минобрнауки россии

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

**«Череповецкий государственный университет»**

|  |  |
| --- | --- |
| Институт (факультет) | Инженерно-технический институт |
| Кафедра | Теплоэнергетики и теплотехники |

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА**

|  |  |
| --- | --- |
| по дисциплине | Тепломассообмен |
| на тему | Моделирование теплообмена при свободной конвекции |

Выполнил студент группы 3ТТб-01-31оп

Таруличев Д.О.

Преподаватель

Шестаков Николай Иванович

д.т.н.

Дата представления работы

«\_\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_20\_\_г.

Заключение о допуске к защите

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Оценка \_\_\_\_\_\_\_, \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

количество баллов

Подпись преподавателя \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Череповец 2020 год

Цель работы: исследование процесса теплообмена при естественной конвекции на физической модели: уменьшенной в 5 раз горизонтальной трубке.

Задачи работы: определение коэффициента теплоотдачи и потерь теплоты с поверхности паропровода при естественной конвекции.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Ф.И.О. | Температура воздуха в помещении, 0C | Степень черноты | Температура окружающего воздуха, 0C |
| Таруличев Д.О. | 26.0 | 0.85 | -25.0 |

**Теоретические сведения**

В процессе теплоотдачи поверхность твердого тела обменивается теплотой с омывающей ее потоком жидкости или газа. Частицы теплоносителя, непосредственно соприкасающиеся с твердой поверхностью, передают теплоту стенке теплопроводностью, в остальной части потока передача теплоты осуществляется теплопроводностью и конвективным переносом. В ламинарной части потока теплота передается в основном теплопроводностью, но благодаря перестроению профиля продольной составляющей скорости по длине омываемой стенки в потоке возникает нормальная составляющая скорости, а следовательно, и конвективный перенос теплоты. В турбулентной части потока конвективный перенос теплоты играет решающую роль.

Жидкости и газы имеют небольшие коэффициенты теплопроводности, поэтому ламинарная часть потока теплоносителя создает большое термическое сопротивление потоку теплоты. Любые факторы, способствующие перемешиванию жидкости, в том числе и турбулентность, создают благоприятные условия для распространения теплоты в жидкости.

Таким образом, механизм переноса теплоты между жидкостью и поверхностью твердого тела, а также интенсивность его зависят прежде всего от условий движения теплоносителя.

**Проведение расчетов**

Паропровод внешним диаметром d = 200 мм, по которому подается пар давлением р = 1 МПа, проложен горизонтально на открытом воздухе по территории завода. Суммарная длина участков паропровода составляет l = 100 м. С помощью тепловизора определялись средние температуры отдельных участков поверхности паропровода. Степень черноты поверхности паропровода принималась равной ε = 0,95. Длины участков li и значения средних температур поверхности ti приведены в таблице.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| i | I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X |
| li, м | 5 | 15 | 7 | 13 | 6 | 14 | 4 | 16 | 3 | 17 |
| ti, °C | 95 | 93 | 90 | 89 | 88 | 86 | 83 | 82 | 81 | 79 |

В опытах при различных значениях напряжения и силы тока с помощью термопар определялась температура поверхности трубки tc, обогреваемой изнутри постоянным электрическим током, в 10 точках по окружности трубки, равномерно отстоящих друг от друга. Результаты опытов приведены ниже:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| U = 50 В, I = 0,27 А | | | | | | | | | | |
| Точки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *tci*, *°C* | 47 | 48 | 49 | 52 | 54 | 53 | 51 | 51 | 49 | 46 |
| U = 50 В, I = 0,92 А | | | | | | | | | | |
| Точки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *tci*, *°C* | 94 | 96 | 99 | 103 | 106 | 107 | 101 | 100 | 98 | 96 |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| U = 50 В, I = 2,58 А | | | | | | | | | | |
| Точки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *tci*, *°C* | 191 | 194 | 199 | 203 | 209 | 208 | 205 | 201 | 197 | 193 |
| U = 50 В, I = 4,57 А | | | | | | | | | | |
| Точки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *tci*, *°C* 'СИ \*~ | 288 | 295 | 298 | 312 | 314 | 313 | 306 | 302 | 282 | 290 |
| U = 50 В, I = 6,88 А | | | | | | | | | | |
| Точки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *tci*, *°C* 'си \*- | 385 | 390 | 399 | 408 | 414 | 415 | 405 | 402 | 395 | 387 |
| U = 50 В, I = 9,51 А | | | | | | | | | | |
| Точки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *tci*, *°C* | 483 | 489 | 499 | 520 | 519 | 515 | 508 | 492 | 490 | 485 |

По теории подобия конвективная теплоотдача при свободной конвекции жидкости описывается следующим критериальным уравнением:

, (1)

где *Nu* - безразмерное число Нуссельта (безразмерный коэффициент теплоотдачи), определяемое выражением:

; (2)

*Ra* - безразмерное число Рэлея,определяемое выражением:

 , (3)

где *Рr* - безразмерное число Прандтля,являющееся теплофизическим параметром жидкости или газа; *Gr* - безразмерное число Грассгофа, определяющее подъемную силу при свободной конвекции. Число Грассгофа можно рассчитать по выражению:

 (4)

В формулах (2) и (4) *L -* характерный линейный размер тела, м (при свободной конвекции жидкости вблизи горизонтальных труб *L = d); λ -* коэффициент теплопроводности жидкости (газа), Вт/(м·К); *v* – коэффициент кинематической вязкости жидкости, м2/с;   *-* средняя температура поверхности тела (определяется как среднеинтегральное или среднеарифметическое от температуры в разных точках поверхности); *t*ж - температура жидкости (газа) на удалении от поверхности; *g =* 9,81 м/с2 - ускорение свободного падения; β - коэффициент температурного расширения жидкости (газа), 1/К. Для капельных жидкостей величина β определяется по таблицам, для газов ее можно посчитать по выражению:



Параметры *Pr*, *λ, v*, *β* выбираются по определяющей температуре жидкости (газа). В качестве определяющей здесь следует принять температуру *t*ж.

Величина α - коэффициент теплоотдачи за счет конвекции, Вт/(м2·К), определяемый по выражению:

, (5)

где *QК -* теплота, отдаваемая поверхностью за счет конвекции, Вт; *F -* площадь поверхности теплообмена, м2 (для цилиндрической трубки **, где *d* и *l* - диаметр и длина трубки, м);  \_ средний температурный напор, К; * -* средняя температура поверхности тела, °С; *t*ж – температура жидкости (газа) на удалении от поверхности тела, °С.

При теплоотдаче к капельной жидкости (вода, масло) вся теплота *Q,* отводимая от поверхности, Вт, отдается конвекцией, т.е.

** .**

При теплоотдаче к газу (воздух, дымовые газы), часть теплоты от поверхности к газу может передаваться путем излучения, при этом выполняется

,

где теплота, отведенная излучением *QИ,* Вт, определяется выражением:

 , (6)

где *εпр* - приведенная степень черноты системы «поверхность тела-газ». Если газом является воздух, то можно считать *εпр* *= ε* (*ε* - степень черноты поверхности тела); **-средняя температура поверхности тела, °С; *tг = tж -* температура газа, °С; *F -* площадь поверхности теплообмена, м2.

При обогреве трубки изнутри электрическим током, при стационарном режиме теплота, отводимая с поверхности трубки, Вт, численно равняется мощности электрического тока:

* .* (7)

Для каждого опыта рассчитывается средняя температура поверхности цилиндра **. Полученные опытные данные пересчитывают в безразмерные числа подобия *Ra*, *Nu*.

Таблица данных.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № | *tж* , °С | ,°С | *λ*,Вт/(мК) | *v*, м2/с | Рr | *β* | U, В | I, А | *Q*, Вт | *QИ*, Вт | *QК*, Вт | *α*,Вт/(м2К) | Ra | Nu |
| 1 | 26.0 | 50 | 2.83 | 15.624 | 1.0 | 0.0033 | 50 | 0.27 | 13.5 | 0.52 | 12.98 | 2.82 | 144810.52 | 3.98 |
| 2 | 26.0 | 100 | 3.21 | 15.624 | 1.0 | 0.0 | 50 | 0.92 | 46.0 | 2.02 | 43.98 | 3.18 | 446499.11 | 3.96 |
| 3 | 26.0 | 200 | 3.93 | 15.624 | 1.0 | 0.0 | 50 | 2.58 | 129.0 | 7.49 | 121.51 | 3.83 | 1049876.28 | 3.9 |
| 4 | 26.0 | 300 | 4.6 | 15.624 | 1.0 | 0.0 | 50 | 4.57 | 228.5 | 17.78 | 210.72 | 4.39 | 1653253.46 | 3.82 |
| 5 | 26.0 | 400 | 5.21 | 15.624 | 1.0 | 0.0 | 50 | 6.88 | 344.0 | 35.12 | 308.88 | 4.88 | 2256630.64 | 3.75 |
| 6 | 26.0 | 500 | 5.74 | 15.624 | 1.0 | 0.0 | 50 | 9.51 | 475.5 | 62.18 | 413.32 | 5.25 | 2860007.81 | 3.66 |

В опытах *d =* 0,04 м - диаметр трубки в модели, в 5 раз меньший диаметра реального паропровода. При расчете площади теплообмена использовать формулу **,где *l* = 0,5 м - длина трубки в опыте. Теплоту, передаваемую излучением, *QИ* следует рассчитывать, так как охлаждающая жидкость - газ.

Критериальное уравнение (1) представляют в виде степенной зависимости типа:

 , (8)

где *с, п -* эмпирические коэффициенты.

Если прологарифмировать правую и левую части выражения (8), то получится выражение:

 (9)

В результате обработки результатов опытных данных должна получиться критериальная зависимость:

Nu=1.22\*Ra^0.03 (10)

Qи=48581214.22 кДж/кг

Qk=109037141.18 кДж/кг

Q=157618355.4 кДж/кг

Вывод:

1. Определили коэффициент теплоотдачи Nu=1.22\*Ra^0.03
2. Потерь теплоты с поверхности паропровода при естественной конвекции составили Q=157618355.4 кДж/кг