ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ПРОЦЕССОВ В ПРИВТУЛОЧНЫХ ПОЛОСТЯХ ДВУХСТУПЕНЧТОЙ ТУРБИНЫ НА ЕЁ ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ

В.М. Зубанов, Г.М. Попов, **С.А. Мельников**, Е.С. Горячкин
Самарский университет им. Королева, Самара, zubanov.vm@ssau.ru

Одним из ключевых узлов газотурбинного двигатели (ГТД) является турбина, которая работает в наиболее сложных условиях (высокая температура, большие центробежные нагрузки). Разработка турбины всегда была ключевой инженерной задачей при создании конкурентных ГТД. Это узел, в котором теснее всего завязаны проблемы прочности, газовой динамики, материаловедения, технологии и т.п. Надежность и ресурс лопаток турбин во многом определяют надежность и ресурс ГТД в целом, а стоимость замены охлаждаемых лопаток турбины может составлять до 50% общей стоимости ремонта всего двигателя [1, 2].

При проектировании турбины особое внимание уделяют определению теплового состояния её узлов. Неправильное определение теплового состояния узлов турбины при проектном, или, хуже, при доводочных, расчётах может привести к изменению радиальных зазоров над рабочими лопатками, лабиринтных уплотнений. В худшем случае при повышении температуры дисков может наступить их разрушение, которое является критичным для двигателя в целом. В связи с этим определение теплового состояния турбины и её деталей является актуальной задачей.

В работе [3] показано, что учёт степени втекания газа в термомеханическом расчёте позволил спрогнозировать превышение максимальной допустимой температуры в дефлекторе и диске турбины среднего давления. Анализ работ других исследователей показал, что ранее исследования проводились только для одной междисковой полости, при этом эти полости достоверно имели продувку охлаждающего воздуха.

В данной работе был выполнен расчёт степени втеканий газа в привтулочных полостях двухступенчатой турбины газогенератора ГТД. Исследуемая турбина имеет три привтулочных полости. Моделирование рабочего процесса проводилось для всей тур-

бины с учетом всех полостей и лопаток в единой расчётной модели, рассмотрены результаты в стационарной и нестационарной постановках. Расчётная CFD-модель исследуемой турбины с полостями показана на рис. 1.

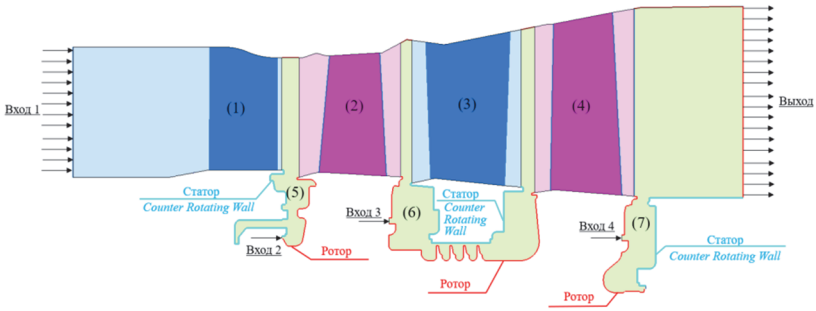

Рис. 1. Расчетная CFD-модель исследуемой турбины с полостями

Первой отличительной особенностью рассмотренной задачи является рассмотрение двухступенчатой турбины, включающей домены всех лопаток турбины и привтулочных полостей. Количество лопаток и угол сектора полостей была выбрано так, чтобы обеспечить отношение площадей контактирующих поверхностей в интерфейсах приблизительно равным F2/F1≈1. Второй отличительной особенностью задачи является наличие полости № 2 за РК1, в которой есть явное втекание горячего газа, его перемешивание с охлаждающим воздухом, проход через лабиринтное уплотнение под СА2 и выпуск в газодинамический тракт за СА2. Для полости № 2 обязательно необходим корректный учёт степени втекания горячего газа.

Сеточные объёмные модели привтулочных полостей были созданы в программе ANSYS ICEM CFD, сеточные объёмные модели межлопаточных каналов сопловых и рабочих лопаток – в программе Numeca AutoGrid5. В обеих программах была создана структурированная гексагональная сетка со сгущением элементов вблизи поверхностей стенок для корректного моделирования пограничного слоя. Были выполнены газодинамические расчёты в стационарной и нестационарной постановках в ANSYS CFX. Результаты стационарного расчёта были использованы как начальное решение для инициализации нестационарного расчёта. Число Куранта при нестационарном расчёте было менее 10. В рассмат-

риваемом случае это соответствовало 24 шагам по времени для поворота на один межлопаточный канал РК2 (наибольшее количество лопаток).

Для выхода рабочих процессов в привтулочных полостях при нестационарном моделировании на установившийся режим потребовалось не менее 9 оборотов турбины. Установлено, что в рассмотренном случае погрешность определения степени втекания горячего газа между стационарной и нестационарной постановками составила 40-66%. Наибольшая погрешность 66% была для полости №2 с явным втеканием горячего газа (рис. 2).

Рис. 2. Расчетная CFD-модель исследуемой турбины с полостями

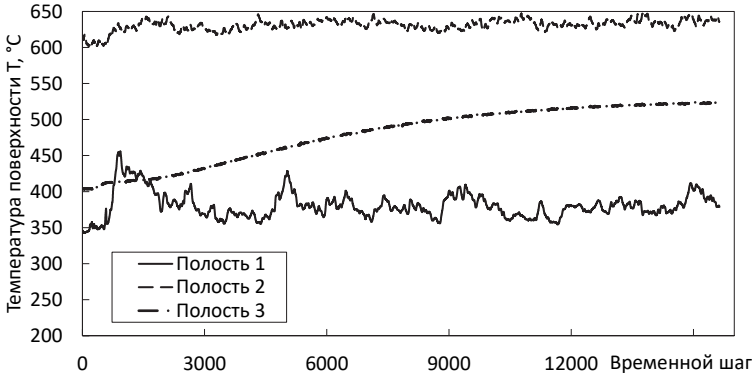

Рис. 3. Изменение температуры поверхностей полостей в зависимости от шага нестационарного расчёта

На рис. 3 показано изменение температуры поверхностей в зависимости от шага нестационарного расчёта для характерных поверхностей полостей. Для большинства поверхностей температура при нестационарном расчёте возросла относительно значений при стационарном расчёте. Количество оборотов для выхода

теплового состояния полостей турбины на установившийся режим потребовалось:

- полость № 1 – более 5 оборотов;
- полость № 2 – более 3 оборотов;
- полость № 3 – более 8 оборотов.

Наличие явного втекания горячего газа в полости № 2, скорее всего, обусловило потребность в меньшем количестве оборотов (временных шагов) для выхода теплового состояния полости на установившийся режим.

Для полости № 3 потребовалось наибольшее количество оборотов (временных шагов) для выхода теплового состояния этой полости на установившийся режим. Разница в тепловом состоянии некоторых поверхностей между стационарной и нестационарной постановками моделирования достигла 120°C. Первая причина заключается в наличии небольшой продувки охлаждающего воздуха через эту полость. Также возможна вторая причина, которая заключается в особенности рассмотренной задачи: одновременный учёт всех полостей и лопаточных венцов двухступенчатой турбины. Рабочий процесс (и тепловое состояние) в третьей полости начали выходить на установившийся режим только после того, как установился процесс в предыдущей второй полости.

Учёт нестационарных процессов в полостях турбины выявил, что температура поверхностей полостей и среды стали выше, а отличие параметра степени втекания горячего газа между стационарной и нестационарной постановками составило 40-66%. Таким образом, подтверждена необходимость определения теплового состояния полостей турбины только в нестационарной постановке.

Результаты расчётов газодинамических моделей привтулочных полостей турбины были переданы с целью уточнения температуры среды и эффективности концентраций газа на поверхностях привтулочных полостей для выполнения теплогидравлического и термомеханического расчётов ГТД.

Работа выполнена при финансовой поддержке со стороны Минобрнауки России в рамках государственного задания (номер проекта FSSS-2023-0008, «Фундаментальные проблемы динамики и виброакустики в гидравлических и газовых системах машин и энергетических установок»).

Литература

1. Петухов А.Н. Критические зоны рабочих лопаток турбин авиационных ГТД и рекомендации по обеспечению их эксплуатационной надежности и ресурса / А.Н. Петухов, Ф.Д. Киселев // Авиационная промышленность. – 2018. – № 2. – С. 58-62. – EDN YUBJYL
2. Петухов А.Н. Диагностика эксплуатационных разрушений турбинных лопаток авиационных двигателей / А.Н. Петухов, Ф.Д. Киселев // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2019. – Т. 85. – № 3. – С. 41-51..
3. Беденко К.А., Тисарев А.Ю. Настройка системы наддува привтулочных уплотнений турбины // Всероссийский научно-технический форум по двигателям и энергетическим установкам имени Н.Д. Кузнецова: Материалы докладов. – Самара: СНИУ, 2022. – С. 23-24.