

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ МАЛОРАЗМЕРНОСТИ ТУРБОМАШИН ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Герасимов М.В., Григорьев В.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Для начального этапа проектирования малоразмерных ГТД (МГТД) требуются математические модели рабочего процесса и массы которые отличаются от известных моделей полноразмерных двигателей. Главное отличие - дополнительная многомерная функциональная связь: кроме обычных связей параметров рабочего процесса двигателя с его основными техническими данными ($P_{дв}$, $P_{уд}$, $C_{уд}$, $M_{дв}$) появляется связь основных технических данных двигателя с его размерностью.

При этом варьирование параметров рабочего процесса при их оптимизации диктует необходимость:

- выдерживать заданный уровень исходного совершенства турбомашин;
- выдерживать заданный уровень допустимой температуры деталей турбины и эффективность её системы охлаждения для обеспечения назначенного ресурса двигателя;
- выбирать наименьшее число оптимизируемых параметров.

При согласовании характеристик двигателя и летательного аппарата на установившихся режимах разработанная математическая модель обеспечивает решение следующих задач:

- выполняется проектный термогазодинамический расчёт двигателя, т.е. определяется комплекс величин, характеризующий удельные параметры ($P_{уд}$, $C_{уд}$) и основные сечения проточной части ($G_{впр}$, F_{cal}), которые удовлетворяют требованиям по тяге (мощности);
- определяются характеристики двигателя с заданными сечениями проточной части на расчетном режиме для заданных внешних условий и параметров регулирования.

В качестве характеристик исходного уровня технического совершенства узлов МГТД используются: для компрессоров - величина политропического КПД, для турбин - величина КПД ступени неохлаждаемой турбины, при необходимости предусмотрена возможность оптимизации при $\eta_{ад} = \text{const}$.

Хорошо известно, что сбалансированный рост температуры газа

перед турбиной T_r^* и степени повышения давления в компрессоре π_k во многом определяют перспективы повышения эффективности газотурбинных двигателей.

Однако для определенного класса тяг ($P < 50...80$ кН) и мощностей ($N < 2...4$ кВт) увеличение эффективности ГТД при этом имеет определённые ограничения, так как начинает сказываться влияние размеров турбомашин. Значительный рост T_r^* и π_k приводит к уменьшению размеров последних ступеней компрессора и турбины высокого давления. При уменьшении размеров лопаточных машин уменьшаются значения числа R_e и увеличиваются вязкие потери. У малоразмерных турбомашин возрастают относительные величины толщины лопаток, радиального зазора, радиусов входных и выходных кромок. Причем, эти изменения с одной стороны связаны с уменьшением абсолютных размеров проточной части двигателя, а с другой стороны для данных размеров объясняются технологией изготовления, рабочими нагрузками и эксплуатационными особенностями. Главный результат этих изменений - снижение КПД лопаточных машин и относительный рост потерь на утечки.

Известные зависимости влияния числа R_e на КПД турбин свидетельствуют, что при снижении числа R_e меньше критического уменьшение КПД турбины может достигать 4...6 %. Однако на начальных этапах проектирования, при оптимизации рабочего процесса перспективных ГТД использование подобных зависимостей, а также учёт других факторов связанных с малоразмерностью не представляется возможным, так как требует знания геометрических размеров проточной части и лопаток турбин и компрессоров. В связи с чем, на данном уровне проектирования учёт влияния факторов малоразмерности производится на основе обобщенных статистических зависимостей.

В результате обработки статистических данных по малоразмерным турбинам была получена обобщенная зависимость поправки на КПД малоразмерной турбины от её размерности (рис. 1). Как видно на рис.1, сравниваемые кривые достаточно хорошо согласуются между собой и подтверждаются статистическими данными. Для практического применения обобщенная зависимость аппроксимирована следующим выражением:

$$\Delta\eta_T = f(A_T) = \frac{0,00006}{A_T} + 0,0022 .$$

Известные зависимости $\Delta\eta_T$ для радиально-осевых турбин хорошо согласуются (рис. 2) со статистическими данными и

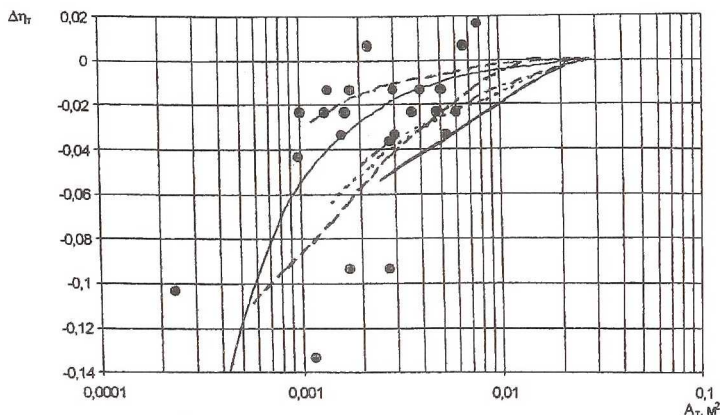


Рис. 1. Статистические данные и обобщенные зависимости поправок на КПД ступени осевой турбины от её размерности.

экспериментальными результатами. Сопоставление кривых, показывающих протекание $\Delta\eta_t$ для осевых и радиально-осевых турбин в зависимости от фактора характеризующего размер (A_t), показывает, что уменьшение размера осевой турбины ($D_{cp} < 200 \dots 300$ мм) приводит к заметному падению её КПД.

В то же время уменьшение размеров радиально-осевых турбин даже до $D_{cp} = 50$ мм ($G_v \approx 0,8$ кг/с) приводит к снижению КПД на величину, не превышающую 8 %. Таким образом, располагаемые на

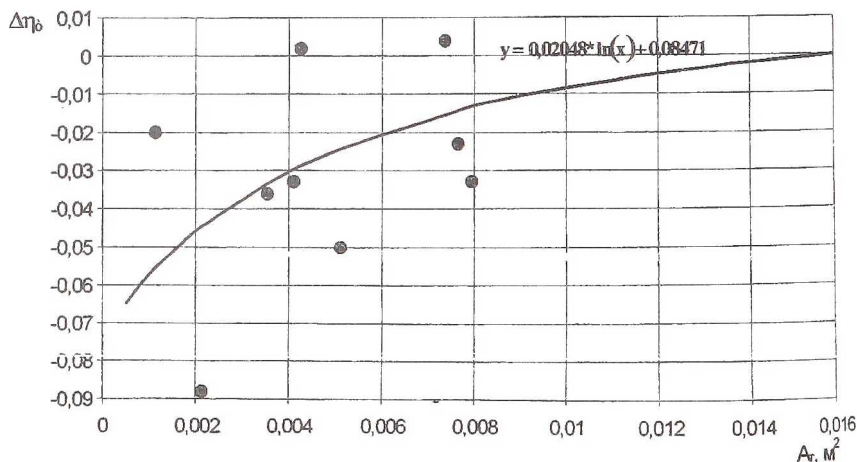


Рис. 2. Зависимость поправок на КПД радиально-осевой турбины от размерности двигателя.

сегодня статистические материалы подтверждают возможности достижения больших значений КПД у радиально-осевых турбин, чем у осевых турбин при $D_{\text{ср}} < 300$ мм.

Известно, что охлаждение турбин малоразмерных ГТД организовать более сложно, чем у полноразмерных двигателей. В связи с уменьшением размера лопаток не только затрудняется размещение внутренних каналов охлаждения, но становится неблагоприятным отношение площадей поверхностей теплоотдачи (внутренней) и тепловода (внешней). Аэродинамически выгодную тонкую выходную кромку охладить становится невозможным. Утолщение выходной кромки улучшает возможности охлаждения задней части лопатки, но из-за потерь на смешение и импульсных потерь суммарные потери в закрюченных следах получаются большими. Дополнительный плёночный расход воздуха существенно улучшает процесс охлаждения, но является источником дополнительных потерь, сказывающихся на КПД турбины. При формировании рассматриваемой математической модели необходимо было учесть влияние этих потерь на η_t . Данная проблема хорошо известна многим исследователям турбин, обычно она детально анализируется на экспериментальных образцах. Кроме того эта проблема усложняется ещё и тем, что необходимо иметь некое обобщение $\Delta\eta_{\text{тохл}}$ в зависимости от расхода охлаждающего воздуха, изменяющегося в процессе варьирования параметров ($\pi_{\text{к}}$, $T_{\text{г}}^*$) в определенном диапазоне.

Наличие двух обобщенных зависимостей

$$1. \eta_t = f(A_t)$$

$$2. \eta_{\text{охл}} = (G_{\text{в охл.ст}})$$

позволяет ввести в математическую модель рабочего процесса МГТД дополнительное уравнение заданного уровня технического совершенства турбин.

$$\eta_{\text{т неохла}} - \Delta\eta_{\text{т(Ат)}} - \Delta\eta_{\text{т охл}} - \eta_{\text{ст i}} = 0$$

где $\eta_{\text{т неохла i}}$ – КПД неохлаждаемой ступени турбины;

$\Delta\eta_{\text{т(Ат)}}$ – поправка КПД турбины на малоразмерность;

$\Delta\eta_{\text{т охл}}$ – поправка КПД на охлаждение;

$\eta_{\text{ст i}}$ – КПД ступени турбины в расчетных условиях.

Аналогично был решен вопрос с определением влияния размера на газодинамическую эффективность компрессора. Как известно, в

МГТД используются центробежные и осевые компрессоры и их сочетания.

В результате обработки статистических данных по малоразмерным компрессорам была получена обобщенная зависимость поправки на КПД малоразмерного компрессора от его размерности. На рис. 3 показаны результаты такого обобщения. Аналитическое выражение этой зависимости имеет следующий вид:

$$\Delta \eta_{\text{к пол}} = f(G_{\text{в пр. вых}}) = \frac{0,01582}{G_{\text{в пр. вых}}} + 0,00184$$

Полученное обобщение свидетельствует об относительно слабой зависимости КПД центробежных ступеней от их размерности. Поэтому дополнительно к зависимости $\Delta \eta_{\text{к лоп}} = f(G_{\text{в пр вых}})$ в математической модели МГТД используются зависимости $\eta_{\text{к}} = f(\pi_{\text{к ЦБК}})$.

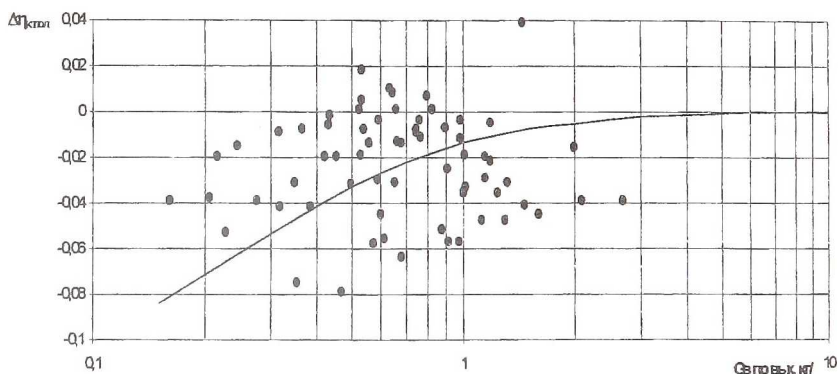


Рис. 3. Зависимость отклонения политропического КПД центробежных компрессоров от базового значения ($\eta_{\text{к пол баз}} = 0,835$) при изменении

размерности двигателя $y = -\frac{0,01582}{x} + 0,00184$

Для осевых и осецентробежных ступеней компрессора за основу были взяты две обобщающие зависимости приведенные в работах Васильева Г.В. и Иванова А.Б. Нанесенные статистические точки удовлетворительно согласуются с данными кривыми (рис. 4). Учитывая то, что уровень поправок занижен, в связи с тем, что имеет место регулирование радиального зазора, в дальнейшем была принята за основу зависимость описываемая следующим выражением:

$$\Delta \eta_{\text{к пол}} = f(G_{\text{в пр. вых}}) = \frac{0,02308}{G_{\text{в пр. вых}}} + 0,00522$$

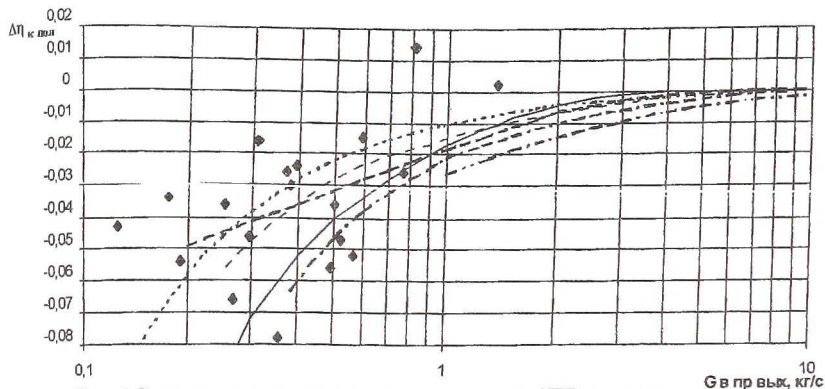


Рис. 4. Зависимость отклонения политропического КПД осевых и осецентрибежных компрессоров от базового значения ($\eta_{кпол баз} = 0,890$) при изменении размерности двигателя

Полученные выражения как и для турбины, позволили для обеспечения заданных условий оптимизации ввести в математическую модель рабочего процесса МГТД помимо уравнений совместной работы узлов двигателя дополнительно уравнения заданного уровня технического совершенства компрессоров:

$$\eta_{ползj} - \Delta \eta_{полj} - \eta_{полj} = 0$$

где $\eta_{ползj}$ - заданный уровень политропического КПД без учета малоразмерности;

$\Delta \eta_{полj}$ - поправка на малоразмерность;

$\eta_{полj}$ - политропический КПД компрессора в расчетных условиях.

Определение изоэнтропического КПД компрессора производится по формуле

$$\eta_{кp} = \frac{\pi_{кp}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_{кp}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \frac{1}{\eta_{пол}} - 1}$$

где $\pi_{кр}$ - степень повышения давления в компрессоре на расчетном режиме;

κ - показатель адиабаты в компрессоре, определяемый с учётом переменной теплоёмкости.

Таким образом, разработанная математическая модель двигателя позволяет детально учесть влияние малоразмерности ГТД на выбор оптимальных параметров и эффективность МГТД.