}{k}}} \right)^{-1} \times \left\{ \eta_T^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{* \frac{k-1}{k}}} \right) \prod_{n=0}^{i-1} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{* \frac{k-1}{k}}} \right) \eta_n^* \right] \right\}.$$

Мощностной коэффициент полезного действия турбины вычислялся по формуле [2]:

$$\eta_{иТ} = \frac{\eta_T^* \left[ 1 - (\pi_T^*)^{\frac{1-k}{k}} \right]}{\left[ 1 - (\pi_T^*)^{\frac{1-k}{k}} \right]}.$$

Поиск оптимальных параметров  $\bar{H}_{ад i}$ ,  $\rho_i$  при условии  $\alpha_T = \text{const}$  (рис. 2, 3) осуществляется методом скользящего допуска [5], который является методом прямого поиска в задачах с ограничениями. При решении задач безусловной оптимизации этим методом используется метод деформируемого многогранника Нелдера-Мида. При этом одномерная модель дает возможность охватить широкие диапазоны изменения большого числа варьируемых параметров, что особенно важно на первых этапах оптимизации турбины.

Турбина низкого давления с тремя ступенями, согласно статистическим данным, – наиболее часто встречающийся случай многоступенчатой турбины в современной практике проектирования. Причем количество исследуемых параметров в трехступенчатой турбине невелико по сравнению с турбиной с большим количеством ступеней, что позволяет без особых сложностей анализировать их влияние на эффективность. Поэтому объектом расчетного исследования была выбрана трехступенчатая неохлаждаемая турбина с умеренными числами Маха в проточной части, основные параметры которой типичны для ТНД ТРДД.

Выбор параметров многоступенчатой турбины лимитируется рядом ограничений. Весьма серьезным с точки зрения работы затурбинного устройства двигателя является ограничение по углу выхода потока из турбины  $\alpha_T$ . Ограничение по степени реактивности в корневых сечениях лопаток  $\rho_{вТ i}$  продиктовано желанием повысить

устойчивость потока против отрывных явлений в прикорневых сечениях. Учет этих взаимосвязанных требований налагает строгие ограничения на выбор параметров последней ступени. Поэтому целесообразно первоначально назначать  $\bar{H}_{ад III}$  и  $\rho_{III}$ . Для выбора этих параметров предлагается использовать зависимости, показывающие их влияние на КПД при оптимальном распределении теплоперепадов и степеней реактивности в предшествующих ступенях. В качестве примера на рис. 1 приведены такие зависимости, полученные для турбины со следующими исходными данными:

$$\begin{aligned} \pi_T^* = 4, Y = 0,5, \alpha_{0I} = 90^\circ, \lambda_{0I} = 0,3, \\ G_T = 0,448, (D/h)_T = 5, r_T/r_0 = 1,18. \end{aligned} \quad (1)$$

Исследуемый диапазон  $\bar{H}_{ад III}$  ограничивался значениями скоростей на выходе из решеток СА и РК  $0,5 < \lambda_{II} (\lambda_{w2I}) < 0,9$  (отклонение от ограничения обозначалось штрих-пунктирной линией), чтобы избежать некорректности в определении профильных потерь, а нижние значения степеней реактивности  $\rho_i$  достигением отрицательных значений у корня лопаток  $\rho_{вт i} > 0$  (отрицательные значения  $\rho_{вт i}$  обозначено штриховой линией). Однако, как показывает практика, использование ступени с пониженной на среднем диаметре степенью реактивности оказывается возможным, если применить какой-либо из известных способов снижения радиального градиента реактивности [4].

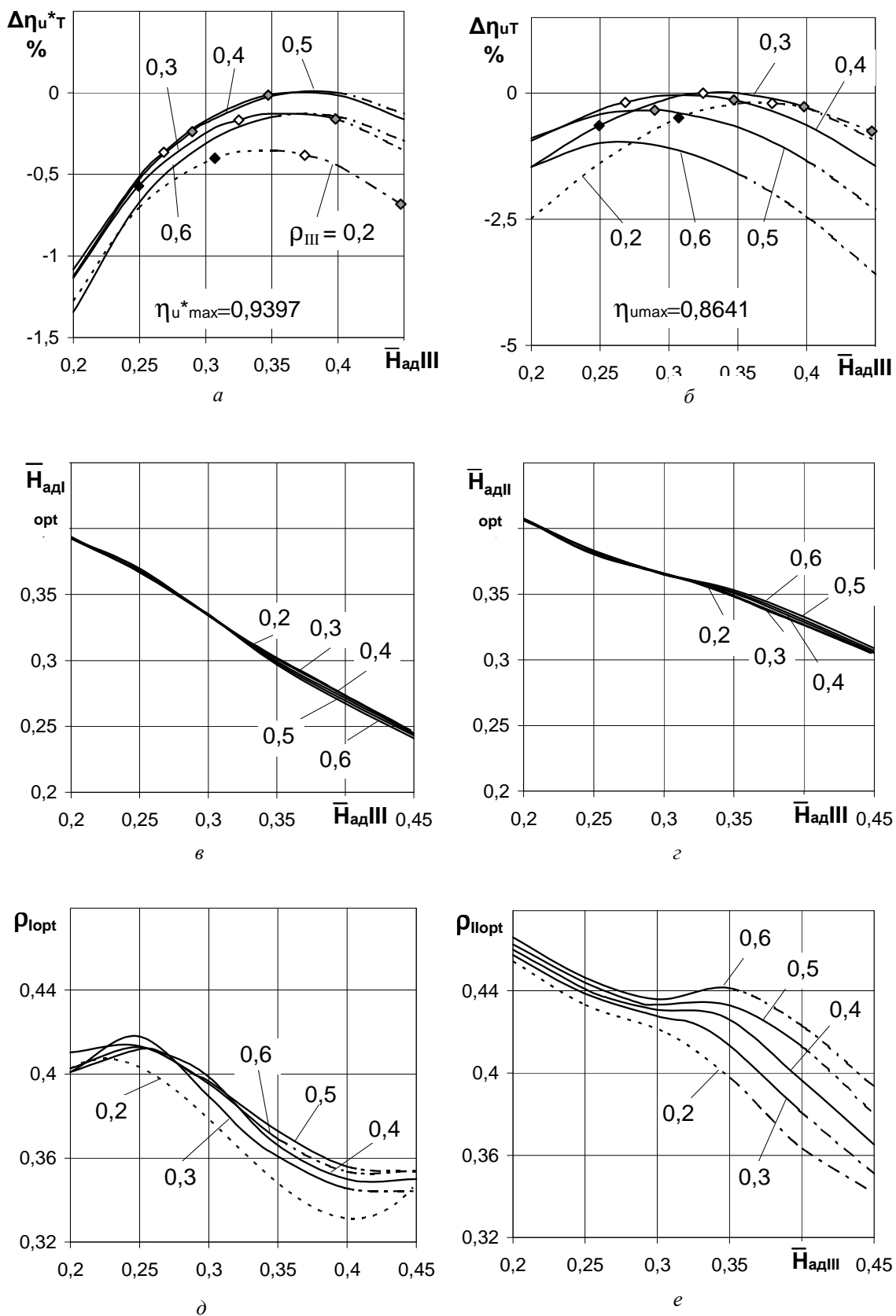
Условие осевого выхода из турбины при умеренных значениях  $Y$  не позволяет назначить оптимальные параметры III ступени, чтобы получить наибольший  $\eta_{и T}^*$ .

Как видно из рис. 1, а, б, чтобы обеспечить заданный угол с увеличением нагрузки  $\bar{H}_{ад III}$  требуется снижение  $\rho_{III}$ . Очевидно, что меньший угол выхода потока из турбины  $\alpha_T$  позволяет назначить большую нагрузку на последнюю ступень  $\bar{H}_{ад III}$ , а также получить больший КПД  $\eta_{и T}^*$ . Однако это приводит к необходимости спрямления потока в спрямляющем аппарате (часто эту функцию выполняют профилированные силовые стойки за ГНД). Очевидно, что для определенного  $\alpha_T$  существует оптимальное сочетание параметров  $\bar{H}_{ад III}$  и  $\rho_{III}$ . Зависимости, показывающие влияние  $\bar{H}_{ад III}$  и  $\rho_{III}$  на  $\Delta\eta_{и T}^*$  (а),  $\Delta\eta_{и T}$  (б) позволяют выбрать рациональные параметры нагрузки и реактивности последней ступени, обеспечивающие максимальный из возможных КПД турбины и удовлетворяющие заданным ограничениям по  $\alpha_T$  и  $\rho_{вт III}$ . Кроме того, по ним можно оценить степень влияния этих параметров на КПД и  $\alpha_T$ .

К основным газодинамическим параметрам турбины относятся параметр нагруженности  $Y$  и приведенная скорость на выходе из турбины вследствие их существенного влияния на КПД, массу и прочностные характеристики турбины. Оценить влияние этих параметров на КПД и возможность его увеличения позволяют зависимости  $\Delta\eta_{и T}^* = f(Y, \lambda_T)$ . КПД получен при оптимальных нагрузках и степенях реактивностей ступеней и ограничении по углу выхода потока из турбины. На рис. 2 для примера представлены такие зависимости, полученные для  $\pi_T^* = 4$  и  $\alpha_T = 90^\circ$ . Выбор  $Y$  и  $\lambda_T$  согласуется с конструктивными и прочностными требованиями, предъявляемыми к турбине. По зависимостям, аналогичным показанным на рис. 2, определяются более точные значения оптимальных нагрузок и степеней реактивности ступеней.

Достаточно часто при проектировании и доводке турбины невозможно назначить оптимальные  $\bar{H}_{ад i}$  и  $\rho_i$ . Причиной тому может являться необходимость снижения температуры газа перед рабочими лопатками с целью улучшения условий работы ротора и сокращения числа охлаждаемых решеток, либо уменьшена глубина охлаждения и, как результат, снижены соответствующие потери. К тому же иногда требуется воспрепятствовать появлению сверхзвуковых скоростей на выходе из соплового аппарата, изменить осевую силу, воздействующую на ротор турбины или перепад давлений, под которым работает лабиринтное уплотнение между сопловым аппаратом и рабочим колесом. В этом случае необходимо знать влияние этих параметров на КПД турбины. В качестве примера на рис. 3 представлены зависимости, полученные для  $\pi_T^* = 4, Y = 0,5, \alpha_{0I} = 90^\circ, \lambda_{0I} = 0,3, \alpha_T = 90^\circ, \lambda_T = 0,5$ .

Рассмотрим применение представленного метода и возможные варианты увеличения КПД трехступенчатой турбины вентилятора ТРДД с исходными данными на проектном режиме, указанными выше (1), при следующих ограничениях:  $\alpha_T = 90^\circ, \lambda_T = 0,5$ . Исходное распределение нагрузок и реактивностей по ступеням следующее:  $\bar{H}_{ад I} = 0,43, \rho_I = 0,32, \bar{H}_{ад II} = 0,3, \rho_{II} = 0,35, \bar{H}_{ад III} = 0,27, \rho_{III} = 0,4$ . Расчетное значение КПД турбины  $\eta_{и T}^* = 0,9329$ . Сопловой аппарат первой ступени выполнен охлаждаемым и его изменение требует значительных материальных затрат. Поэтому увеличение КПД достигается перераспределением нагрузок и реактивностей 2-й и 3-й ступеней с сохранением формы проточной части.



**Рис. 1.** Влияние величин  $\bar{H}_{адIII}$  и  $\rho_{III}$  на КПД турбины (а, б) и оптимальные параметры I (в, д) и II (г, е) ступеней:  $\diamond - \alpha_T = 90^\circ$ ,  $\blacklozenge - \alpha_T = 100^\circ$ ,  $\blacklozenge - \alpha_T = 80^\circ$ , (---)  $0,5 > \lambda_{1r} (\lambda_{w2l}) > 0,9$ , (---)  $\rho_{IIIopt} < 0$

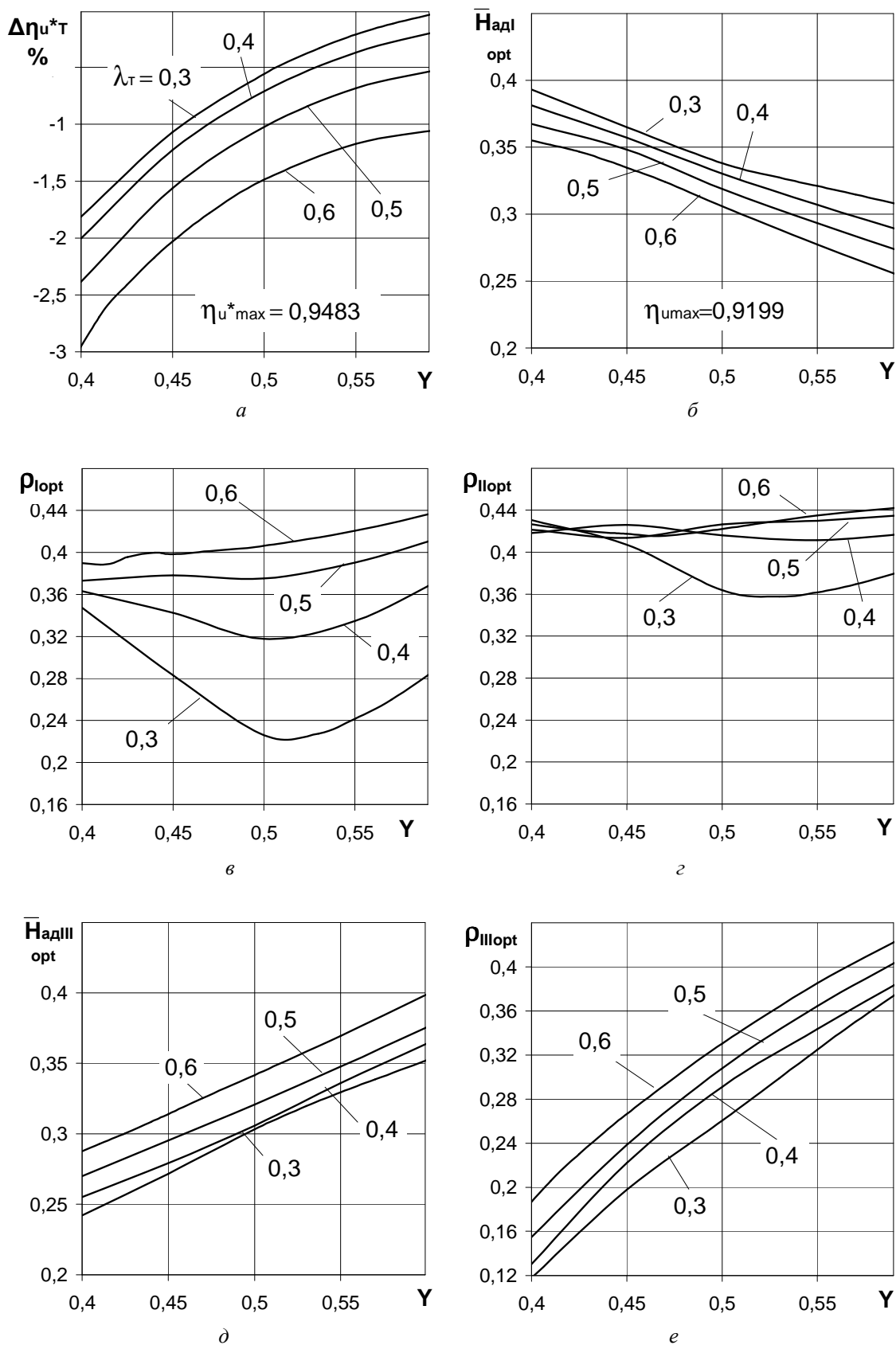


Рис. 2. Влияние  $Y$  и  $\lambda_T$  на КПД турбины (а) и оптимальные параметры I (б, в), II (г) и III (д, е) ступеней

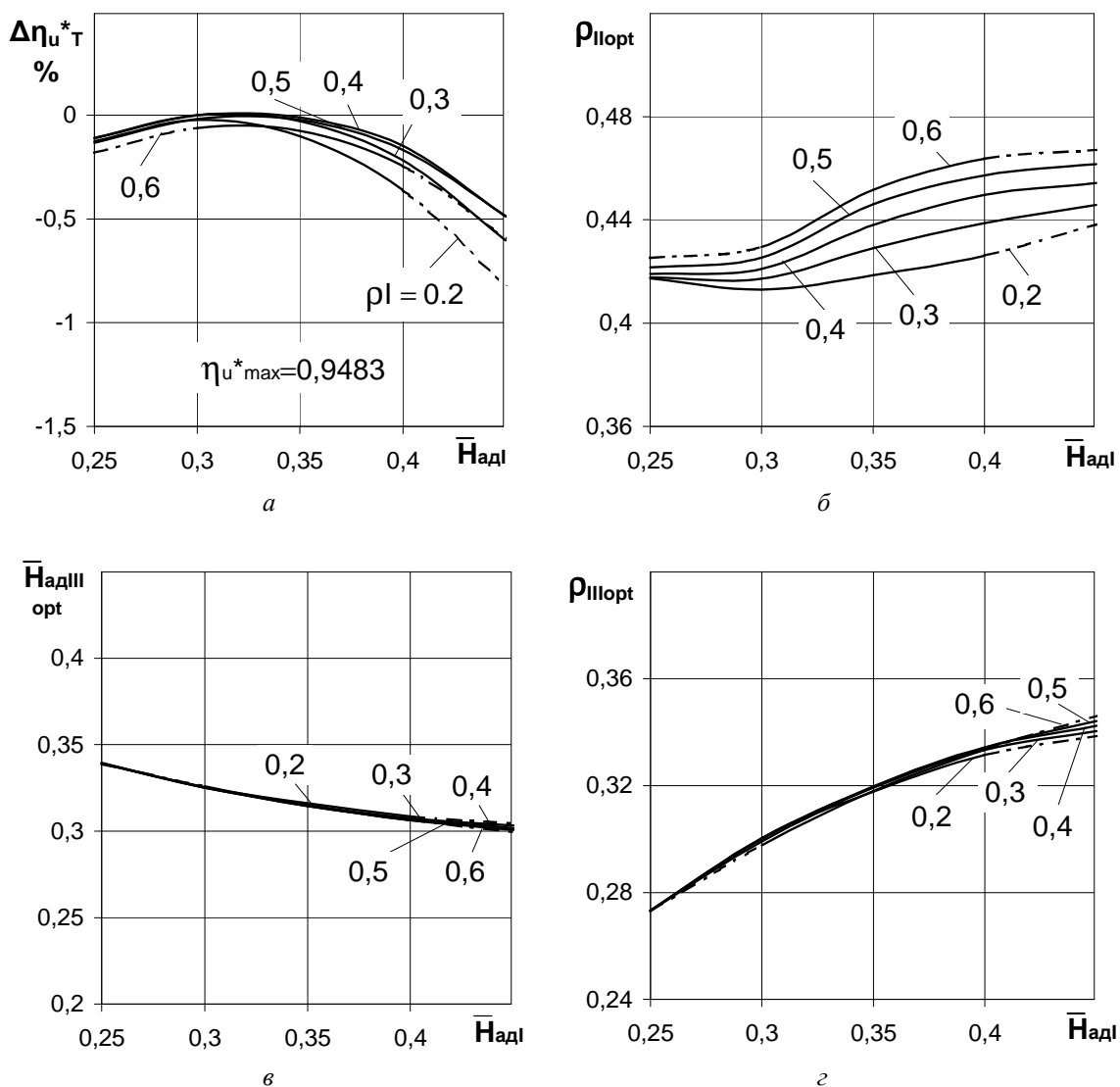


Рис. 3. Влияние величин  $\bar{H}_{адI}$  и  $\rho_I$  на КПД турбины (а) и оптимальные параметры II (б) и III (в, г) ступеней (---  $0,5 > \lambda_{1r} (\lambda_{n2r}) > 0,9$ , - - - -  $\rho_{IIIopt} < 0$ )

Подобная задача возникает, когда необходимо оценить КПД и газодинамические параметры проектируемой турбины при использовании уже имеющейся турбины какого-либо двигателя.

Как следует из рис. 3, оптимальные параметры рассматриваемой турбины:  $\bar{H}_{адII} = 0,265$ ,  $\rho_{II} = 0,445$ ,  $\bar{H}_{адIII} = 0,305$ ,  $\rho_{III} = 0,34$ . Результаты газодинамического расчета показывают, что можно получить более высокий (на  $\Delta\eta_{iT}^* = 0,114$  %) КПД, чем в исходном варианте, обеспечив на выходе осевое направление потока.

Из рис. 1 видно, что, уменьшая выходной угол турбины до  $80^\circ$ , можно выиграть  $\Delta\eta_{iT}^* \approx 0,2$  %. Согласно аналогичным, представленным на рис. 3, зависимостям для варианта с возможной закруткой потока на выходе из турбины ( $\alpha_r = 80^\circ$ ) оптимальными параметрами будут  $\bar{H}_{адII} = 0,24$ ,  $\rho_{II} = 0,45$ ,  $\bar{H}_{адIII} = 0,33$ ,  $\rho_{III} = 0,42$  и  $\Delta\eta_{iT}^* = 0,24$  %. Рассмотрение зависимостей рис. 2 показывает возможное увеличение КПД за счет увеличения параметра нагрузки турбины  $Y$  и уменьшением выходной скорости.

Таким образом, последовательное применение основополагающих универсальных зависимостей, аналогичных описанным выше, образует аналитический метод выбора параметров назначаемых на начальной стадии проектирования многоступенчатой турбины. Используя данный подход, проектировщик имеет возможность не только определить оптимальные параметры, но и получает наглядное представление о степени влияния отклонения от них на КПД турбины. Применение метода позволяет повысить эффективность и сократить сроки проектирования газовой турбины ГТД.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абианц В. Х.** Теория авиационных газовых турбин. М.: Машиностроение, 1979. 246 с.
2. **Богомолов Е. Н.** Основы теории и выбор параметров авиационных газовых турбин. Ярославль, 1986. 88 с.
3. **Богомолов Е. Н., Кашеева П. В.** Оптимизация основных параметров, назначаемых при проектировании ступени осевой газовой турбины ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. 2006. № 8(34). С. 129–132.
4. **Мамаев Б. И., Сандимирова Т. А.** Распределение теплоперепада по ступеням турбины вентилятора ТРДД. Лопаточные машины и струйные аппараты. Сборник статей. Вып. 8. Тр/ ЦИАМ № 1179, 1987. 140 с.
5. **Химмельблау Д.** Прикладное нелинейное программирование. М.: Мир, 1975. 536 с.

#### ОБ АВТОРЕ

**Кашеева Полина Витальевна**, старший преподаватель Рыбинск. гос. авиац. технологическ. акад. (РГАТА). Дипл. инж.-мех. (РГАТА, 2003). Канд. техн. наук по тепл. двигателям летательн. аппаратов (2009). Иссл. в обл. проектирования газовых турбин ГТД.