

## ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ УВЕЛИЧЕНИЯ МЕЖРЕМОНТНОГО ИНТЕРВАЛА ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН SGT5-2000E

© 2024 г. Ю. А. Радин<sup>a, \*</sup>, С. Н. Ленев<sup>a</sup>, А. П. Пихлакас<sup>a</sup>, А. А. Любимов<sup>b</sup>

<sup>a</sup>ПАО “Мосэнерго”, просп. Вернадского, д. 101, корп. 3, Москва, 119526 Россия

<sup>b</sup>Всероссийский теплотехнический институт, Автозаводская ул., д. 14, Москва, 115280 Россия

\*e-mail: vti-unit@yandex.ru

Поступила в редакцию 28.12.2023 г.

После доработки 06.02.2024 г.

Принята к публикации 29.02.2024 г.

Проведено обоснование возможности продолжения эксплуатации газотурбинных установок серии SGT5-2000E сверх назначенного изготовителем срока замены “горячих” частей и, в первую очередь, охлаждаемых сопловых и рабочих лопаток первых ступеней турбины. Каждая газотурбинная установка наряду с руководством по эксплуатации снабжается программой технического обслуживания из расчета назначенного паркового ресурса, согласно которой определяется время эксплуатации с одним набором охлаждаемых лопаток первых ступеней турбины. Газовая турбина не может работать надежно без проверки и без, в случае необходимости, восстановительного ремонта изношенных “горячих частей”. Как правило, это можно сделать во время простоев подходящей продолжительности (например, малые инспекции, капитальные ремонты, осмотры тракта горячего газа). Все коэффициенты износа, зависящие от времени, рассчитываются совместно, а результат расчета выражается в эквивалентных часах работы (экв. ч), которые изменяются в зависимости от формы и количества рабочих циклов, эксплуатационного режима, используемого топлива и наличия впрыска воды. Сокращение срока службы определяется и выражается как эквивалентное количество часов работы при базовой нагрузке. Общее количество эквивалентных часов работы – сумма часов, рассчитанных при конкретных условиях эксплуатации. Представлены научно обоснованные рекомендации ограниченного расширения межсервисного интервала технического обслуживания, полученные при математическом моделировании процессов износа охлаждаемых сопловых и рабочих лопаток первых ступеней и анализе изменения характеристик долговечности сплава, из которого они изготовлены.

**Ключевые слова:** газовая турбина, сопловая лопатка, рабочая лопатка, техническое обслуживание, межсервисный интервал, эквивалентные часы эксплуатации, коэффициент запаса прочности, температурное напряжение, малоцикловая усталость

**DOI:** 10.56304/S0040363624700036

Сокращение срока службы энергетического оборудования, в частности газотурбинных установок, вычисляется и выражается с помощью количества эквивалентных часов работы при базовой нагрузке или эквивалентного числа пусковых режимов. Общее количество эквивалентных часов работы – сумма часов, рассчитанных при конкретных условиях эксплуатации [1].

Износ деталей (особенно обтекаемых горячим газом) является функцией процессов, зависящих от времени, и циклических процессов. Факторы износа, зависящие от времени, включают в себя:

внутреннее разрушение вследствие ползучести материала в результате механических нагрузок при высоких температурах металла;

деформации ползучести деталей, которые обтекаются горячим газом;

эрозию, вызванную тонкими пылевыми частицами, которые проникают в рабочую среду, несмотря на фильтрацию воздуха и топлива;

окисление металла при высоких температурах (такое окисление возникает также при использовании экологически чистого топлива);

коррозионный износ и точечное разъедание вследствие коррозии, вызванной загрязненным топливом или воздухом;

дополнительные механические нагрузки при высоких температурах металла, дестабилизацию и утончение оксидных покрытий вследствие впрыска воды;

движение из-за вибрации, которое способствует абразивному износу.

Циклический износ возникает при запуске и остановке газовой турбины и очень быстрых изме-

нениях температуры, например, таких, которые наблюдаются при очень быстрых изменениях нагрузки, использовании сбросов нагрузки или аварийного отключения в качестве защитных мер [2].

Циклический износ деталей, находящихся на пути горячего газа, включает в себя:

малоцикловую усталость, которая может усугубляться усталостной деформацией;

абразивный износ.

Расчет часов работы газовой турбины начинается, как только открываются топливные клапаны и частота вращения ее ротора превышает 30% номинальной. После закрытия топливных клапанов расчет эквивалентных часов работы заканчивается по формуле

$$\tau_{EOH} = \sum_{i=1}^{N_S} a_{Si} + \sum_{i=1}^{\Delta N_{dyn}} \tau_{dyn i} + \sum_{i=1}^{\Delta n_{oh}} (F_{oi} F_{fi} F_{wi} \Delta \tau_{oh i}),$$

где  $\tau_{EOH}$  — эквивалентные часы работы;  $N_S$  — число нормальных запусков;  $a_{Si}$  — пусковой коэффициент;  $\tau_{dyn i}$  — эквивалентные часы при быстрых изменениях температуры, включая сброс нагрузки и аварийное отключение;  $\Delta N_{dyn}$  — количество быстрых изменений температуры, включая сбросы нагрузки и аварийные отключения;  $\Delta n_{oh}$  — число изменений, зафиксированных за время работы,  $\Delta \tau_{oh i}$  — интервал времени между двумя изменениями;  $F_{oi}$  — коэффициент эксплуатации;  $F_{fi}$  — коэффициент, учитывающий тип топлива;  $F_{wi}$  — коэффициент впрыска воды [3].

Применимость этой формулы и включенных в нее коэффициентов для эксплуатационных режимов и указанных сред возможна только до тех пор, пока они соответствуют техническим условиям.

Восстановительный ремонт рабочих и сопловых лопаток первых двух ступеней ГТУ SGT5-2000E производится через каждые 33 000

или 41 000 экв. ч эксплуатации, замена — через каждые 66 000 экв. ч.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Для определения фактического межсервисного интервала с помощью численного моделирования была составлена математическая модель первой и второй охлаждаемых ступеней турбины ГТЭ-160 с учетом теплозащитного покрытия.

На рис. 1 приведена модель рабочей лопатки первой ступени. Охлаждающий воздух подается в полость сопловой лопатки через периферию, выдувается через отверстия дефлектора на внутреннюю стенку лопатки, а затем выходит в проточную часть через отверстия в задней кромке.

На рис. 2 показаны потоки воздуха, охлаждающего рабочую лопатку. Воздух подается через отверстия 1, 2 в хвостовике лопатки. Часть воздуха, поступив в лопатку через отверстие 1, охлаждает переднюю кромку и выдувается через периферийное отверстие в радиальный зазор, а другая часть течет по продольно-возвратным каналам, смешивается с воздухом, подаваемым через отверстие 2, и выдувается через заднюю кромку. На участке выходной кромки лопатки по всей ее высоте установлены поперечно обтекаемые цилиндры для интенсификации теплообмена. Кроме этого, часть воздуха, поступающего через отверстие 1, выдувается в проточную часть со стороны спинки через отверстие 3, что обеспечивает пленочное охлаждение наружной поверхности спинки.

Построение расчетной сетки конечных элементов и сами расчеты осуществлялись в среде ANSYS. Основной элемент сетки — тетраэдр. В пристеночной зоне сетка выполнялась в виде призматических тонких элементов для более точного расчета параметров в пограничном слое. Во внешнем объеме одного сектора модели соплово-

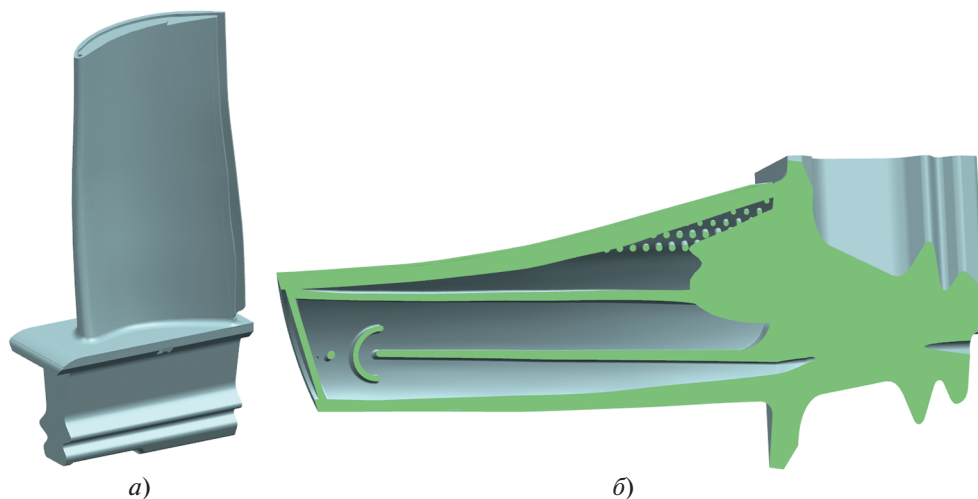


Рис. 1. Модель рабочей лопатки первой ступени турбины ГТЭ-160.  
а — общий вид; б — разрез

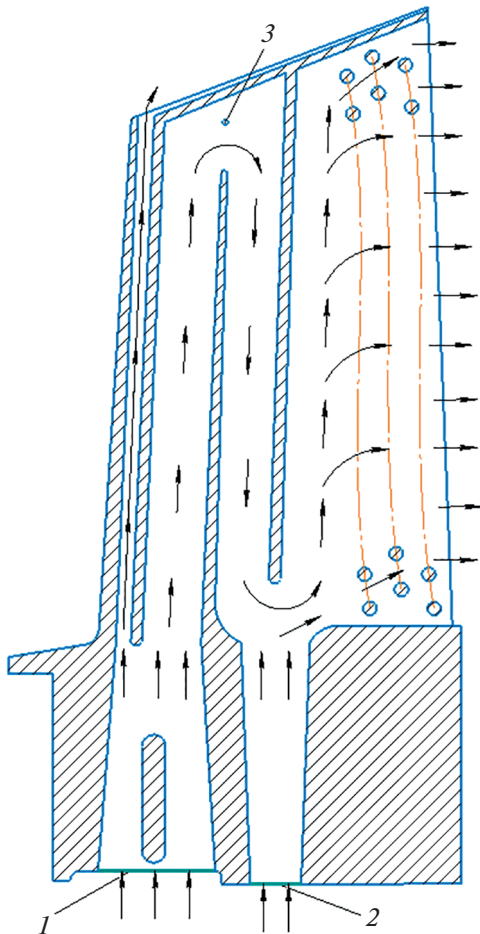


Рис. 2. Схема охлаждения рабочей лопатки

го аппарата присутствует более 415 тыс. элементов и 110 тыс. узлов. Такое количество элементов в соответствии с [4] обеспечивает необходимую достоверность результатов расчета при относительной их погрешности не более 3%.

Далее представлены входные данные газодинамического расчета:

|                                                                               |       |
|-------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Давление газа (по параметрам торможения) на входе в первую ступень, МПа ..... | 1.2   |
| Температура (по параметрам торможения), К:                                    |       |
| газа на входе в первую ступень.....                                           | 1333  |
| охлаждающего воздуха                                                          |       |
| в сопловых лопатках .....                                                     | 600   |
| охлаждающего воздуха                                                          |       |
| в рабочих лопатках .....                                                      | 600   |
| Расход охлаждающего воздуха в венец, кг/с:                                    |       |
| сопловых лопаток .....                                                        | 14.83 |
| рабочих лопаток.....                                                          | 6.61  |
| Число:                                                                        |       |
| сопловых лопаток .....                                                        | 46    |
| рабочих лопаток.....                                                          | 75    |
| Частота вращения рабочего колеса, мин <sup>-1</sup> .....                     | 3000  |

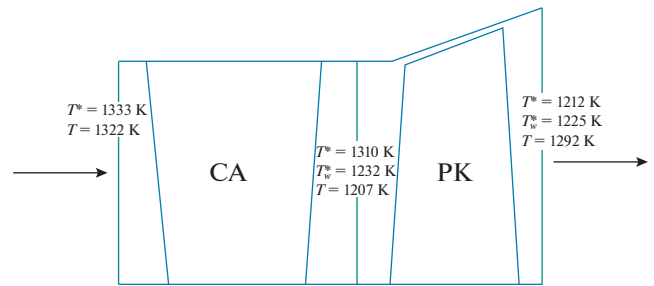


Рис. 3. Температуры в проточной части турбины. СА – сопловый аппарат; ПК – лопатка рабочего колеса;  $T$  – статическая температура;  $T^*$  – температура по параметрам торможения (по абсолютной скорости потока);  $T_w^*$  – температура по параметрам торможения (по относительной скорости потока в рабочей лопатке)

Давление газа на выходе из ступени задается таким образом, чтобы расход газа на входе в нее совпадал с заданным (рассчитанным) значением 453 кг/с.

Газодинамический расчет ступени турбины (стационарный в номинальном режиме работы турбины) проводится с помощью модуля ANSYS CFX. Используемая модель турбулентности –  $k$ -Epsilon, модель совмещения стационарного и вращающегося доменов – Stage (Mixing-Plane). Цель расчетов – определение коэффициентов теплоотдачи и поля температур на стенках лопаток (со стороны газа и воздуха) в номинальном режиме. В расчетной модели учитывается подмешивание охлаждающего воздуха в газовый поток.

Далее представлены выходные данные газодинамического расчета:

|                                        |        |
|----------------------------------------|--------|
| Статическое давление                   |        |
| на выходе из ступени, МПа .....        | 0.85   |
| Расход на выходе из ступени, кг/с..... | 474.44 |
| Степень понижения давления             |        |
| в первой ступени .....                 | 1.4    |

На рис. 3 показаны осредненные значения температур в различных сечениях проточной части первой ступени.

Высокие скорости (число Маха до 0.96) достигаются в корневом сечении на спинке соплового аппарата (рис. 4).

Свойства сплава IN738 при температуре 293 К по данным изготовителя представлены далее:

|                                           |      |
|-------------------------------------------|------|
| Плотность, кг/м <sup>3</sup> .....        | 8200 |
| Предел, МПа:                              |      |
| прочности.....                            | 828  |
| текущей .....                             | 700  |
| Коэффициент теплопроводности, Вт/(м · К): |      |
| лопатки.....                              | 12   |
| теплозащитного покрытия .....             | 2    |

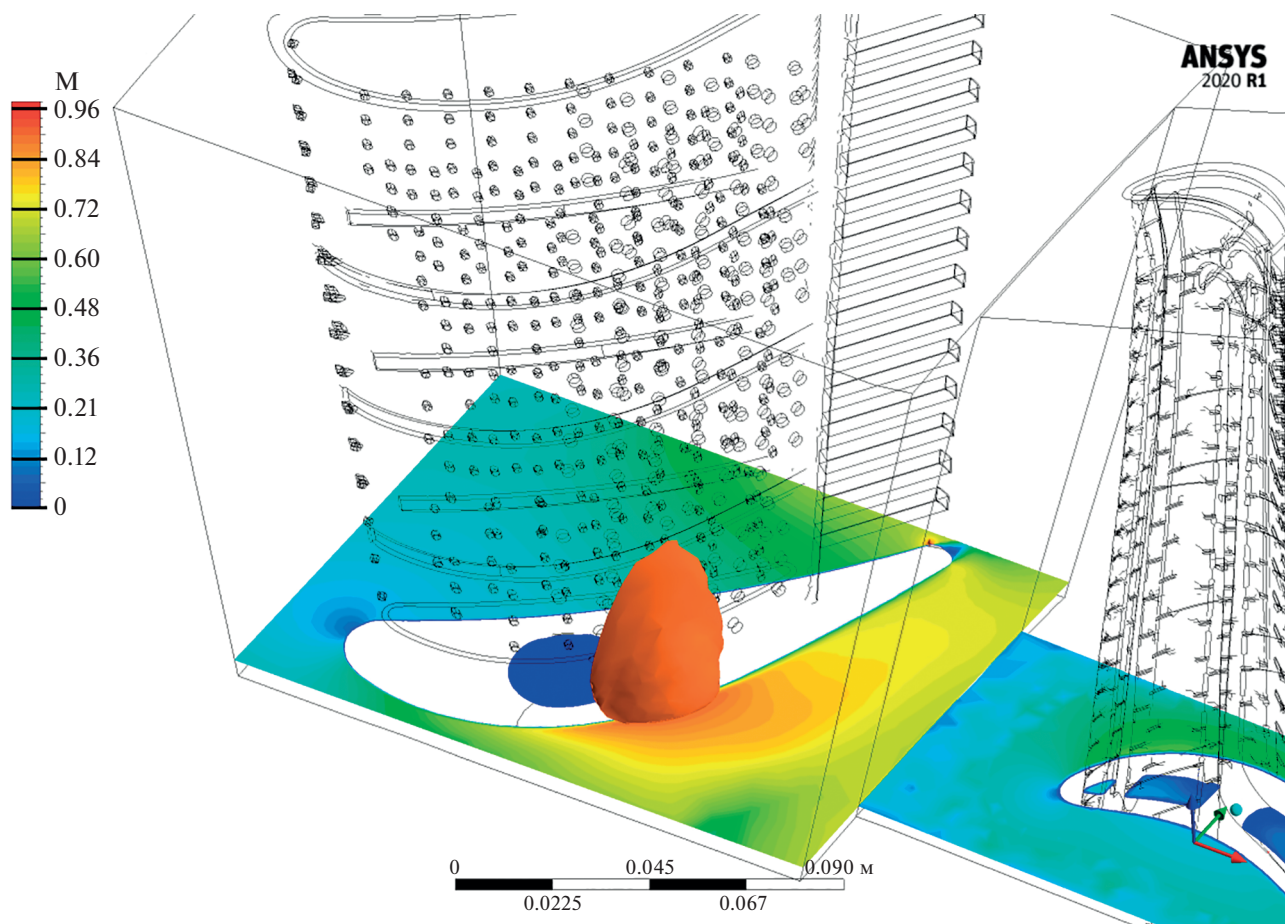


Рис. 4. Поле чисел Маха  $M$  в корневом сечении

В расчетной сетке лопатки соплового аппарата содержится более 69 тыс. элементов и 132 тыс. узлов. Тепловая нагрузка на сопловые и рабочие лопатки плавно возрастает в течение 30 мин до выхода на номинальный режим, который поддерживается в течение 20 мин, после чего моделируется снижение нагрузки турбины.

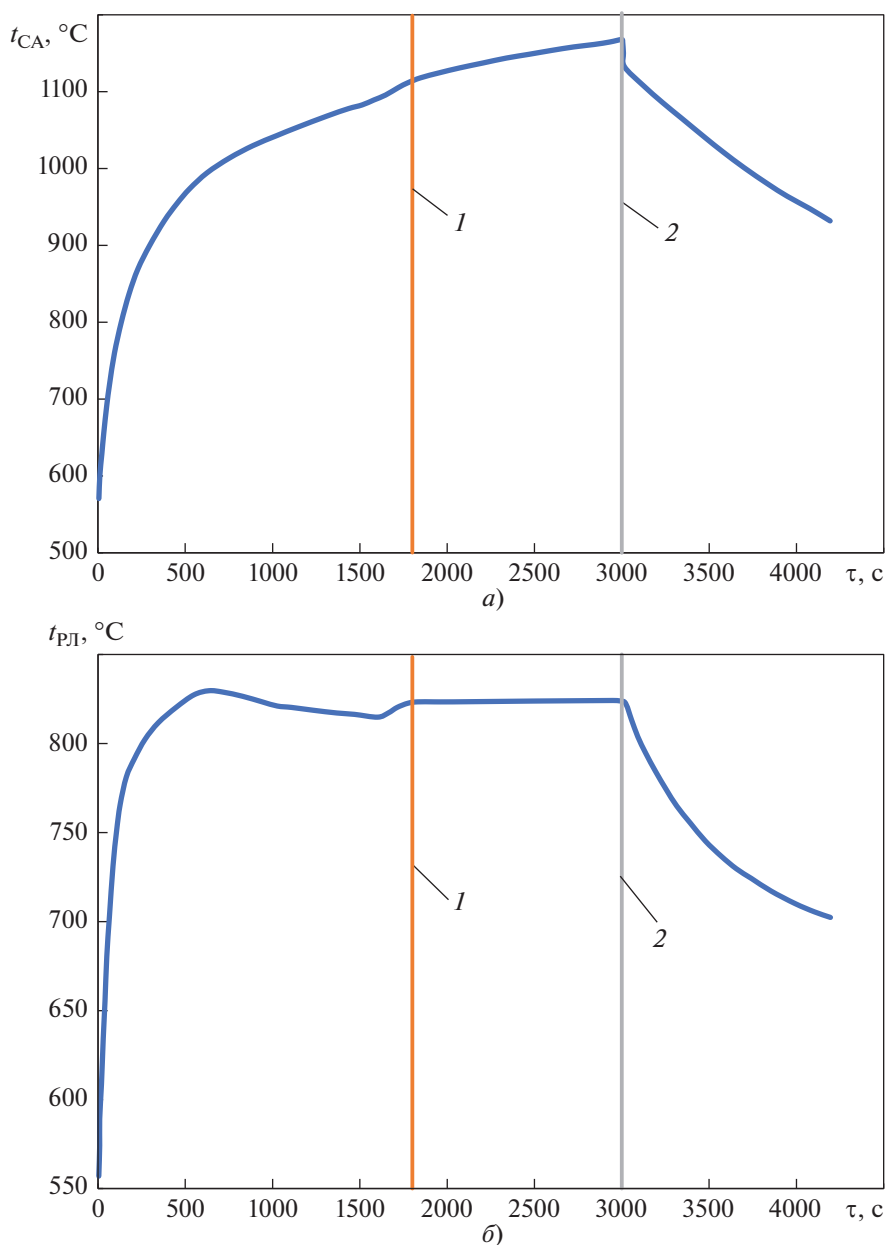
Тепловая задача решается с использованием модуля Transient Thermal, в который импортируются полученные при газодинамическом расчете значения коэффициентов теплоотдачи и температур пристеночных областей. Изменение нагрузки газовой турбины моделируется варьированием импортируемых граничных условий третьего рода во всем диапазоне изменения нагрузки. По результатам расчета построены графики средних значений температур по лопатке соплового аппарата и рабочей лопатке (рис. 5). На рис. 6 показано поле температур поверхности сопловой лопатки первой ступени после работы в номинальном режиме в течение 20 мин.

Расчет на прочность сопловой и рабочей лопаток проводили по отдельности в модуле Transient Structural. В качестве граничных условий исполь-

зовали температурные поля из теплового расчета и поля давлений из газодинамического расчета. В результате расчета на прочность были определены эквивалентные напряжения, интенсивности напряжений и деформаций в каждом узле модели в каждый момент времени рассматриваемого цикла. Было получено, что максимальные эквивалентные напряжения (433 МПа) возникают в конце номинального режима на входной кромке у периферийного сечения, средние эквивалентные напряжения на пере лопатки соплового аппарата  $\sigma_{\text{эkv}}$  не превосходят 121 МПа (рис. 7).

#### РАСЧЕТ ДОПУСТИМОГО ЧИСЛА ЦИКЛОВ

При знакопеременном цикле максимальный размах интенсивности деформаций составил 0.26% в периферийном сечении на выходной кромке наружной поверхности сопловой лопатки при расчетной максимальной температуре в данной точке за цикл 1109 К. Межсервисный интервал с учетом поправочного коэффициента  $a_s = 10$  равен 46 200 экв. ч эксплуатации. На пере рабочей лопатки максимальные напряжения равны 388 МПа (рис. 8), что меньше, чем на сопловой



**Рис. 5.** Зависимость средней температуры лопатки соплового аппарата  $t_{CA}$  (а) и рабочей лопатки  $t_{РЛ}$  (б) от времени  $\tau$ . 1 – начало номинального режима; 2 – сброс нагрузки

лопатке. “Опасная” точка находится на выходной кромке в месте скругления вблизи корневого сечения.

Во всех точках модели рассчитывали размах интенсивности деформаций и по кривым малоциклового усталости материала лопаток (сплав IN738) определяли допустимое количество циклов для расчетной температуры в данной точке. Результаты расчета межсервисного интервала представлены в табл. 1, из которой следует, что увеличение продолжительности эксплуатации за счет снижения температуры газов перед первой ступенью на 20 К не превышает 1300 экв. ч.

При температуре газа перед турбиной 1313 К качественная картина полей температур и напряжений не изменяется. Максимальные эквивалентные напряжения на входной кромке составляют 428 МПа. Наибольший размах интенсивностей деформации 0.258% достигается на пере лопатки, допустимое число эквивалентных часов возрастает до 47400.

#### МЕТАЛЛОГРАФИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Другим направлением работы является получение подтвержденных экспериментальными ис-

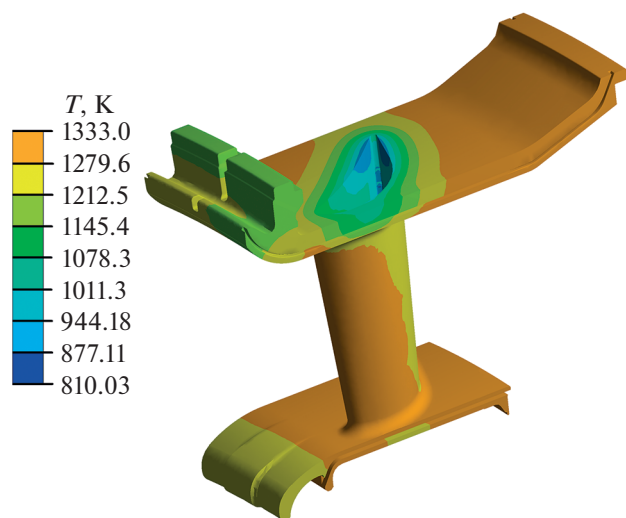


Рис. 6. Температурное поле сопловой лопатки первой ступени в конце номинального режима

следованиями данных, которое позволит увеличить межсервисный интервал газовых турбин ГТЭ-160 (SGT5-2000E) на энергоблоках ПГУ ПАО “Мосэнерго”. Для достижения этой цели необходимо было решить следующие задачи:

проанализировать методы оценки технического состояния основного металла лопаток из никелевых сплавов, защитных покрытий и структурных превращений в них в процессе эксплуатации;

провести металлографические исследования лопаток после эксплуатации в течение назначенного ресурсного периода;

выполнить испытания на кратковременный разрыв микрообразцов, изготавливаемых из высокотемпературных и низкотемпературных частей лопаток после эксплуатации в течение назначенного ресурсного периода;

провести испытания образцов сплавов из низкотемпературных частей бывших в эксплуатации лопаток, подвергнутых изотермическому старению;

определить длительную прочность высокотемпературных и низкотемпературных частей лопаток после эксплуатации в течение назначенного ресурсного периода;

выполнить сравнительный анализ исходного микроструктурного состояния основного металла лопаток в высокотемпературных и низкотемпературных частях с микроструктурным состоянием после изотермического старения;

проанализировать результаты испытаний низкотемпературных и высокотемпературных частей лопаток для определения кратковременных механических свойств, длительной прочности и остаточного ресурса.

При эксплуатационном старении металла лопаток, изготовленных из никелевых сплавов, происходят структурные изменения, которые приводят к ухудшению тепломеханических характеристик и снижению длительной прочности лопаток, но, как правило, за пределами назначенного заводами-изготовителями ресурса. Возможность продления ресурса лопаток связана с восстановительным ремонтом, основным этапом которого является восстановительная термообработка, при которой вдвое увеличивается ресурс лопаток, изготовленных из сплава IN738.

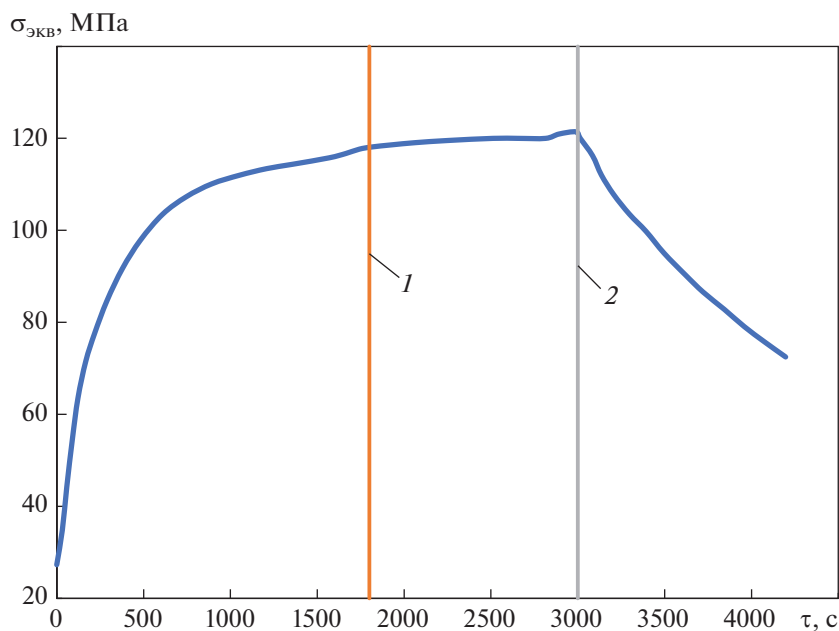


Рис. 7. Зависимость средних эквивалентных напряжений на пере лопатки соплового аппарата  $\sigma_{\text{экв}}$  от времени  $\tau$ . Условные обозначения см. рис. 5

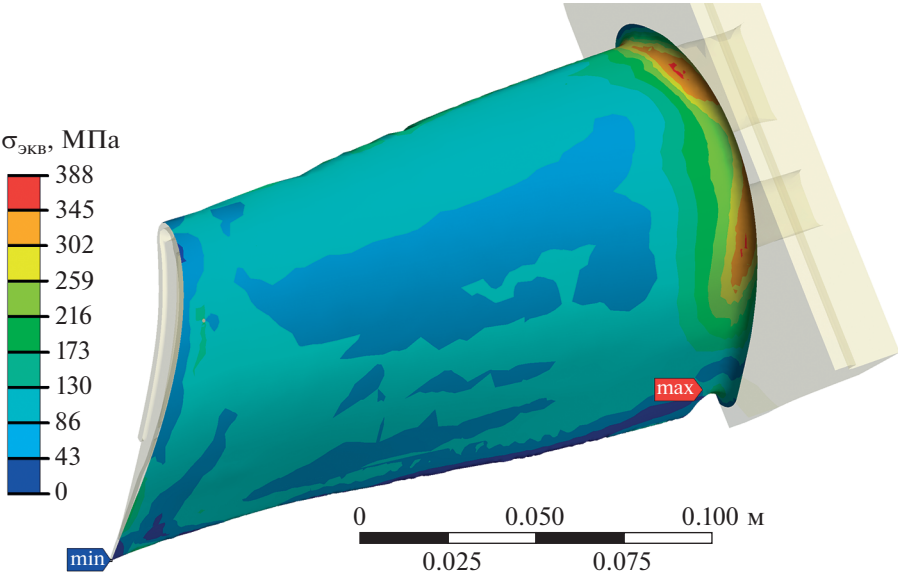


Рис. 8. Распределение температурных напряжений на пере рабочей лопатки

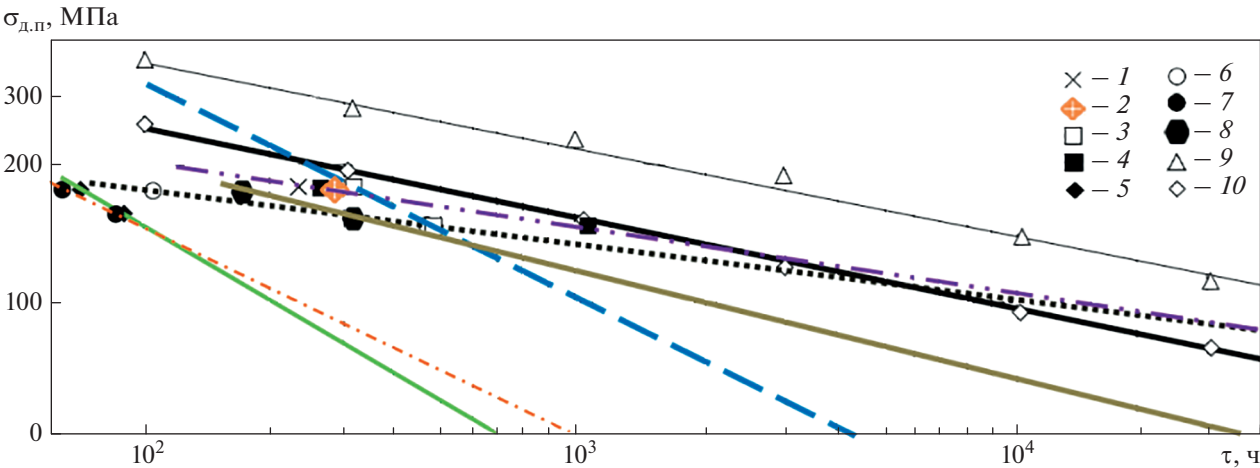


Рис. 9. Зависимость длительной прочности  $\sigma_{д.п}$  образцов сопловых и рабочих лопаток первой и второй ступеней из сплава IN738 от времени.  
1, 2 – перо и замок рабочей лопатки первой ступени; 3, 4 – перо и замок рабочей лопатки второй ступени; 5, 6 – перо и замок сопловой лопатки первой ступени; 7, 8 – перо и замок сопловой лопатки второй ступени; 9, 10 – литературные данные для IN738 при 850°C (1123 K) и 900°C (1173 K)

Результаты испытаний образцов сопловых и рабочих лопаток первой и второй охлаждаемых ступеней ГТУ SGT5-2000E из сплава IN738 на длительную прочность представлены на рис. 9.

Методика оценки состояния основного металла турбинных лопаток после эксплуатации и/или восстановительной термической обработки включает в себя несколько этапов (рис. 10),

Таблица 1. Результаты расчета межсервисного интервала

| Показатель                        | Температура газов перед турбиной, К                |        |        |        |
|-----------------------------------|----------------------------------------------------|--------|--------|--------|
|                                   | 1333                                               |        | 1313   |        |
|                                   | Температура воздуха на входе в сопловую лопатку, К |        |        |        |
|                                   | 600                                                | 700    | 600    | 700    |
| Амплитуда напряжений за цикл, МПа | 376                                                | 373    | 372    | 370    |
| Количество циклов                 | 4510                                               | 4600   | 4640   | 4740   |
| Эквивалентные часы эксплуатации   | 45 100                                             | 46 200 | 46 400 | 47 400 |

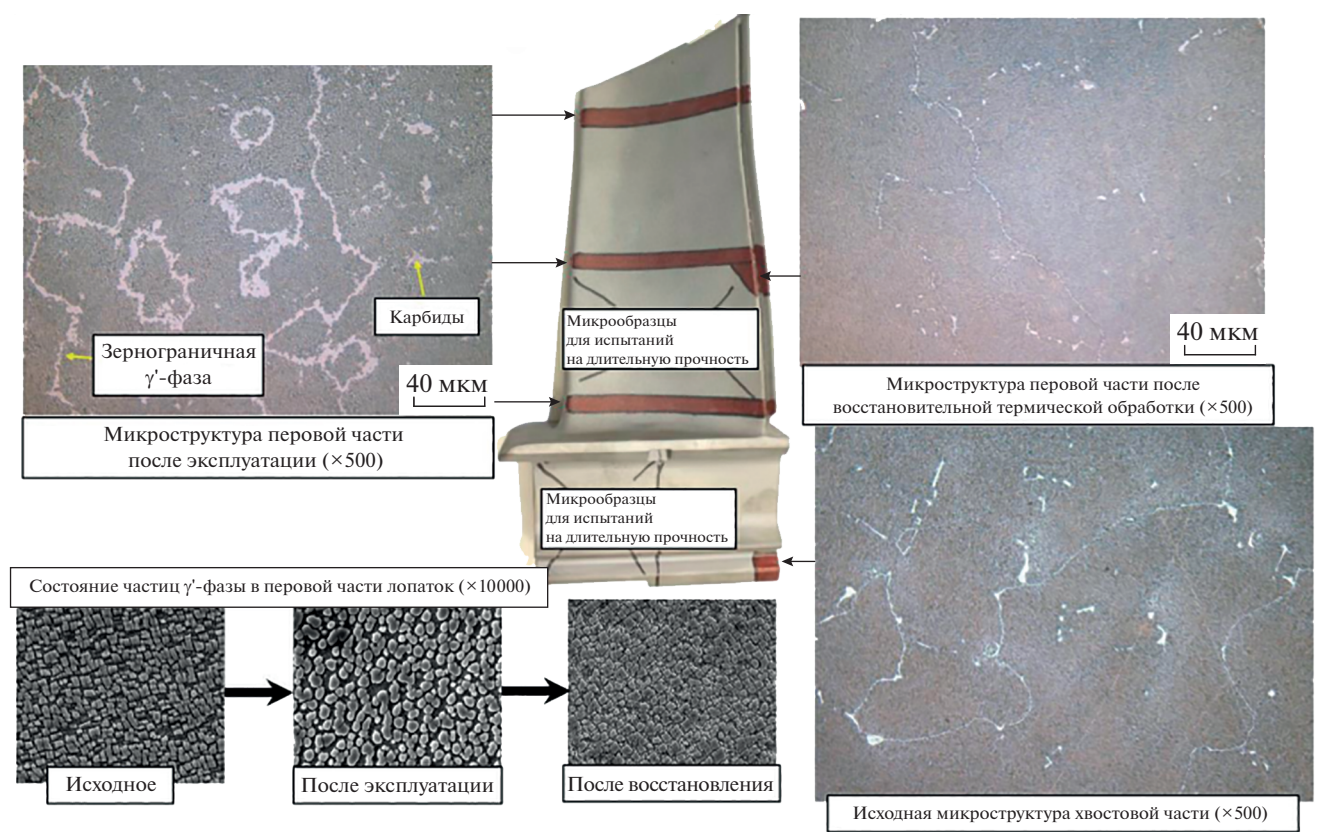


Рис. 10. Схематический план этапов исследования лопаток

после каждого из которых с помощью электронного микроскопа изучается микроструктура сплава.

При пересчете по методу Ларсона – Миллера на температуру 727°С (1000 К) определены пределы длительной прочности сопловых лопаток из сплава IN738 [5] (табл. 2).

В табл. 3 приведены значения допускаемого напряжения рабочей и сопловой лопаток с учетом коэффициента запаса прочности 1.5.

Старение хвостовиков сопловых и рабочих лопаток проводилось при температуре 900°С (1173 К)

и максимальной продолжительности 1050 ч, чтобы при пересчете на температуру 850°С (1123 К) по методу Ларсона – Миллера получить длительность старения, соизмеримую со сроком проведения ревизии лопаток, а также определить приближение к предельному состоянию металла.

ВЫВОДЫ

- 1. При расчете с использованием математической модели сопловых и рабочих охлаждаемых ло-

Таблица 2. Предел длительной прочности, МПа, сопловых лопаток из сплава IN738

| Степень лопатки  | Длительность испытаний, ч |           |
|------------------|---------------------------|-----------|
|                  | 10 000                    | 15 000    |
| Первая:          |                           |           |
| профильная часть | 303                       | 289       |
| замковая часть   | 257                       | 250       |
| Вторая:          |                           |           |
| профильная часть | 233                       | —         |
| замковая часть   | Более 300                 | Более 300 |

**Таблица 3.** Допускаемое напряжение, МПа, рабочей и сопловой лопаток с учетом коэффициента запаса прочности 1.5

| Лопатка                  | Длительность испытаний, ч |           |
|--------------------------|---------------------------|-----------|
|                          | 10000                     | 15000     |
| Рабочая второй ступени:  |                           |           |
| профильная часть         | Более 300                 | Более 300 |
| замковая часть           | 193                       | 187       |
| Сопловая первой ступени: |                           |           |
| профильная часть         | 202                       | 192       |
| замковая часть           | 171                       | 166       |
| Сопловая второй ступени: |                           |           |
| профильная часть         | 155                       | 150       |
| замковая часть           | 336                       | 314       |

паток первой и второй ступеней ГТУ SGT5-2000E получены следующие результаты:

максимальное эквивалентное напряжение на входной кромке соплового аппарата составляет 433 МПа;

максимальный размах интенсивности деформаций при знакопеременном цикле 0.26% (на выходной кромке соплового аппарата) наблюдается при расчетной температуре 1109 К;

количество циклов по кривой усталости для сплава IN738 равно 4620;

с учетом коэффициента запаса прочности по числу циклов 10 межсервисный интервал составляет 46200 экв. ч эксплуатации.

2. Согласно результатам расчетов при снижении температуры газов перед первой ступенью турбины межсервисный интервал увеличивается еще на 1200–1300 экв. ч. При этом можно допустить эксплуатацию ГТУ без принудительного снижения температуры газов перед турбиной.

3. Сопловые и рабочие лопатки ГТУ прошли два ремонтно-восстановительных цикла и более двух эксплуатационных циклов (по 33000 экв. ч). После очередного восстановления с суммарной наработкой более 66000 экв. ч они допущены к эксплуатации еще на 30000 экв. ч (т.е. суммарная наработка составит 96000 экв. ч, или два восстановительных ремонта после 48000 ч).

4. На основании проведенных исследований на длительную прочность хвостовой части рабочих и сопловых лопаток установлено, что рабочие лопатки второй ступени, сопловые лопатки первой и второй ступеней могут эксплуатироваться еще более 30 тыс. ч, рабочие лопатки первой ступени — еще более 20 тыс. ч.

5. Периоды между ремонтами и заменами лопаточного аппарата можно увеличить на основании результатов разрушающего и неразрушающего контроля, за счет чего возможно повысить суммарный ресурс лопаточного аппарата.

6. Можно считать обоснованным расширение межсервисного интервала эксплуатации для охлаждаемых лопаток первой и второй ступеней турбины SGT5-2000E до 46000 экв. ч до первого восстановительного ремонта.

7. Допускаются режимы эксплуатации ГТУ на базовой нагрузке без снижения мощности. Оптимальной для таких ГТУ, эксплуатируемых в системе ПАО «Мосэнерго», является работа в режиме нормированного первичного регулирования частоты.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Трухний А.Д., Радин Ю.А. Газотурбинные и парогазовые установки электростанций: Энциклопедический справочник. М.: Издательский дом МЭИ, 2021.
2. Ольховский Г.Г., Березинец П.А., Радин Ю.А. Энергетические парогазовые установки. М.: Издательский дом МЭИ, 2022.
3. ГОСТ Р 52527-2006 (ИСО 3977-9:1999). Установки газотурбинные. Надежность, готовность, эксплуатационная технологичность и безопасность М.: Стандартинформ, 2006.
4. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Шамраева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. М.: ЛЕНАНД, 2024.
5. Качанов Л.М. Время процесса разрушения в условиях ползучести // Изв. АН СССР. Отд. техн. наук. 1958. № 8. С. 26–31.

## Calculated and Experimental Substantiation of Increasing the Interval between Repairs of the SGT5-2000E Gas Turbine Cooled Blades

Yu. A. Radin<sup>a, \*</sup>, S. N. Lenev<sup>a</sup>, A. P. Pikhlakas<sup>a</sup>, and A. A. Lyubimov<sup>b</sup>

<sup>a</sup> PAO Mosenergo, Moscow, 119526 Russia

<sup>b</sup> All-Russia Thermal Engineering Institute, Moscow, 115280 Russia

\*e-mail: vti-unit@yandex.ru

**Abstract**—The article presents substantiation of the possibility to extend the operation of the SGT5-2000E series gas turbine units beyond the period specified by the manufacturer after which the “hot” parts and, primarily, the cooled nozzle vanes and rotor blades of the turbine’s first stages should be replaced. Each gas turbine unit is provided, along with the operation manual, with a maintenance program proceeding from the assigned fleet service life, in accordance with which the time of operation with one set of cooled blades of the turbine’s first stages is determined. A gas turbine cannot operate reliably unless its worn “hot parts” are checked and, if necessary, are subjected to restorative repair. As a rule, this can be done in the course of appropriately long outages (e.g., minor inspections, overhauls, and hot gas path visual examinations). All time-dependent wear coefficients are calculated simultaneously, and the calculation result is expressed in equivalent hours of operation (equiv. h), which vary depending on the pattern and number of working cycles, operational mode, used fuel, and water injection availability. A service life reduction is determined and expressed as an equivalent number of operation at the base load. The total number of equivalent hours of operation is the sum of hours calculated under the specific operation conditions. The article presents scientifically substantiated recommendations for a limited extension of the interval between maintenances obtained from mathematical modeling of the wear processes of cooled nozzle vanes and rotor blades in the first stages, and from an analysis of a change in the longevity characteristics of the alloy they are made of.

**Keywords:** gas turbine, nozzle vane, rotor blade, maintenance, interval between maintenances, equivalent hours of operation, safety factor, temperature stress, low cycle fatigue