

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, А.И. ДОЛГОВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина, e-mail: tars@ic.kharkov.ua, dai@vega.kharkov.ua*

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ ДЕФЛЕКТОРНОГО ТИПА

Виконана оптимізація багатofакторна системи охолодження направляючої лопатки газової турбіни методом ЛП-пошуку. Запропоновано дві ефективні схеми системи охолодження, створені в автоматизованому режимі. Показано, що автоматизований підхід глибоко зважає на специфіку системи охолодження, що дозволяє генерувати складні схеми охолодження, створення яких уручну практично неможливе.

Multifactor optimization of the cooling system of gas turbine nozzle vane is developed by the LP method. It was presented two effective cooling schemes that were created in the automated way. It is shown that the automated way takes into account the specific of the cooling system deeply, that allows to generate sophisticated cooling systems, which couldn't be created by hand.

Предмет оптимизации

Оптимизация систем охлаждения ГТУ представляет собой сложный и трудоемкий процесс, который заключается в проведении многовариантных расчетов с учетом ряда ограничений, таких как максимальная температура деталей турбины, максимальные напряжения в деталях, обусловленные тепловыми расширениями и динамическими нагрузками и другие.

Процесс оказывается настолько сложным, что некоторые исследователи считают, что его автоматизация практически невозможна в связи с большим количеством факторов, влияющих на поведение системы охлаждения. Однако в связи с развитием методов моделирования процессов в газовых турбинах и технологии их производства прежний подход «проектирование – испытания – перепроектирование» должен быть изменен, чтобы обеспечить выпуск нового поколения ГТУ и ГТД разного назначения в более короткие сроки, чем ранее. Поэтому задача разработки методов и программ автоматической оптимизации систем охлаждения газовых турбин представляется в настоящее время актуальной и своевременной.

В настоящее время общепринятым является подход проектирования систем охлаждения газовых турбин, на основе использования двух математических моделей: сетевой модели гидравлической сети системы охлаждения и конечно-элементной модели теплопроводности для конструктивных элементов газовой турбины. Данный подход реализован в программном комплексе ТНА [1], эффективность которого подтверждена практикой его использования на турбиностроительных предприятиях. Решение выполняется в связанной постановке, предполагающей информационный обмен между моделями на каждой итерации процесса. Сетевая модель системы охлаждения получает недостающие температуры поверхности каналов (для расчета параметров охладителя и его подогрева) из конечно-элементной модели деталей и возвращает температуры охладителя и коэффициенты теплоотдачи, т.е. граничные условия третьего рода для поверхностей, к которым прилегают каналы системы. Описанный процесс достаточно быстро сходится, предъявляет умеренные требования к

возможностям компьютера и позволяет анализировать тепловое состояние, как элементов газовых турбин, так и турбин в целом [2].

В настоящей работе развивается идея автоматизированного оптимального проектирования систем охлаждения газовых турбин с помощью программного комплекса ТНА [1], в который был встроен модуль поиска оптимального решения.

Специфика систем охлаждения газовых турбин заключается в их сильной зависимости от многих факторов, таких как геометрические размеры каналов, их тип, тепловое состояние охлаждаемых элементов и других. Поэтому совершенствование систем охлаждения возможно на основе многофакториальной оптимизации, в которой целевой функцией является расход, а в качестве ограничений выступают температура деталей и градиенты температуры. Для такого вида задачи эффективным способом оптимизации более всего подходит метод, основанный на использовании точек *ЛЛП*-последовательности названный *ЛЛП*-поиском [3]. Название это объясняется тем, что в качестве расчетных точек в единичном многомерном кубе используются точки *ЛЛП*-последовательности, которые являются наиболее равномерно распределенными среди всех известных в настоящее время последовательностей. Использование этого метода позволяет охватить весь диапазон варьируемых значений с равномерным их распределением, существенно сократив количество рассматриваемых вариантов, не сужая рамок варьирования диапазона значений.

Оптимизация системы охлаждения лопатки дефлекторного типа

Возможности оптимизации системы охлаждения покажем на примере направляющей лопатки газовой турбины дефлекторного типа.

Граничные условия теплообмена с внешней стороны лопатки, т.е. от газа к поверхности лопатки обычно определяются каким-либо методом и не варьируются в процессе оптимизации. Внутренние каналы системы охлаждения описываются графом (рис. 1), каждая ветка которого, содержит информацию о типе и геометрических параметрах канала системы охлаждения.

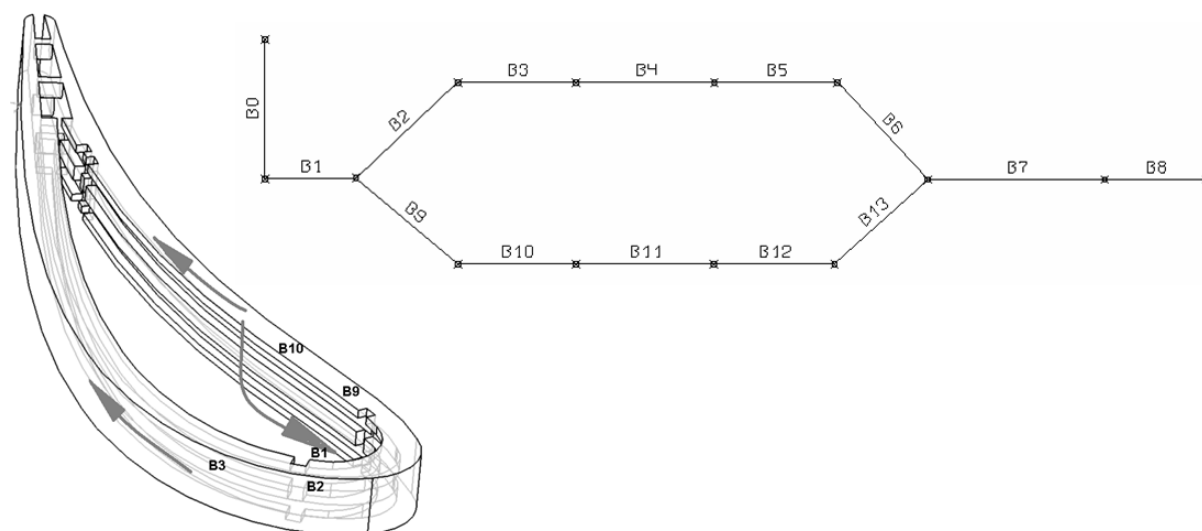


Рис. 1. Конструкция дефлекторной системы охлаждения направляющей лопатки и схема ее системы охлаждения (дефлектор не показан)

Канал В1 представляет собой струйный обдув входной кромки лопатки. Каналы В2, В3, В4, В5, В6 – прямоугольные каналы идущие от входной кромки к выходной вдоль спинки лопатки и образованные внутренней стенкой лопатки и стенками дефлектора. В9, В10, В11, В12, В13 – прямоугольные каналы идущие от входной кромки к выходной вдоль животика лопатки и образованные внутренней стенкой лопатки и стенками дефлектора. Ввиду малой толщины профиля в зоне выходной кромки каналы В6 и В13 являются последними каналами образованными при помощи дефлектора, каналы В7 и В8 образованы двумя стенками лопатки.

Задавая давление и температуру воздуха во внешних узлах, равными 1,3 МПа, 230 °С на входе в полость дефлектора лопатки и 0,85 МПа, 1200 °С – на срезе щели выходной кромки лопатки были получены все характеристики системы охлаждения включая температурное поле лопатки (рис. 2). Для исходного варианта расход охлаждающего воздуха для всех лопаток направляющего аппарата оказался равным 89,2 кг/с. Стремление уменьшить затраты воздуха путем уменьшения размера щели в выходной кромке лопатки приводили к увеличению как значения температуры, так и к большей неравномерности температуры поверхности лопатки. Например, для расхода воздуха равного 74,5 г/с на одну лопатку максимальная температура внешней поверхности увеличилась до 911 °С, а неравномерность температур до 187 °С против 848 °С и 154 °С в исходном варианте.

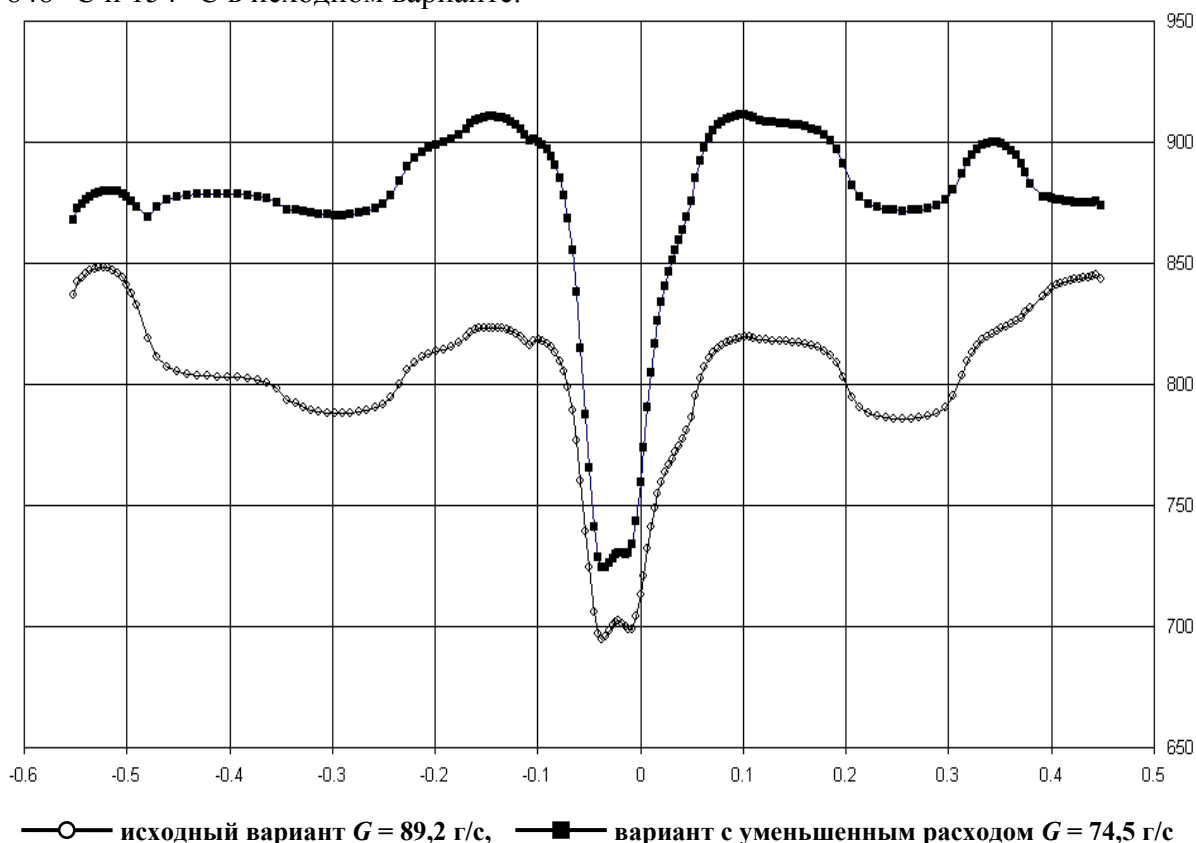


Рис. 2. Изменение температуры наружной поверхности лопатки от входной кромки $X/П = 0$ до выходной вдоль вогнутой (справа) и выпуклой (слева) поверхностей

Опыт показывает, что перепад температуры поверхностей в представленных вариантах оказывается неприемлемым исходя из условий термочности. Для выравнивания температурного поля обычно во внутренних воздушных каналах

размещают интенсификаторы теплообмена различного типа. Возможен также и другой путь, заключающийся в дифференцированной подпитке каналов охлаждения свежим воздухом из дефлектора. Реализация второго подхода оказывается достаточно сложной, так как небольшие изменения в размерах дозирующих отверстий существенно перераспределяют расходы воздуха в системе охлаждения. Если использовать одну, максимум две подпитки, то система охлаждения может быть создана в диалоговом режиме таким образом, что бы удовлетворять требованиям неравномерности температуры и приемлемым затратам воздуха. При большем количестве подпиток процесс становится трудно управляемым. Этот факт является интересным для выявления возможностей автоматизированного создания оптимальной охлаждающей системы.

Граф такой системы охлаждения представлен на рис. 3. Здесь каналы В53, В63, В62, В61, В60, В52, В67, В66, В65, В64 представляют собой каналы подпитки в дефлекторе. В связи с большой степенью свободы предоставленной конструкции, подбор параметров этих каналов, таких как диаметр отверстий и их шаг, в ручном режиме представляет собой большую трудность. Изменение одного из параметров в любом канале ведет к изменениям во всей системе. Очевидно, что для решения данной задачи необходимо сокращать количество рассматриваемых вариантов, однако диапазон варьируемых параметров должен быть охвачен полностью.

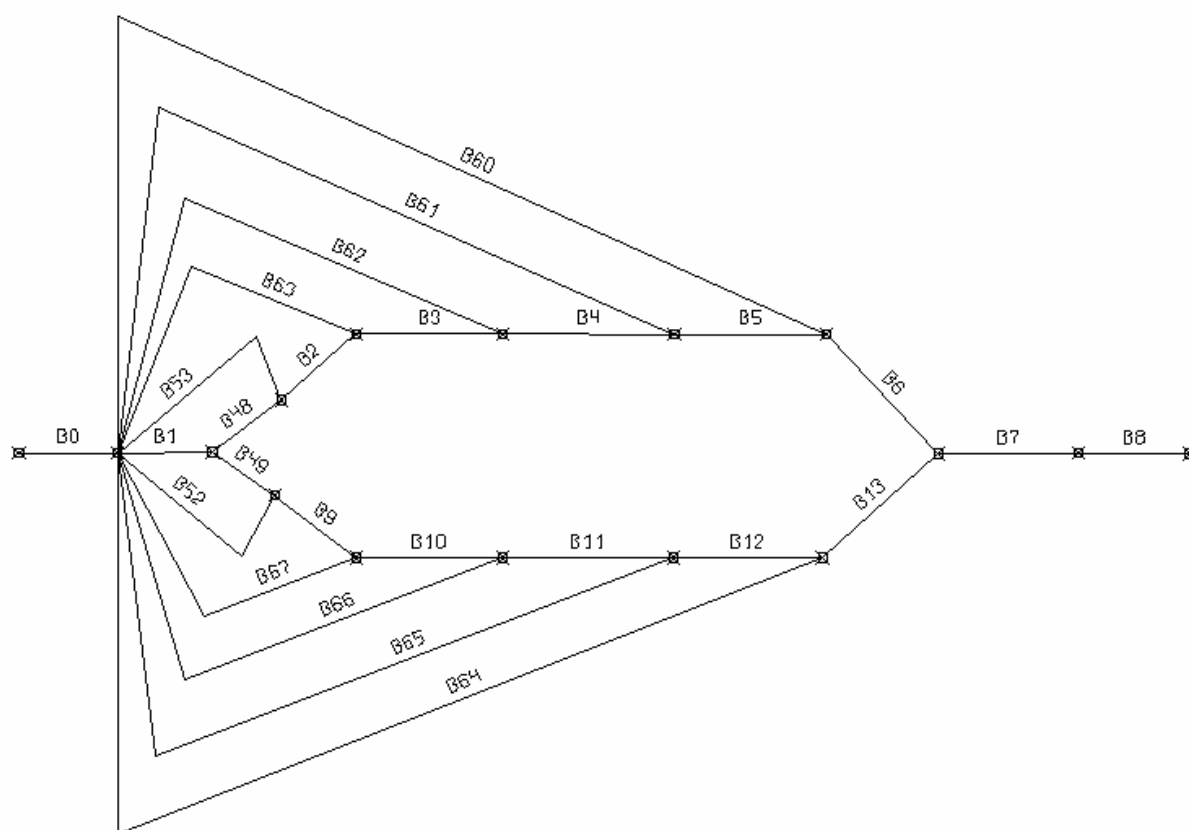


Рис. 3. Граф модернизированной системы охлаждения

Для получения более технологичного решения высоты каналов В48, В2, В3, В4, В5, В6, В49, В9, В10, В11, В12, В13 задавались одинаковыми по всему обводу профиля. Несколько упростим задачу (только для простоты анализа) – не будем учитывать

интенсификацию теплообмена в местах выхода охлаждающего воздуха из отверстий в дефлекторе.

Зададимся целью найти такие геометрические размеры отверстий в дефлекторе при которых расход охлаждающего воздуха был бы минимальным, а неравномерность температур стенки была бы менее 154 °С, какова была в исходном варианте. Такое решение найдено при расходе 72,5 г/с. Неравномерность температур стенки составила 58,2 °С при максимальной температуре 846 °С. Данная неравномерность температур стенки существенно меньше чем в исходном варианте системы охлаждения.

При таком большом количестве каналов подпитки достаточно трудно обеспечить движение охлаждающего воздуха в нужном направлении. В результате расчетов было замечено, что для обеспечения необходимого воздухораспределения каналы В52 и В53 должны иметь одинаковые или очень близкие площади проходного сечения. Это дополнительное условие позволило существенно увеличить количество решений удовлетворяющих поставленным ограничениям и позволило выявить более оптимальный вариант при расходе 69,2 г/с, при этом неравномерность температур стенки составила 49,7 °С при максимальной температуре 840 °С.

Рассмотрим полученный вариант системы охлаждения более подробно. При оптимизационном расчете в роли варьируемых параметров был принят диаметр отверстий перфорации, который для оптимизированного варианта представлен в таблице.

Таблица. Диаметр отверстий перфорации в оптимальном варианте системы охлаждения

| | | | | | |
|-------------|-------|--------|--------|--------|--------|
| Канал | В53 | В63 | В62 | В61 | В60 |
| Диаметр, мм | 0,560 | 0,0215 | 0,056 | 0,129 | 0,185 |
| Канал | В52 | В67 | В66 | В65 | В64 |
| Диаметр, мм | 0,560 | 0,0068 | 0,2498 | 0,0532 | 0,0215 |

Важно отметить, что в конструкцию системы охлаждения было введено большое число степеней свободы, но, тем не менее, как видно из полученных результатов, ни один из каналов подвода холодного воздуха не оказался лишним. В тоже время диаметр некоторых каналов подпитки оказался столь малым, что его технически невозможно выполнить и конечно эти каналы должны быть исключены из схемы охлаждения.

Возможность многопараметрического оптимизационного расчета системы охлаждения дает возможность добиться равномерного температурного поля при наименьших затратах охлаждающего воздуха. На рис. 4 показано распределение температуры стенки вдоль обвода профиля для различных вариантов оптимизированной системы охлаждения. Видно, что оба варианта обеспечивают приемлемую неравномерность температуры поверхности. Причем при большем на 4 % расходе воздуха неравномерность оказалось выше, а максимальное значение температуры незначительно ниже, чем в случае меньшего значения расхода воздуха.

На практике тяжело представить производство охлаждаемой лопатки с таким количеством точно выполненных отверстий подпитки в дефлекторе. Попробуем упростить систему охлаждения оставив всего лишь несколько мест дополнительного подвода холодного воздуха вдоль обвода профиля. Упрощенная система охлаждения представлена на рис. 5. В качестве каналов подпитки оставлены два канала – В52 и В53. В результате оптимизационного расчета для данной конфигурации системы охлаждения получен вариант, при котором расход охлаждающего воздуха составил

79,37 г/с, а неравномерность температур стенки оказалась равной 53 °С при максимальной температуре 849 °С.

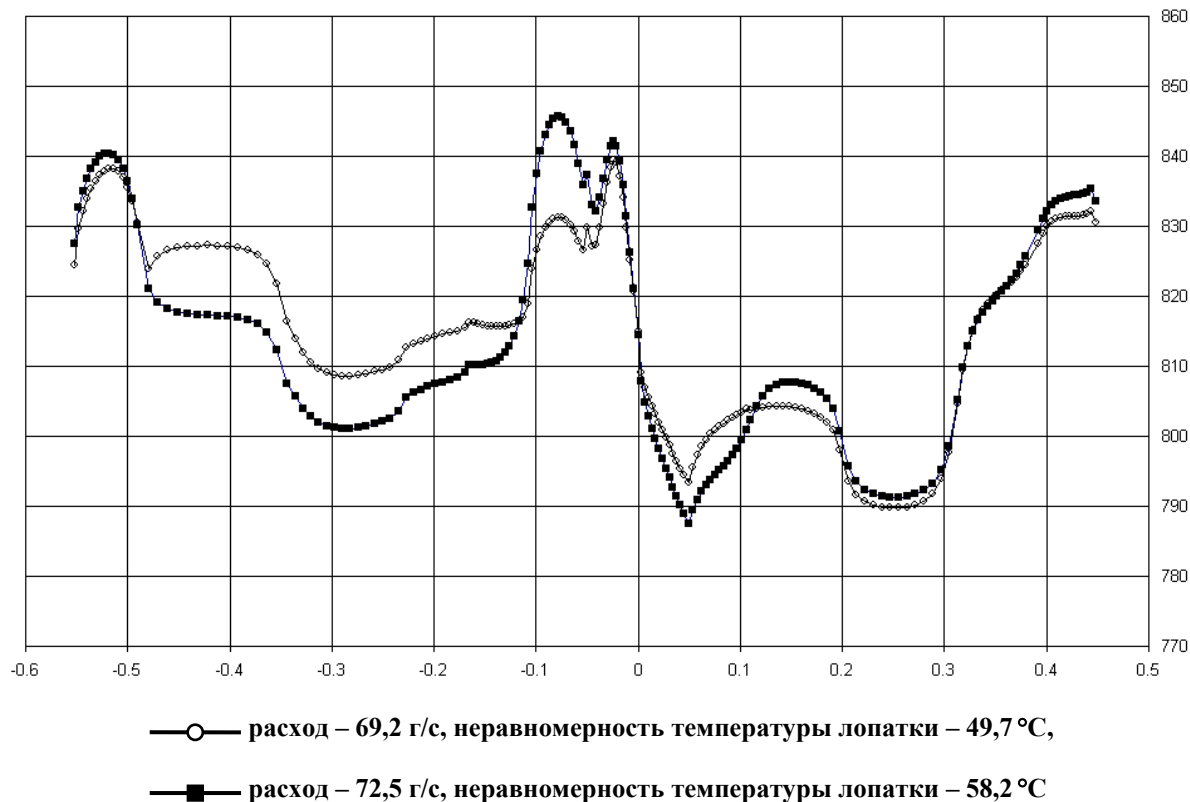


Рис. 4. Распределение температуры стенки от входной кромки $X/П = 0$ до выходной вдоль вогнутой (справа) и выпуклой (слева) поверхностей

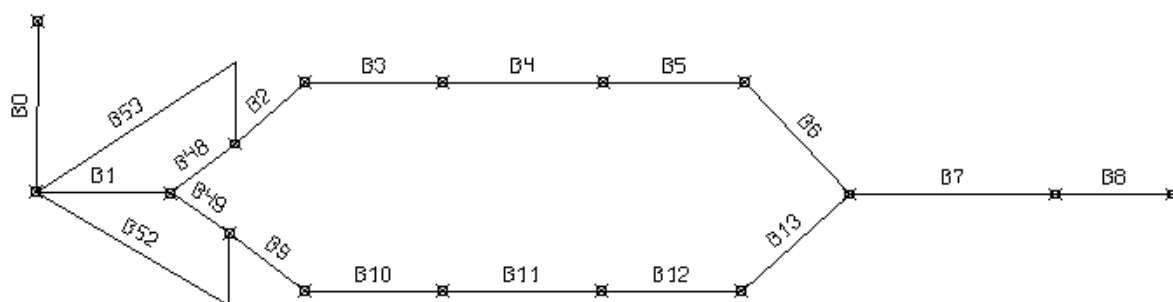


Рис. 5. Граф упрощенной системы охлаждения

Хотя вариант с упрощенной схемой имеет несколько больший расход охлаждающего воздуха, с практической точки зрения он является более предпочтительным нежели вариант, показанный на рис. 3 ввиду сложности производства последнего. Тем не менее, даже упрощенный вариант системы охлаждения значительно предпочтительнее исходного по всем параметрам, таких как расход охлаждающего воздуха и неравномерность температур стенки. На рис. 6 представлены распределения температуры стенки вдоль обвода профиля для исходного

и модернизированного (упрощенного) вариантов системы охлаждения лопатки дефлекторного типа.

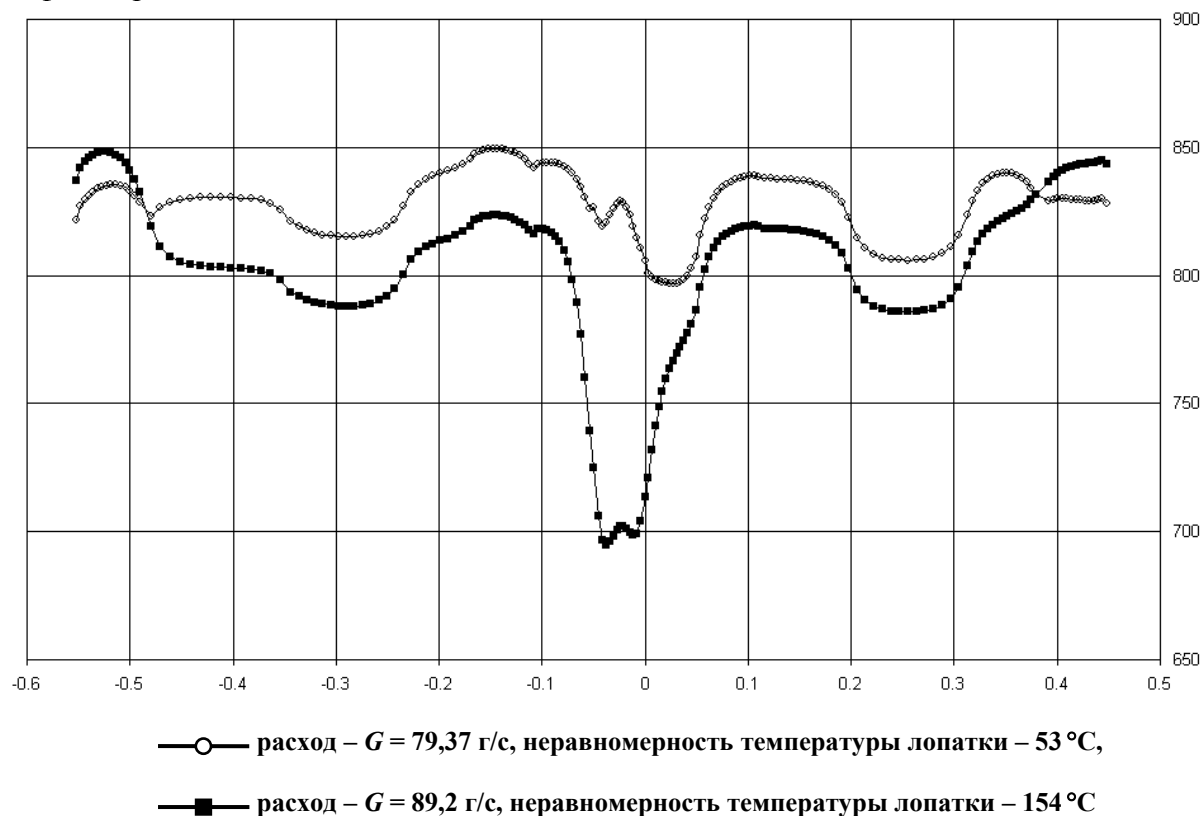


Рис. 6. Распределение температуры стенки в исходном ($G = 89,2$ г/с) и оптимизированном варианте ($G = 79,37$ г/с) вдоль вогнутой (справа) и выпуклой (слева) поверхностей лопатки

Литература

1. Тарасов А.И., Долгов А.И. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006, Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
2. Тарасов А.И. Замена воздуха на пар в системах охлаждения действующих газовых турбин // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 1. – С. 12-14
3. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 110 с.

© Тарасов А.И., Долгов А.И., 2008