УДК 536.24

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В СТЕРЖНЕ С ДВУСТОРОННИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

Ю.В. Видин, Д.И. Иванов, Р.В. Казаков

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск
E-mail: idi86@inbox.ru

С использованием аналитических зависимостей произведен расчет распределения температуры в стержне с двусторонним подводом тепла, определены координаты экстремумов. Показано, что для такого стержня с уменьшением избыточной температуры на конце стержня при фиксированном значении избыточной температуры у его основания величина минимального температурного напора существенно снижается.

Ключевые слова:
Стационарный теплообмен, аналитические методы расчета температурных полей, развитые поверхности теплообмена.

Key words:
Stationary heat transfer, analytical methods for calculating the temperature fields, developed heat exchange surface.

В теплотехнике для существенной интенсификации процессов теплообмена широко используются оребрённые поверхности [1, 2]. Как правило, подвод тепла в таких конструкциях происходит через основание ребра, т. е. является односторонним. Однако на практике могут иметь место случаи, когда стержни конечной длины связывают между собой две теплоотдающие поверхности, обладающие разными температурами. Тогда при условии, что соединительный элемент постоянного поперечного сечения, задача переноса тепла вдоль такого тела может быть записана в виде

$$\frac{d^2\vartheta}{dx^2} - m^2\vartheta = 0, \qquad (1)$$

$$\vartheta = \vartheta_0, \text{ при } x=0, \qquad (2)$$

$$\vartheta = \vartheta_1, \text{ при } x=l, \qquad (3)$$

где $\vartheta = t - t_C$ – избыточная температура, °С; $\vartheta_0 = t_0 - t_C$, $\vartheta_1 = t_1 - t_C$ – избыточные температуры на концах рассматриваемого стержня, °С; t_C – температура окружающей среды стержня, °С; l – длина стержня, мм;

$$m = \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda f}}, \text{ м}^{-1},$$

где α, λ – коэффициенты теплоотдачи и теплопроводности соответственно; $P=2(a+b)$, $f=ab$ – периметр и площадь поперечного сечения тела, где a, b – толщина и ширина ребра соответственно.

При условии, что $b \geq a$, параметр m можно представить в виде

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda a}}.$$

Решение дифференциального уравнения (1) известно [1]

$$\vartheta = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx}. \qquad (4)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 находим из граничных условий (2) и (3):

$$C_1 = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_0 e^{-ml}}{e^{ml} - e^{-ml}}; \qquad (5)$$

$$C_2 = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_0 e^{ml}}{e^{ml} - e^{-ml}}. \qquad (6)$$

Подставляя (5) и (6) в зависимость (4), получим

$$\vartheta = \vartheta_0 \frac{\text{sh}[m(l-x)]}{\text{sh}(ml)} + \vartheta_1 \frac{\text{sh}(mx)}{\text{sh}(ml)}, \qquad (7)$$

где $\text{sh}Z = \frac{e^Z - e^{-Z}}{2}$ – гиперболический синус, который относится к классу элементарных функций [3, 4].

Особенный инженерный интерес представляет месторасположение экстремума температуры по длине стержня и её величина.

Для этого, дифференцируя выражение (7), находим производную

$$\frac{d\vartheta}{dx} = m\left(-\vartheta_0 \frac{\mathrm{ch}[m(l-x)]}{\mathrm{sh}(ml)} + \vartheta_1 \frac{\mathrm{ch}(mx)}{\mathrm{sh}(ml)} \right). \quad (8)$$

Из ур. (8), при условии, что $\frac{d\vartheta}{dx} = 0$, получим

$$\vartheta_0 \mathrm{ch}[m(l-x^*)] = \vartheta_1 \mathrm{ch}[mx^*], \quad (9)$$

где x^* – осевая координата экстремума функции (7).

Принимая во внимание, что гиперболический косинус равен $\mathrm{ch}Z = \frac{e^Z + e^{-Z}}{2}$, можно на основе соотношения (9) выразить координату x^* в следующем виде:

$$x^* = \frac{l}{2}\left(1 + \frac{1}{ml} \ln \frac{e^{ml} - \frac{\vartheta_1}{\vartheta_0}}{\frac{\vartheta_1}{\vartheta_0} e^{ml} - 1} \right). \quad (10)$$

Очевидно, что при $\vartheta_0 = \vartheta_1$ $x^* = l/2$, т. е. тепловой центр окажется в середине стержня.

Из выражения (10) также следует, что если отношения избыточных температур на концах стержня $\frac{\vartheta_1}{\vartheta_0}$ будет иметь значение

$$\frac{\vartheta_1}{\vartheta_0} = \frac{2e^{ml}}{e^{2ml} + 1}, \quad (11)$$

то экстремум температуры сместится в сторону менее нагретого основания, и координата x^* станет равной его длине, т. е. $x^* = l$. Если по условию задачи величина $\frac{\vartheta_1}{\vartheta_0}$ окажется меньше, чем рассчитанная по (11), то, следовательно, экстремум температуры уйдет за пределы длины рассматриваемого ребра.

Подставляя (10) в формулу (7), несложно рассчитать минимальную избыточную температуру по длине стержня.

Вычислив на основе зависимости (10) координату x^*, далее также можно рассчитать коэффициенты тепловой эффективности первой и второй частей стержня по формулам [4]:

$$E_1 = \frac{\mathrm{th}(mx^*)}{mx^*};$$

$$E_2 = \frac{\mathrm{th}[m(l-x^*)]}{m(l-x^*)}.$$

В качестве примера рассмотрим стержень прямоугольного сечения l=100 мм, изготовленный из стали, λ=50 Вт/(м·К), размеры которого $a \times b$=5×100 мм.

Коэффициент теплоотдачи на поверхности стержня примем α=20 Вт/(м^2·К).

Следовательно, параметр m равен 17,89 м$^{-1}$.

Для x=0 примем температуру основания t_0=100 °С. На противоположной стороне x=100 мм рассмотрим три варианта: t_1=90, 80, 70 °С.

Во всех случаях температура среды одна и та же и равна t_{cd}=20 °С.

На рис. 1 приведены кривые изменения избыточной температуры для указанных трех случаев.

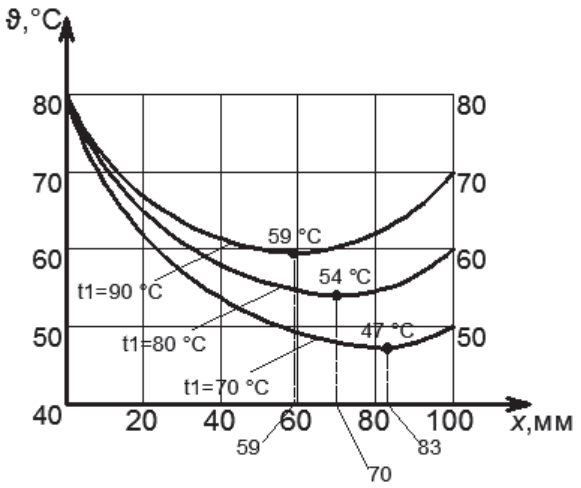

Рис. 1. *Кривые изменения температуры стержня для значений температуры t_1=90, 80, 70 °С*

При дальнейшем снижении температуры на противоположном основанию конце стержня экстремум функции покидает пределы стержня.

На рис. 2 приведены кривые изменения избыточной температуры стержня для значений t_1=60, 50 °С.

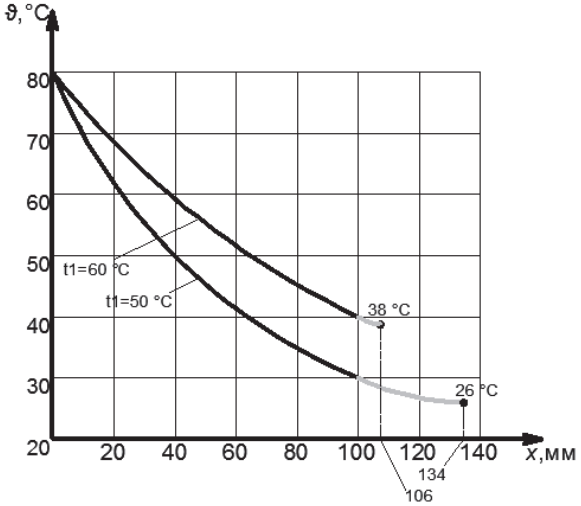

Рис. 2. *Кривые изменения температуры стержня для значений температуры t_1=60, 50 °С*

Выводы

Разработаны аналитические зависимости для расчета избыточных температур по длине стержня при двустороннем подводе тепла в зависимости от температур на концах рассматриваемого стержня и теплофизических свойств на основании элементарных функций. Произведены расчеты избыточных температур по длине стального стержня, результаты которых показали, что с уменьшением избыточной температуры на конце стержня при фиксированном значении температуры у его основания экстремум избыточной температуры стержня смещается вправо, и величина минимального температурного напора существенно снижается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Керн Д., Краус А. Развитые поверхности теплообмена. – М.: Энергия, 1977. – 461 с.
2. Гольберг А.И., Корягин В.С., Мочан С.И., Тынтарев Э.М. Расчет и проектирование цельносварных экранов котельных агрегатов. – Л.: Энергия, 1975. – 272 с.
3. Сегал Б.И., Семендяев К.А. Пятизначные математические таблицы. – М.: Изд-во АН СССР. 1950. – 464 с.
4. Видин Ю.В., Бойков Г.П., Колосов В.В., Ромащенко А.С. Краткий справочник по тепломассообмену. – Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2007. – 169 с.

Поступила 01.03.2012 г.

УДК 621.311.22

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЗАМЕНЫ ПАРОВОГО ТУРБОПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ СОБСТВЕННЫХ НУЖД ЭНЕРГОБЛОКОВ ТЭС ГАЗОТУРБИННЫМ ПРИВОДОМ

Н.Н. Галашов

Томский политехнический университет
E-mail: gal@tpu.ru

Получено уравнение, позволяющее на основе срока окупаемости определить экономическую целесообразность замены парового турбопривода механизма собственных нужд энергоблоков ТЭС газотурбинным двигателем в зависимости от стоимости электроэнергии и топлива и стоимостных и режимных показателей газотурбинных двигателей.

Ключевые слова:
Механизм собственных нужд; энергоблок, паровой турбопривод; газотурбинный двигатель; срок окупаемости.

Key words:
Auxiliary mechanism; power block; steam turbine drive; gas turbine engine; payback period.

Одним из главных направлений развития электроэнергетики на современном этапе является повышение эффективности выработки электроэнергии на основе современных энерго- и ресурсосберегающих технологий [1]. В настоящее время в энергетике к таким технологиям можно отнести установки с газотурбинными двигателями (ГТД). В последнее время газотурбинные двигатели очень быстро совершенствуются: их КПД растет, и даже для простого цикла достиг 40...45 %, а стоимость существенно снижается: в 3...4 раза ниже, чем для паротурбинных установок. На ТЭС пока ГТД используется для привода электрогенераторов: самостоятельно или в комбинации с паротурбинными установками в парогазовых установках. Но на ТЭС имеется большое количество механизмов собственных нужд, которые в качестве привода используют электродвигатели или паровые турбины.

Увеличение отпуска электроэнергии за счет сокращение затрат энергии на собственные нужды является актуальной задачей при эксплуатации, проектировании и модернизации ТЭС и существенным источником энергосбережения. Так, применение паротурбинного привода питательных насосов на энергоблоках сверхкритического давления позволило сократить расход электроэнергии на собственные нужды на 2...2,5 %. А на разрабатываемых энергоблоках нового поколения на суперкритические параметры пара применение паротурбинного привода питательных насосов позволит сократить расход электроэнергии на собственные нужды на 3...3,5 %.

Как показано в [2] паровой турбопривод при большой мощности экономичнее электродвигателей, поэтому в настоящее время на всех энергоблоках сверхкритических параметров для питательных насосов и для воздуходувок на блоках 500, 800 МВт он установлен в качестве привода.

Паровой турбопривод позволяет: идеально регулировать производительность механизмов изменением частоты вращения; выполнить механизмы на высокое число оборотов, что улучшает их показатели, уменьшает габариты и стоимость; увеличить полезный отпуск электроэнергии при одинаковой мощности турбогенератора из-за уменьшения ее на электропривод; уменьшить затраты на систему питания электропривода и снизить токи короткого замыкания; увеличить устойчивость режима работы механизмов, благодаря отсутствию влияния колебания частоты тока на их производительность. К недостаткам парового турбопривода следует отнести то, что усложняется тепловая схема энергоблока и электростанции; требуется подача пара на турбопривод от пусковой котельной или через резервные паропроводы от других энергоблоков при пуске энергоблока.

Достоинства, которые имеет паровой турбопривод, обеспечивает также ГТД. В последнее время ГТД даже при небольшой мощности уже достигли эффективного КПД 30...35 % [3]. Замена газотур-