

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ТРУБЕ

Г. В. КУЗНЕЦОВ

*НИИ Прикладной математики и механики при Томском Государственном Университете, Россия*

А.Е. СИТНИКОВ

*Томский Государственный Университет, Россия*

e-mail: ntn@ftf.tsu.ru

The mathematical model of heat and mass transfer in low-temperature thermal pipe is formulated. The outcomes of numerical modelling of a problem heat and mass transfer are adduced. The distributions of speeds, pressure and temperatures in a thermal pipe are obtained which can be used at the analysis of efficiency low-temperature thermal pipes.

Низкотемпературные тепловые трубы (ТТ) являются одним из перспективных базовых элементов систем обеспечения теплового режима космических аппаратов типа спутников связи, теле- и радиовещания [2]. Прогнозирование характеристик ТТ по интенсивности теплопереноса, в настоящее время, осуществляется в основном на основании обобщения экспериментальных данных [1]. Но эмпирическая база во многих случаях бывает неполной и не позволяет прогнозировать параметры ТТ для широкого диапазона изменения условий работы тепловых труб [1]. К настоящему времени опубликовано достаточно много работ, например [1,6], посвященных в основном экспериментальным исследованиям закономерностей теплопереноса в ТТ. Сформулированная достаточно давно общая математическая модель этих процессов [4], до настоящего времени полностью не реализована.

Цель настоящего исследования - математическое моделирование теплопереноса в низкотемпературных тепловых трубах для стационарных режимов работы, с учетом локального тепловыделения по их внешнему контуру.

### Физическая модель

Рассматривается задача о температурном поле в полом металлическом цилиндре, по внутренней поверхности которого, под действием сил поверхностного натяжения, движется жидкий хладагент. На участке внешней границы цилиндра конечных размеров действует тепловой поток заданной интенсивности, обусловленный тепловыделением блока радиоэлектронной аппаратуры или другого источника тепла. В зоне хладагента, прилегающей к участку тепловыделения, температура повышается до значения, при котором начинается испарение хладагента. При этом происходит поглощение тепла, затрачиваемого на фазовый переход жидкого хладагента в пар. Продукты испарения движутся от поверхности фазового перехода к оси симметрии цилиндра. В результате в зоне, прилегающей к границе теплонагруженной части трубы, давление паров растет. Формируется перепад давления паров по продольной координате  $z$ . Под действием этого градиента давления пары хладагента движутся из зоны высокого давления (и относительно высоких температур) в зону низкого давления (и относительно низких температур). В области пониженных, по сравнению с областью максимальных, температур происходит конденсация паров хладагента, при этом происходит выделение тепла. Образующейся в результате фазового перехода конденсат растекается по участку трубы, границы которого определяются термодинамическими параметрами процесса [4]. Зону, в которой происходит испарение, в теории тепловых труб [2,4] принято называть испарителем, а зону, в которой происходит конденсация - конденсатором. Жидкий хладагент заполняет в зоне конденсатора капиллярную структуру, покрывающую всю внутреннюю поверхность цилиндра. Под действием сил поверхностного натяжения жидкий хладагент движется по капиллярам из зоны конденсации в область испарения. В результате такого циркуляционного движения энергия из области размещения радиоэлектронной аппаратуры передается в область относительно низких температур [2].

Задача рассматривается при следующих основных допущениях:

1. Не учитывается распределение величины внешнего потока по окружной координате. Задача решается в осесимметричной постановке.
2. Фитиль представляет собой слой хладагента. Движение конденсата описывается законом Дарси [4].
3. Движение пара описывается в рамках модели Прандтля для пограничного слоя.
4. Процессы теплопереноса стационарны.
5. Коэффициенты переноса (теплопроводности, вязкости) не зависят от температуры.
6. Внешняя поверхность теплоизолирована при  $L_1 < z < L_2$ , за исключением участков:
  - а)  $0 < z < L_1$  - источник тепла.

b)  $L_2 < z < L$  - зона теплоотвода за счет излучения.

Фитиль представляет собой слой хладагента. Движение конденсата описывается законом Дарси [4].

7. Движение пара описывается в рамках модели Прандтля для пограничного слоя.
8. Процессы теплопереноса стационарны.
9. Коэффициенты переноса (теплопроводности, вязкости) не зависят от температуры.
10. Внешняя поверхность теплоизолирована при  $L_1 < z < L_2$ , за исключением участков:
  - a)  $0 < z < L_1$  - источник тепла.
  - b)  $L_2 < z < L$  - зона теплоотвода за счет излучения.
11. Контакты на границах раздела фаз, а также на границе «корпус тепловой трубы - конденсат» считаются идеальными.
12. Массовые силы отсутствуют.
13. Радиационным теплообменом можно пренебречь.
14. Состояние кипения хладагента не достигается

## Математическая модель

Система уравнений, описывающих теплоперенос в цилиндрической системе координат с осью симметрии, совпадающей с осью симметрии тепловой трубы, включает уравнения сохранения массы, импульса и энергии для жидкой и паровой фаз хладагента, а также уравнение теплопроводности для корпуса тепловой трубы. Гидродинамическая и тепловая задача для паровой фазы хладагента, решалась в рамках модели ламинарного пограничного слоя [5].

Массовую скорость испарения рассчитывали по формуле [4]:

$$W = \frac{A(P - P^H)}{\sqrt{2\pi R_1 T/M}}$$

В отличие от задач пограничного слоя для внешнего обтекания, при движении в каналах заданной величиной является не давление, а расход жидкости через поперечное сечение, давление же определяется в процессе решения.

## Метод решения

Решение задачи осуществлялась методом конечных разностей [8]. Для решения одномерных уравнений применяли метод итераций и неявную четырехточечную разностную схему. Итерационный процесс строился следующим образом [5]. На первой итерации при получении прогоночных коэффициентов, в прямой прогонке значения продольной  $U_m^{n+1/2}$  и поперечной  $V_m^{n+1/2}$  скоростей полагались равными значениями  $U_m^n$  и  $V_m^n$  соответственно, потом вычислить значения  $U_m^{n+1}$  в обратной прогонке, где  $n=0..N$ ;  $m=0..M$ .

Заканчивалась первая итерация (как и все последующие) вычислением  $V_m^{n+1/2}$ . Вторая и все последующие итерации начинались с получения прогоночных коэффициентов, при вычислении которых использовались значения  $U_m^{n+1}$  и  $V_m^{n+1/2}$ , полученные в предыдущей итерации. После расчета прогоночных коэффициентов вычислялись новые значения  $U_m^{n+1}$  и одновременно максимум модуля разности значения  $U_m^{n+1}$  на данной и предыдущей итерациях:

$$\Delta u^* = \max |\Delta u_m|, \quad m = 1, 2, \dots$$

характеризующий сходимость итераций для  $U$ . Итерации заканчивались тогда, когда  $\Delta u^*$  достигал значения меньше малого положительного числа  $\epsilon^*$  [5]. Давление насыщенных паров рассчитывалось методом Риделя -

Планка - Миллера [7].

Разностные аналоги дифференциальных уравнений баланса энергии решены методом «дробных шагов» [3,5] и методом установления. На первом дробном шаге рассчитывался перенос тепла по  $z$ , а на втором дробном шаге по  $r$ , с использованием одномерных разностных уравнений.

## Анализ результатов и обсуждение

При проведении численных расчетов использовали теплофизические характеристики для корпуса тепловой трубы, из сплава алюминия, и рабочей жидкости  $\text{NH}_3$  (для жидкой и паровой фаз) [7,11]:

На рис.1 и 2 изображены профили продольной и радиальной соответственно компонент скорости в паровой фазе. Максимум радиальной составляющей скорости расположен вблизи поверхности раздела сред (жидкость - пар). Это обусловлено испарением жидкого хладагента на границы раздела двух сред (жидкость - пар). При приближении к оси трубы радиальная компонента скорости уменьшается до нуля. На рис.2 приведены расчетные и экспериментальные данные по компоненте скорости [1], полученные в условиях соответствующих условиям расчета. Как видно из рисунка, расчеты дают удовлетворительное совпадение с данными эксперимента [1,4,9]. Расхождение опытных и теоретических значений  $V$  не превышает 35 %.

На рис.3 показано распределение по координате  $z$  продольной составляющей скорости, в жидкой фазе.

Распределения плотности и давления пара по  $z$  приведены на рис.4 - 5. Как видно из рис.5 давление падает только до зоны конденсации, затем происходит незначительный рост давления, за счет торможения молекул пара у торца трубы, вследствие чего, плотность пара, в зоне конденсации, немного увеличивается. Сравнивая результаты численного анализа с экспериментальными данными по распределению давления пара [4,9] в адекватных условиях, можно сделать вывод, что отклонения расчетной зависимости от экспериментальных данных незначительны (не более 30 %).

Массовая скорость испарения и конденсации хладагента приведена на рис.6 - 7. Уменьшение массовой скорости испарения с ростом  $z$  является следствием падения давления и температуры по длине трубы. Аналогично можно сделать вывод, что при росте давления в зоне конденсации и снижении температуры, происходит рост массовой скорости конденсации.

На рис.8-9 представлены распределения температуры в зонах испарения и конденсации соответственно по радиуса тепловой трубы при плотности теплового потока  $q=100$  и  $60 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ . Как видно из рисунков, значительные градиенты температуры возникают в малых по размерам областях, вблизи границ раздела сред (корпус трубы - жидкость, жидкость - пар). Это обусловлено поглощением (выделением) тепла при фазовых переходах, а также изменением теплофизических параметров среды при переходе через эти границы.

На рис.10, представлены распределения температур пара вдоль тепловой трубы, при плотности теплового потока  $q=100$  и  $60 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ . Как видно из рисунка, перепад температуры по длине трубы не превышает  $2^\circ\text{К}$ .

Типичные распределения температур вдоль тепловой трубы, для жидкой фазы и корпуса тепловой трубы, представлены на рис.11-12. Сравнение результатов численного моделирования процесса с экспериментальными данными [4,9] показало, что численный расчет дает удовлетворительное согласование с экспериментами.

В заключении следует отметить, что в основе представленной в данной работе математической модели тепломассопереноса в низкотемпературных тепловых трубах лежит физическая модель работы ТТ, сформулированная достаточно давно [1,4] и учитывающая комплекс основных процессов тепломассопереноса в твердой (корпус), жидкой и паровой фазах тепловой трубы. Для реализации данной математической модели достаточно эмпирических постоянных, которые могут быть определены в обычных лабораторных условиях (например, вязкость жидкого хладагента и проницаемость фитиля). Известны достаточно давно (тепловые эффекты фазовых переходов) или могут быть рассчитаны по известным методикам (теплофизические характеристики паровой фазы). Численный анализ на базе предлагаемой математической модели не требует проведения специальных экспериментов на макетах исследуемых тепловых труб.

В данной работе рассмотрена конструктивная схема ТТ, не учитывающая некоторые дополнительные элементы, характерные для реальных конструкций теплообменников на базе ТТ [1]. К таким элементам, например, можно отнести клеевые сведения между ТТ и прибором радиоэлектронной аппаратуры, или ТТ и панелью, на которой расположены источники тепловыделения [1,2], или ТТ и радиационной панелью космического аппарата [1,2]. Введение таких элементов в модель не представляет больших проблем и может быть проведено с использованием аппарата [2]. Как показывают проведенные исследования наличие некоторых термических сопротивлений на участках подвода энергии к корпусу ТТ и отвода энергии практически не сказываются на параметрах работы непосредственно ТТ, а приводит только к росту градиентов температуры по радиальной координате на этих участках и, соответственно, к некоторому росту температуры охлаждаемого

элемента по сравнению с вариантом, когда термические сопротивления между элементами минимальны или вообще отсутствуют.

## Выводы

1. Сформирована модель тепломассопереноса в низкотемпературных тепловых трубах, описывающая гидродинамические и тепловые процессы в паровой фазе в рамках модели пограничного слоя и гидродинамические процессы в жидкой фазе хладагента в рамках модели Дарси.
2. Полученные в результате решения задачи распределения гидродинамических и термодинамических параметров в целом удовлетворительно соответствуют известным экспериментальным данным [1,2,4] и результатам теоретических исследований [7,9].
3. Полученные результаты могут быть использованы при анализе эффективности и мощности низкотемпературных тепловых труб.

## Обозначения

$T_1$  - температура корпуса ТТ, К;  $r$  - поперечная координата, м;  $z$  - продольная координата, м;  $\lambda_1$  - теплопроводность алюминиевого корпуса трубы, Вт/(м•К);  $\delta_2$  - радиус тепловой трубы, м;  $L_1$  - длина зоны испарения, м;  $q$  - удельная плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;  $L_2$  - длина зоны конденсации, м;  $L$  - длина ТТ, м;  $\varepsilon$  - приведенная степень черноты;  $T_n$  - температура поверхности, К;  $\delta_1$  - внутренний радиус трубы, м;  $T_2$  - температура жидкости, К;  $P_2$  - давление жидкости, Па;  $P_3$  - давление пара, Па;  $\sigma$  - поверхностное натяжение, Н/м;  $R$  - радиус кривизны поверхности, м;  $U_2$  - продольная составляющая скорости, в жидкой фазе, м/с;  $K$  - проницаемость, м<sup>2</sup>;  $\mu$  - динамическая вязкость, Н•с/м<sup>2</sup>;  $\varepsilon_1$  - пористость;  $C_2$  - теплоемкость NH<sub>3</sub> (жид. фаза), Дж/(кг•К);  $\rho_2$  - плотность NH<sub>3</sub> (жид. фаза), кг/м<sup>3</sup>;  $\lambda_2$  - теплопроводность NH<sub>3</sub> (жид. фаза), Вт/(м•К);  $\delta$  - радиус парового канала, м;  $\lambda_3$  - теплопроводность NH<sub>3</sub> (пар. фаза), Вт/(м•К);  $T_3$  - температура пара, К;  $W_1$  - массовая скорость испарения, кг/(м<sup>2</sup>•с);  $Q$  - теплота фазового перехода, Дж/кг;  $W_2$  - массовая скорость конденсации, кг/(м<sup>2</sup>•с);  $\rho_3$  - плотность NH<sub>3</sub> (пар. фаза), кг/м<sup>3</sup>;  $U_3$  - продольная составляющая скорости, в паровой фазе, м/с;  $V_3$  - радиальная составляющая скорости, в паровой фазе, м/с;  $C_3$  - теплоемкость NH<sub>3</sub> (пар. фаза), Дж/(кг•К);  $M$  - молекулярный вес, кг/моль;  $R_1$  - газовая постоянная, Дж/(моль•К);  $\sigma_1$  - постоянная Стефана-Больцмана, Дж/К;  $A$  - коэффициент accommodation;  $P^H$  - давление насыщенного пара, Па;  $P$  - парциальное давление, Па;  $\varepsilon^*$  - малое положительное число;  $P_{кр}$  - критическое давление, Па;  $T_k$  - температура кипения, К;  $T_{кр}$  - критическая температура, Па.

## Список литературы

- [1] Васильев Л. Л. *Низкотемпературные трубы и пористые теплообменники*, Минск, 1977.
- [2] Воронин В. Г., Ревакин А. В., Сасин В. Я. *Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов*, Москва, Машиностроение, 1976.
- [3] Дульнов Г. Н., Парфенов В. Г. *Применение ЭВМ для решения задач теплообмена*, Москва, Высшая школа, 1990.
- [4] Левитан М. М., Перельман Т. Л. Основы теории и расчета тепловых труб. *Инженерно-физический журнал*, 1974, т. XLIV, №8, 1569-1591.
- [5] Пасконов В. М., Полежаев В. И., Чудов Л. А. *Численное моделирование процессов тепло - и массообмена*, Москва, Наука, 1984.
- [6] Полежаев В. И., Грязнов В. Д., Дубовин К. Г. Применение методов численного моделирования в космической технологии. В кн.: *Космические технологии и материаловедение*, Москва, Наука, 1982.
- [7] Рид Р., Раусниц Дж., Шеррвуд Т. *Свойства газов и жидкостей*, Ленинград, Химия, 1982.
- [8] Самарский А. А. *Введение в теорию разностных схем*, Москва, Наука, 1987.
- [9] Семенин М. Г., Косторнов А. Г., Гершуни А. Н. и др... Исследование теплофизических характеристик низкотемпературных тепловых труб с металловолоконистыми фитилями. *Инженерно-физический журнал*, 1976, т. XXXI, №3, 449-455.
- [10] Симуни Л. М. Численное решение задачи о неизотермическом движении вязкой жидкости в плоской трубе. *Инженерно-физический журнал*, 1966, т. 10, №1, 86-91.
- [11] *Теплофизический справочник*, Москва, Высшая школа, 1976, 800.

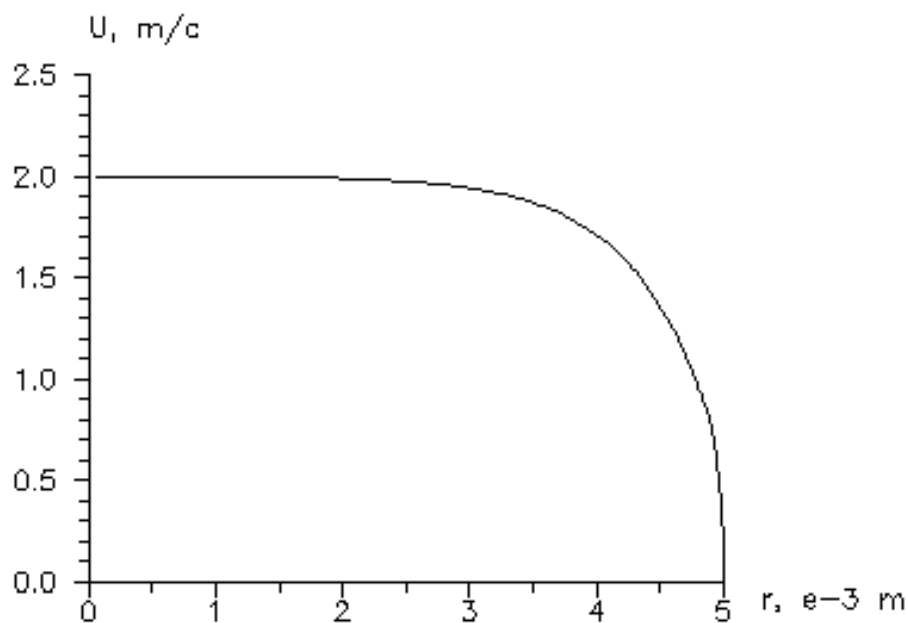


Рис.1. Профиль продольной составляющей скорости.

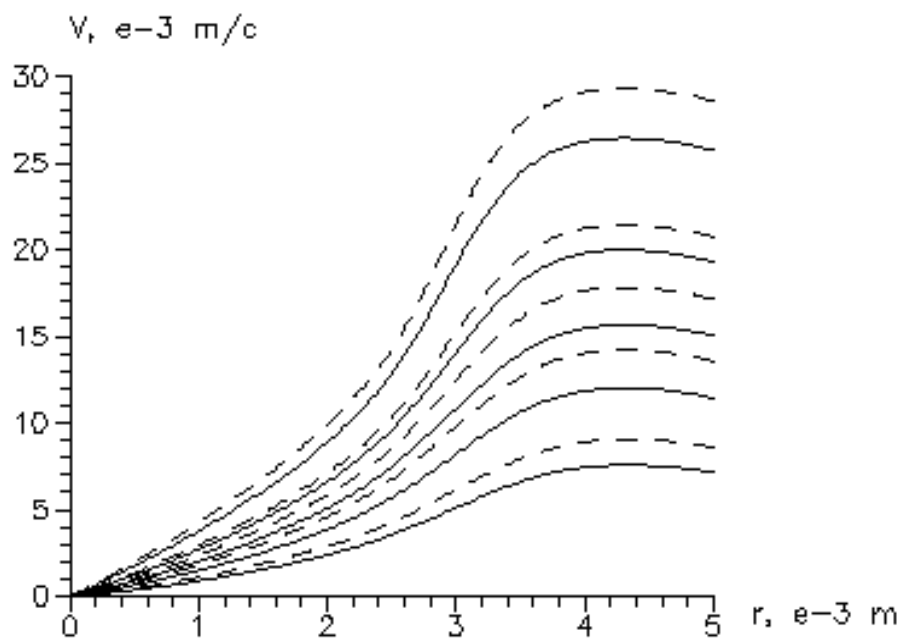


Рис.2. Профиль радиальной компоненты скорости.  
1 – эксперимент, 2 – численное решение.

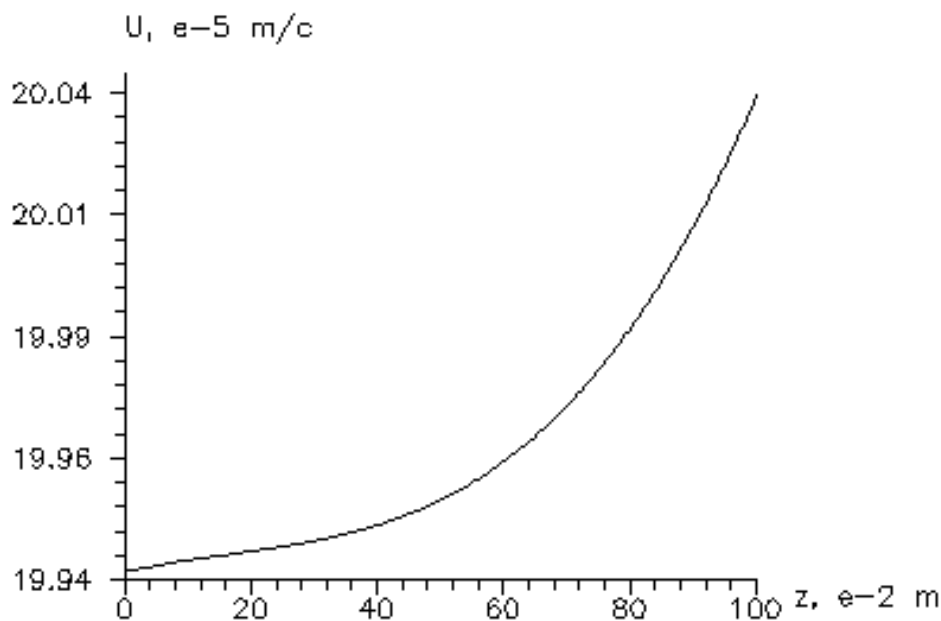


Рис.3. Распределение продольной составляющей скорости, в жидкой фазе.

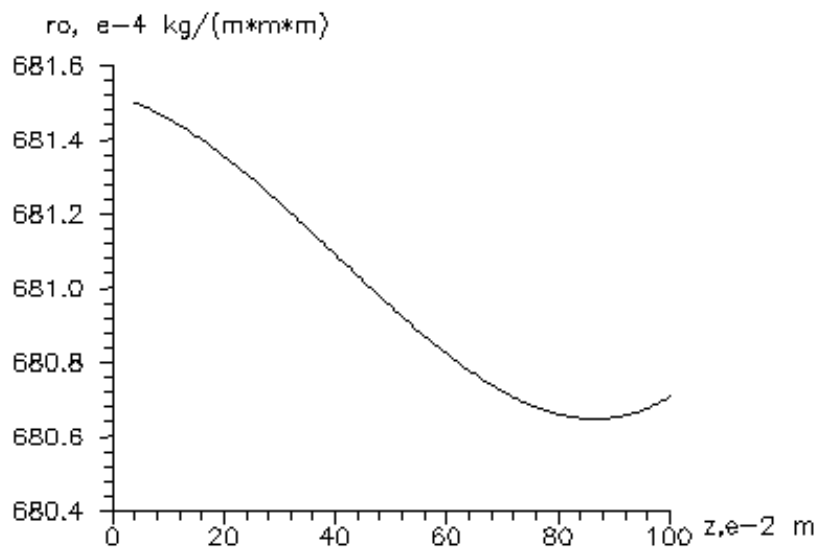


Рис.4. Распределение плотности вдоль тепловой трубки.

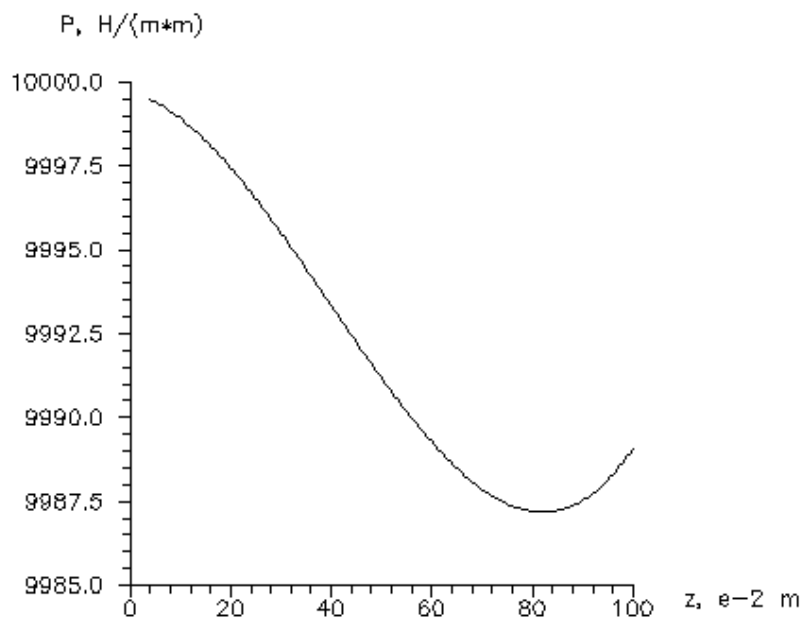


Рис.5. Изменение давления по длине ТТ.

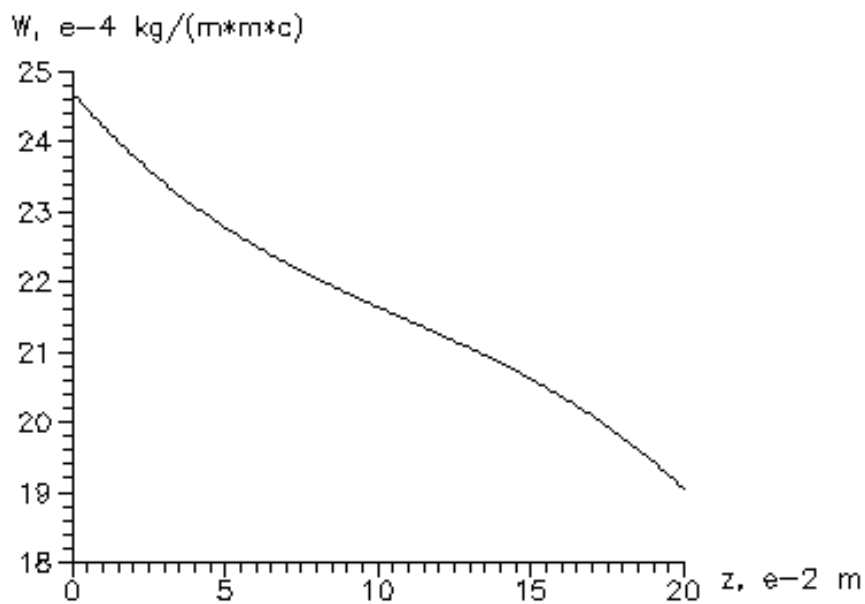


Рис.6. Массовая скорость испарения хладагента.

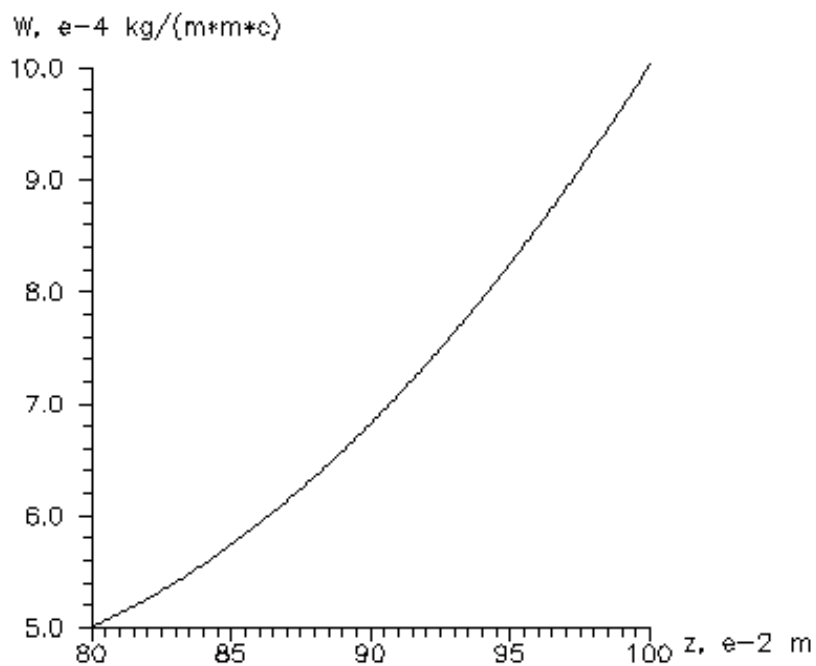
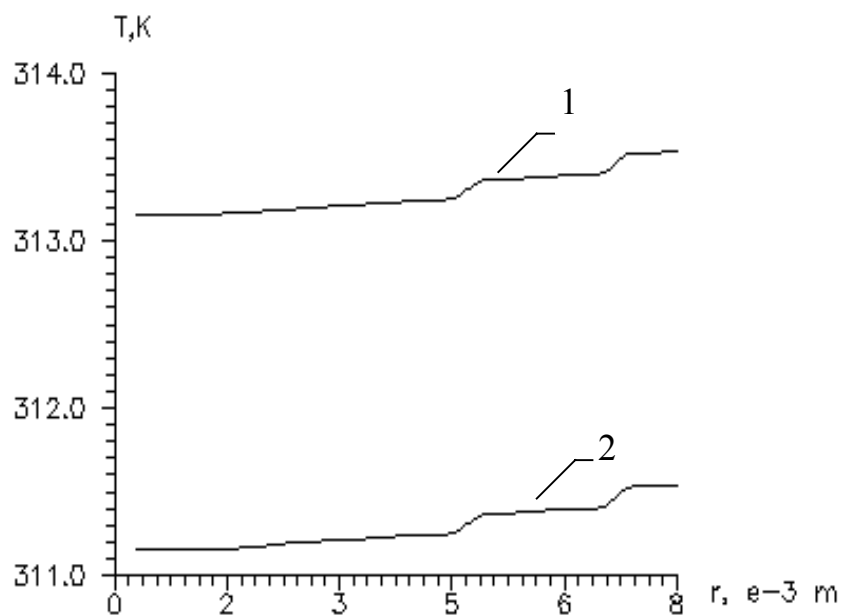


Рис.7. Массовая скорость конденсации хладагента.

Рис.8 Распределения температур в зоне испарения по радиусу тепловой трубы:  
1- плотность теплового потока  $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ,  
2- плотность теплового потока  $60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .



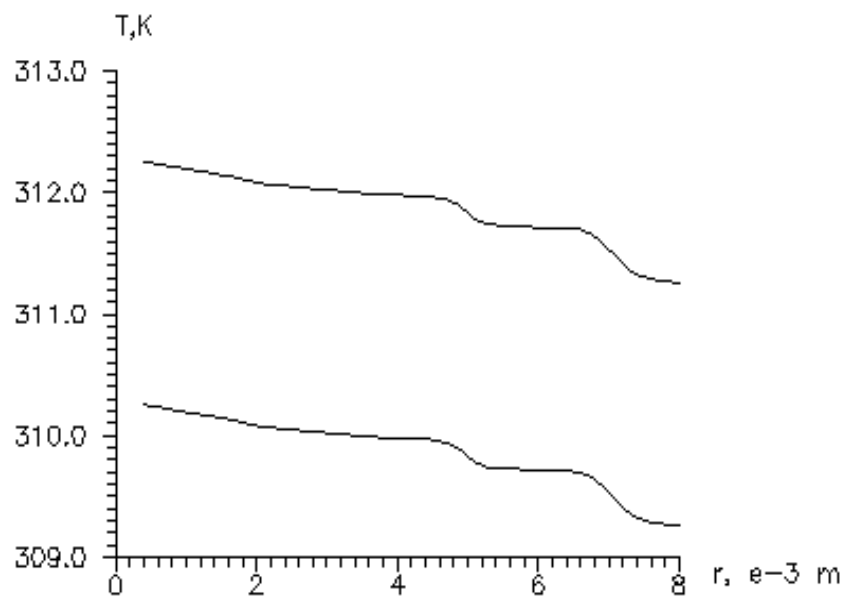


Рис.9 Профили температур в зоне конденсации по радиусу тепловой трубы:  
1- плотность теплового потока  $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ,  
2- плотность теплового потока  $60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .

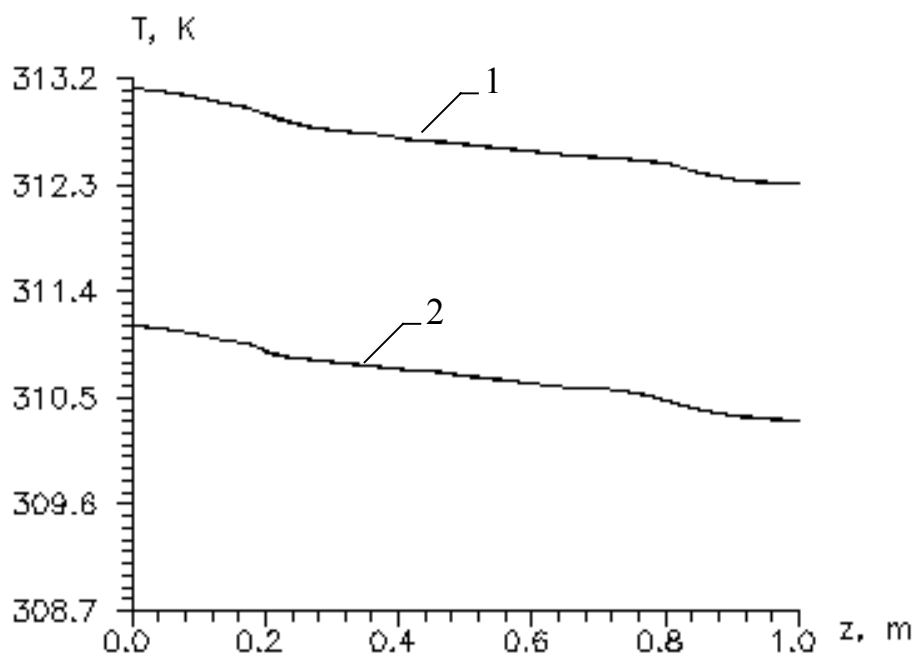


Рис.10 Распределения температур пара вдоль тепловой трубы:  
1- плотность теплового потока  $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ,  
2- плотность теплового потока  $60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .

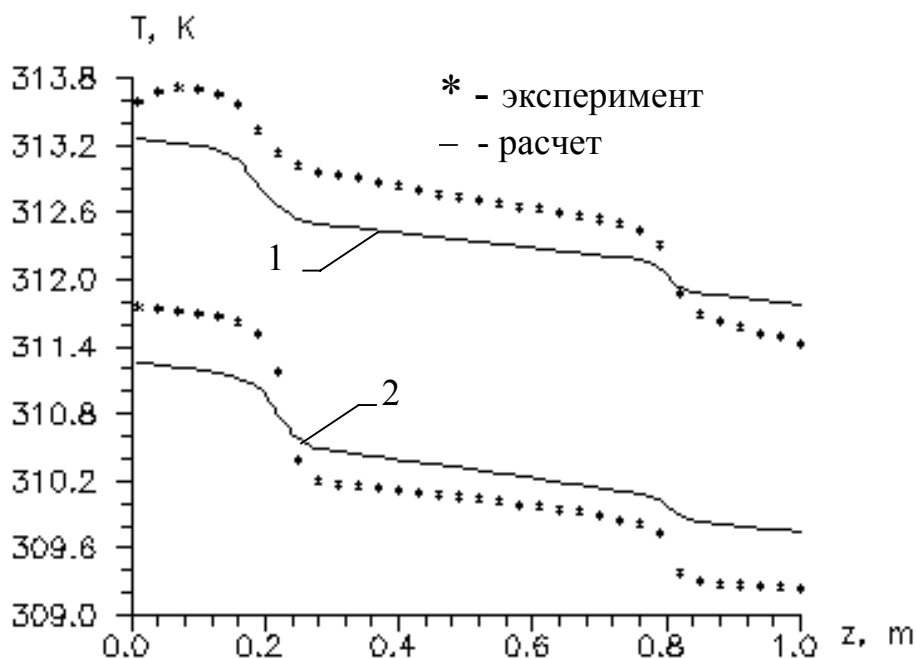


Рис.11 Распределения температур вдоль тепловой трубы, для жидкой фазы:  
1- плотность теплового потока  $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ,  
2- плотность теплового потока  $60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .

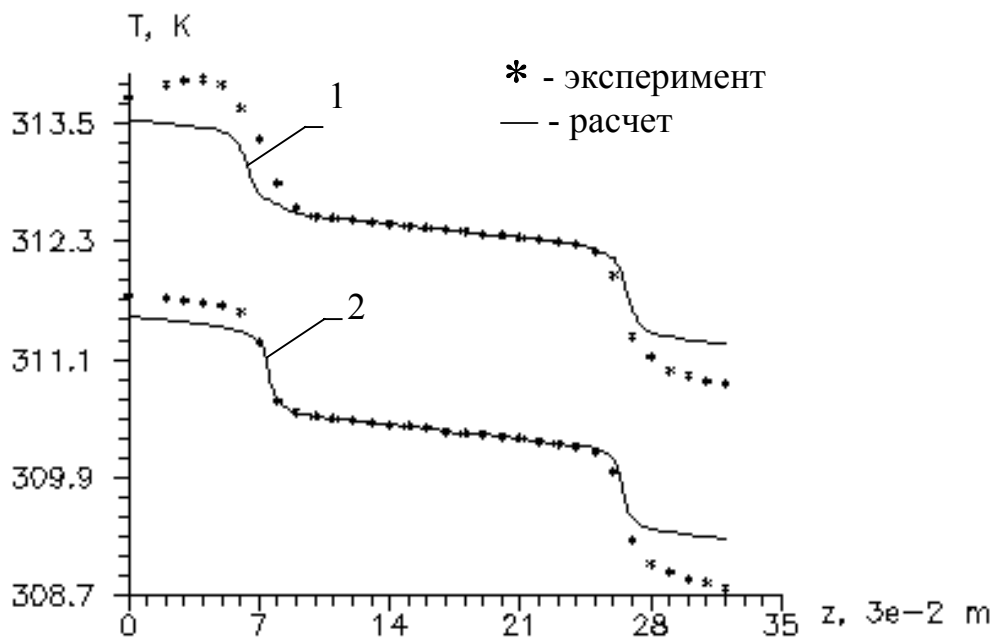


Рис.12 Распределения температур по корпусу тепловой трубы:  
1- плотность теплового потока  $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ ,  
2- плотность теплового потока  $60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ .