

МАШИНОСТРОЕНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ

Материалы региональной молодежной научно-практической конференции «Система менеджмента качества в машиностроении. Повышение уровня конкурентоспособности выпускаемой продукции» (Н. Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 10–11 декабря 2014 г.)

УДК 536.248

Г.Л. Лямкин¹, В.В. Стешов²

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕТОЙ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ТРУБЫ ВОДО-ВОЗДУШНЫМИ КАПЕЛЬНЫМИ СТРУЯМИ

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева¹,
ОАО «ЦНИИ «Буревестник», Нижний Новгород²

Исследована интенсивность теплообмена при охлаждении внутренней поверхности нагретой трубы водо-воздушными капельными струями. Рассмотрены конструкции форсунок и их расположение в процессе охлаждения.

Ключевые слова: теплообмен, форсунка, орошение, кипение.

Цель данной работы – исследование интенсивности теплообмена при охлаждении внутренней поверхности нагретой металлической трубы путем орошения этой поверхности водо-воздушными капельными струями. Эти струи формируются некоторым числом гидропневматических форсунок, которые по условиям, заданным конструкцией целевого изделия, могут располагаться только снаружи трубы у одного из ее торцов. По условиям целевого изделия форсунки должны максимально равномерно орошать поверхность трубы на глубину до 1500 мм. Ось каждой из форсунок расположена под индивидуальным углом наклона к оси ствола, что позволяет минимизировать столкновение струй, закрутить общий поток газожидкостной смеси и обеспечить, таким образом, равномерное орошение поверхности и эффективный теплообмен. Конструктивная схема данного типа охлаждения приведена на рис. 1.

Конструктивная схема проточной части форсунки приведена на рис. 2. Подвод воды осуществляется по центральному каналу, а воздуха – по кольцевому.

Данное конструктивное решение выбрано по следующим соображениям.

Нагрев трубы осуществляется циклически при одном полностью закрытом торце. Время для охлаждения между циклами нагрева существенно ограничено и не позволяет осуществлять продувку одним воздухом, так как количество тепла, которое необходимо снять, достаточно велико и составляет 100-200 кДж за время менее 1 с. К тому же, поскольку целевое изделие мобильно, держать на борту большой запас сжатого воздуха неприемлемо, а мощность компрессора ограничена возможностями бортовой энергоустановки.

Гидропневматическая форсунка обеспечивает хороший распыл жидкости при больших секундных расходах и, соответственно, больших проходных сечениях проточной части. Недостатком ее является малый к.п.д.

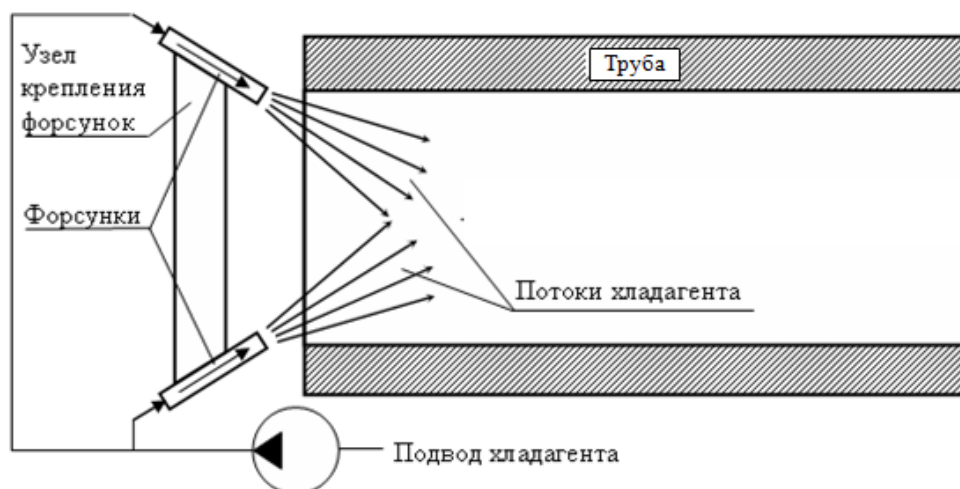


Рис. 1. Конструктивная схема системы форсуночного впрыска

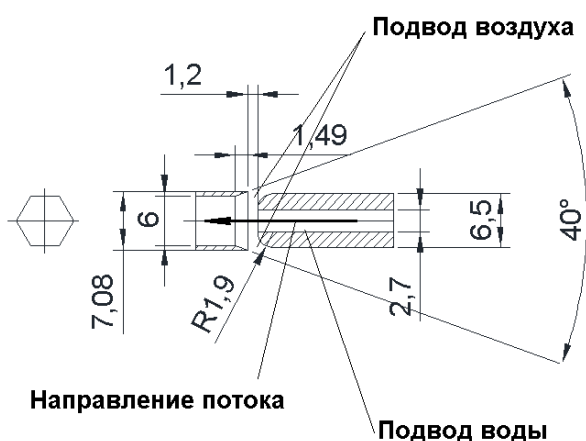


Рис. 2. Схема форсунки гидропневматической

Оптимальным хладагентом для такой системы является вода, так как она имеет, во-первых, малую вязкость, а сама вязкость мало зависит от температуры. Вследствие этого гидравлическая характеристика форсунок стабильна, то есть форсунка не требует регулировки при изменении температуры жидкости.

Во-вторых, вода обладает наибольшей теплоемкостью и теплотой испарения из доступных жидкостей, нетоксична и химически устойчива в рассматриваемом диапазоне температур. Недостатком является относительно низкая испаряемость. Однако данный недостаток является практически единственным, не считая невозможности работы при отрицательных температурах окружающей среды.

Для работы в холодное время года наиболее близкой к воде по свойствам жидкостью является смесь воды и этилового спирта с концентрацией последнего 55%. Данная смесь является относительно малотоксичной, негорючей и замерзает при температуре ниже -40°C . Также эта смесь обладает большими теплоемкостью, удельной теплотой испарения и при этом также как и вода обладает малой вязкостью, не зависящей от температуры. Недостаток ее тот же, что и у воды - относительно низкая испаряемость.

Экспериментальная установка, на которой исследовалась интенсивность теплообмена, состоит из:

- трубы, в нескольких сечениях которой установлены датчики температуры, причем в одном сечении установлено по две группы датчиков с противоположных сторон по окружности. В каждой группе установлено по три датчика, расположенных в 0,5, 4 и 11 мм от внутренней поверхности;

- системы электрического нагрева трубы с теплоизоляцией наружной поверхности;
- измерительного комплекса, регистрирующего температуру с датчиков по 24 каналам;
- форсуночного узла, формирующего несколько водовоздушных капельных факелов;
- гидропневмосистемы, подающей к форсункам воду и воздух;
- системы управления.

Схема установки термопар на трубе приведена на рис. 3.

	Наружная	Средняя	Внутренняя		Внутренняя	Средняя	Наружная
IV сечение	24	23	22		19	20	21
III сечение	18	17	16		13	14	15
II сечение	12	11	10		7	8	9
I сечение	6	5	4		1	2	3

Рис. 3. Схема установки термопар

Эксперименты проводились в двух вариантах.

Вариант первый: рабочий участок установки прогревался до состояния, когда контрольная термопара №7 (рис. 3) показывала значение 120°C .

Вариант второй: рабочий участок установки прогревался до состояния, когда контрольная термопара №7 показывала значение 150°C .

Для каждого из вариантов проводился:

- эталонный нагрев, когда по достижении контрольной температуры нагрев выключался и производилась запись остывания при естественном охлаждении на воздухе в течение 20-30 мин;
- нагрев и последующий впрыск водовоздушной смеси через форсунки на внутреннюю поверхность установки с автоматическим отключением нагрева в момент начала впрыска.

Каждый вариант был повторен два раза.

Для каждого из вариантов подбиралось значение расхода воды, при котором испарение максимально, но объем неиспарившейся части можно измерить с приемлемой точностью.

Для корректного измерения объема неиспарившейся части воды были сделано следующее:

- труба установки была наклонена вниз на небольшой угол в сторону устройства, на котором укреплены форсунки, для того чтобы неиспарившаяся вода быстрее вытекала из трубы;
- под торцом трубы была укреплена емкость для сбора неиспарившейся воды.
- другой торец трубы установки был закрыт, чтобы вся вода при впрыске оставалась в трубе и не вылетала за пределы установки при распылении.

Измерение объема неиспарившейся воды производилось мензуркой.

Также проводилось измерение прогреваемой до температуры насыщения длины поверхности трубы. Измерялась длина сухой части трубы после вытекания всей неиспарившейся воды. Измерение проводилось рулеткой с ценой деления 1 мм. Границы сухой части определялись визуально.

В процессе проведения экспериментов возникла необходимость скорректировать углы установки форсунок как в осевом, так и в тангенциальном направлениях. В результате осевой угол установки был скорректирован до 20° .

Во-вторых, чтобы уменьшить столкновение струй, бьющих из форсунок, и придать общему потоку вихревой характер, был установлен тангенциальный угол 12° .

Для первого варианта был подобран расход 50 мл, при этом количество неиспарившейся воды, измеренное в ходе серии опытов, было от 10 до 30 мл (определялось визуально), из чего был сделан вывод о том, что объем испарившейся воды в данном варианте составляет в среднем 30 мл.

Для второго варианта был подобран расход 75 мл. При этом количество неиспарившейся воды, измеренное в ходе серии опытов, было 10 до 20 мл (определялось визуально), из чего был сделан вывод о том, что объем испарившейся воды в данном варианте составляет в среднем 60 мл.

Длина сухой части трубы составила в обоих вариантах 820 мм.

Величины теплосъема и некоторые другие теплофизические параметры, рассчитанные по тепловому балансу при обработке результатов экспериментов, показывают, что в процессе впрыска сначала реализуется пузырьково-пленочный режим кипения на раскаленной стенке с относительно крупными пузырями пара, периодически оттесняющими кипящую жидкость от стенки. За счет кипения снимается 82% энергии для варианта 1 и 85% для варианта 2. Остальная энергия снимается за счет конвективного теплообмена стенки с водой. Процесс охлаждения занимает, в среднем, 0.98 сек для варианта 1 и 1.17 с для варианта 2. При этом длительность кипения составляет: 0.44 с (0.27 с без учета аномального значения) для варианта 1 и 0.76 с для варианта 2.

Рассчитанные коэффициенты теплоотдачи при кипении для варианта 1 составляют от 17070 до 23540 Вт/м²•К, а для варианта 2 от 18960 до 21340 Вт/м²•К в зависимости от того, какие экспериментальные значения включаются в усреднения.

Рассчитанные коэффициенты теплоотдачи при конвекции составляют 699 Вт/м²•К для варианта 1 и 725 Вт/м²•К для варианта 2.

Расчеты, проведенные для сравнения по формулам для пузырькового кипения в большом объеме, показали, что расчетные и определенные по результатам экспериментов значения коэффициентов теплоотдачи с точностью до 5% совпадают. Это позволяет сделать вывод о том, что процессы кипения капель на стенке при умеренных перегревах стенки (до 50°C) протекают практически аналогично процессам при кипении жидкости в большом объеме. Кризисные явления, по-видимому, сдвинуты в данном случае в область более высоких температур.

Также расчеты показали, что для обоих вариантов количество снятого тепла не превышает 100 кДж при плотности теплового потока 400-500 кВт/м².

Эксперименты также показали, что у данной системы охлаждения есть существенный недостаток - неравномерность орошения. Она связана, как показали дополнительные эксперименты без нагрева и с применением прозрачной трубы, с эффектом столкновения струй. Этот эффект приводит, во-первых, к искажению формы факелов (отклонению), а во-вторых, к укрупнению части капель, летящих в сторону стенки. В результате получается, что одни части поверхности заливаются сплошной пленкой жидкости значительной толщины, другие же остаются практически неорошенными. Характер процессов охлаждения на разных частях поверхности трубы приведен на рис. 4.

На рис. 4 различные кривые показывают изменение температуры во времени в процессе впрыска и непосредственно после него в различных сечениях трубы. Пунктиром обозначены интервалы кипения в данных точках. Из рисунка можно сделать вывод, что интенсивность теплообмена в разных точках существенно разная. Поэтому требуются дополнительные исследования других конструктивных исполнений такой системы охлаждения по уменьшению или полному устранению эффекта столкновения струй.

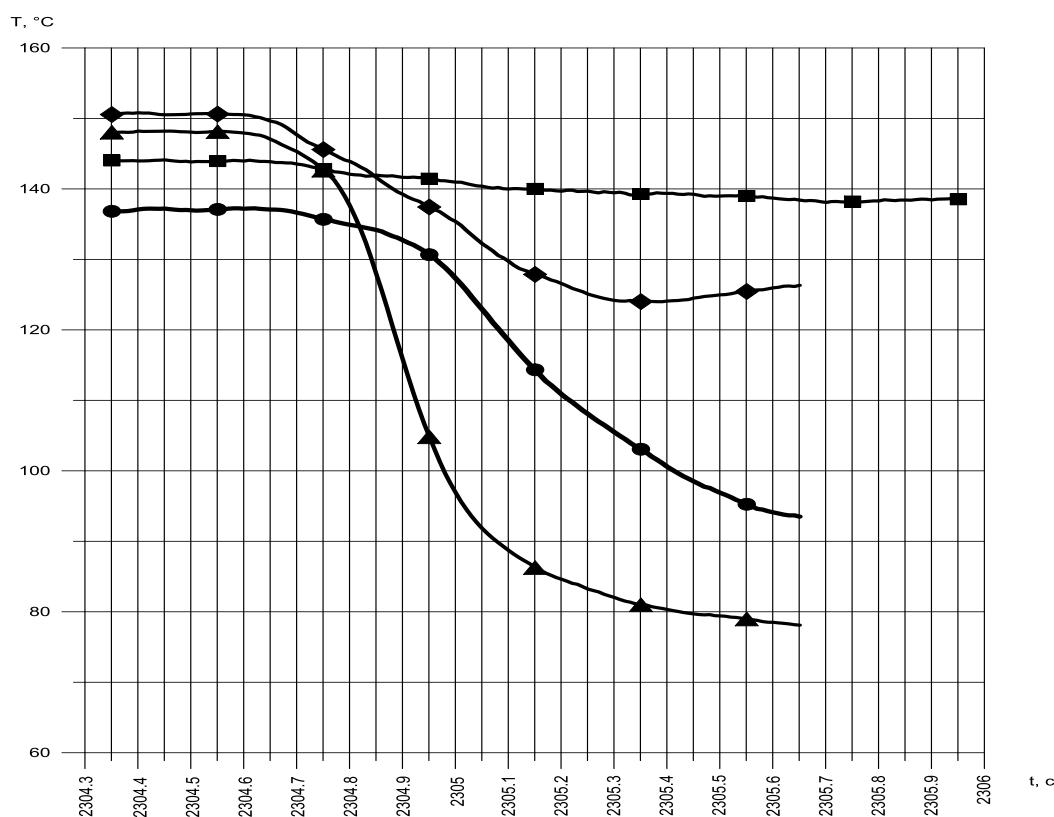


Рис. 4. Изменение температуры в различных сечениях трубы при впрыске

Библиографический список

1. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена / С. С. Кутателадзе. – М., Атомиздат, 1979.
2. Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977.
3. Пиоро, И. Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / И. Л. Пиоро, В. А. Антоненко, Л. С. Пиоро. – Киев, Наукова думка. 1991.

Дата поступления
в редакцию 11.12.2014

G.L. Liamkin¹, V.V. Steshov²

RESEARCH OF HEAT-EXCHANGE RATE WHEN COOLING THE INNER SURFACE OF A HOT METAL PIPE WITH AIR-AND-WATER DRIP JETS

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alexeev¹,
CRI Burevestnik, JSC, Nizhny Novgorod²

Heat-exchange rate of the inner surface of a hot metal pipe, being cooled with air-and-water drip streams, was investigated. A design of nozzles and their positioning during cooling is described.

Key words: heat-exchange, nozzle, spraying, boiling.