

РАСЧЕТ ИСТЕЧЕНИЯ ОХЛАДИТЕЛЯ ИЗ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННЫХ КАНАЛОВ

Изложены основы методики истечения двухфазного теплоносителя из дренированных каналов теплообменников, конструкция которых нагревается до температур, превышающих температуру кипения теплоносителя. Методика учитывает агрегатное состояние теплоносителя и конфигурацию отверстия дренажа для случая возникновения аварийных дренажных отверстий. Расчет параметров, характеризующих форму отверстия дренажа, производится по полученным аналитическим формулам, с высокой степенью точности аппроксимирующим табличные данные.

Методика использовалась при численном исследовании термогидродинамических параметров охладителя при опорожнении теплонапряженных охлаждающих каналов конкретного жидкостного ракетного двигателя. Полученные результаты показали, что методика качественно правильно отражает физические процессы в отсеченной дренированной полости тракта окислителя после останова двигателя. Полученные временные характеристики близки к измеренным в процессе летных испытаний моделируемого объекта.

Метод разбиения расчетной области и основные расчетные элементы, с помощью которых дискретизируется моделируемый объект, позволяют моделировать любой теплообменник. Методика может быть использована для расчетов истечения двухфазной жидкости в теплообменниках большого сегмента энергоустановок разной степени сложности.

Викладено основи методики витікання двухфазного теплоносія з дренажних каналів теплообмінників, конструкція яких нагрівається до температур, які перевищують температуру кипіння теплоносія. Методика враховує агрегатний стан теплоносія і конфігурацію отвору дренажу для випадку виникнення аварійних дренажних отворів. Розрахунок параметрів, що характеризують форму отвору дренажу, проводиться за отриманими аналітичними формулами, які з високим ступенем точності апроксимують табличні дані.

Методика використовувалася при числовому дослідженні термогидродинамічних параметрів охолоджувача під час спорожнення теплонапружених охолоджуючих каналів конкретного рідинного ракетного двигуна. Отримані результати показали, що методика якісно правильно відображає фізичні процеси в відтязній дренажній порожнині тракту окислювача після зупинки двигуна. Отримані часові характеристики близькі до вимірених в процесі льотних випробувань об'єкту, що моделюється.

Метод розбиття розрахункової області і основні розрахункові елементи, за допомогою яких дискретизується модельований об'єкт, дозволяють моделювати будь-який теплообмінник. Методика може бути використана для розрахунків витікання двухфазної рідини в теплообмінниках великого сегмента енергоустановок різного ступеня складності.

The fundamentals of a procedure for a discharge of a two-phase heat carrier from the drain channels of heat exchangers that heat up to the temperatures exceeding the boiling point of the heat carrier are presented. The procedure considers a state of aggregation of the heat carrier and a configuration of the drain hole when damaging the drain holes. The parametric analysis determining the form of the drain hole is carried out by the analytical formula that approximate the tabular data with a high degree of accuracy.

The procedure was used for a numerical study of the thermohydrodynamic parameters of the cooler while draining the heat-stressed cooling channels of the specific liquid-rocket engine. The study results demonstrated that the procedure reflects accurately the physic processes through a cut-off drain cavity of the oxidizer passage with engine stopping. The time characteristics derived are close to the characteristics measured during the flight tests of a simulated object.

The method of division of a computational domain and the major computational elements for digitizing a simulated object can simulate any heat exchanger. The procedure can be used to compute the discharge of a two-phase fluid through heat exchangers for a wide range of the power plants with a various degree of complexity.

Ключевые слова: энергетические установки, истечение двухфазного теплоносителя, численное моделирование.

Введение. При разработке современных энергетических установок решается задача повышения их мощности при одновременном уменьшении габаритов. Такой подход делает актуальными исследования тепломассообменных процессов в энергоустановках и повышает требования к точности исследуемых параметров для обеспечения надежности установки и стабильности ее характеристик.

Для поддержания работоспособности энергоустановки требуется разра-

© Е. Л. Токарева, 2016

ботка специальных средств, призванных уменьшать тепловые нагрузки на нагреваемые до высоких температур элементы конструкции. Большой сегмент энергоустановок использует жидкость в качестве охладителя. Большинство современных автомобилей имеют жидкостное охлаждение двигателя. Некоторые суперкомпьютеры оснащаются жидкостными системами охлаждения. Применяемые в атомной энергетике и ракетостроении мощные энергоустановки также эффективно охлаждаются жидкостью. В охлаждении ядерных реакторов чаще всего используется жидкий теплоноситель (вода или металл). В жидкостных ракетных двигателях (ЖРД) тепловые нагрузки снижаются охлаждением перегреваемых элементов конструкции компонентами топлива. При номинальном режиме работы двигателя стенки камеры сгорания (КС) ЖРД разогреваются до температур порядка 1000°C и, поэтому использование двигателей многоразового запуска требует эффективной и многофункциональной схемы охлаждения. Схема системы охлаждения камеры сгорания и сопла ЖРД показана на рис. 1.



Рис. 1

Как видно из схемы охлаждения, компоненты топлива, прежде чем попасть в камеру сгорания, протекают по системе каналов, «обволакивающих» нагреваемую оболочечную конструкцию камеры сгорания и сопла. Направления движения компонентов топлива в системе охлаждения на схеме показаны стрелками. Стрелкой с буквой «Г» на схеме обозначено расположение коллектора, по которому горючее растекается по трубкам, охлаждающим КС и часть сопла двигателя; стрелкой с буквой «О» – коллектора, по которому окислитель растекается по системе трубок, охлаждающих сопловой насадок. Система охлаждения соплового насадка представляет собой множество (порядка 250) попарно расположенных трубок прямого и обратного тока. По трубкам прямого тока компонент движется к срезу сопла в направлении увеличения сечения сопла, по трубкам обратного тока – в обратном направлении. Поперечное сечение охлаждающих каналов выполняют переменным по длине сопла для создания переменной скорости охладителя в канале в соответствии с теплопритоком к огневой стенке камеры сгорания.

Сброс давления в дренированных охлаждающих каналах мощного теплообменника приводит к последовательному вскипанию охладителя вдоль охлаждающего тракта. В зависимости от расположения отверстия дренажа истечение может происходить по-разному, и методика расчета истечения должна учитывать различное агрегатное состояние охладителя и различные режимы истечения.

Нештатные ситуации, в зависимости от их причин и сложности теплообменника, могут приводить к образованию отверстий различной конфигурации в различных местах охлаждающей магистрали, при этом истекающий из отверстий охладитель может быть качественно неоднородным. Применительно к ЖРД аварийная остановка двигателя может быть вызвана разгерметизацией системы охлаждения КС ЖРД, при этом месторасположение аварийного отверстия может быть самым разным, так же как и его форма и размер. Методика расчета истечения окислительного компонента топлива должна учитывать попарное расположение охлаждающих каналов с прямым и обратным током охладителя, что в случае нештатной ситуации может приводить к одновременному истечению теплоносителя из расположенных рядом участков трубок охлаждения, в которых компонент топлива имеет различные параметры насыщения.

Моделирование истечения двухфазного компонента через отверстие.

В общем случае при перетекании потока из одного объема в другой через отверстие в перегородке имеют место явления, показанные на рисунке 2 [1].

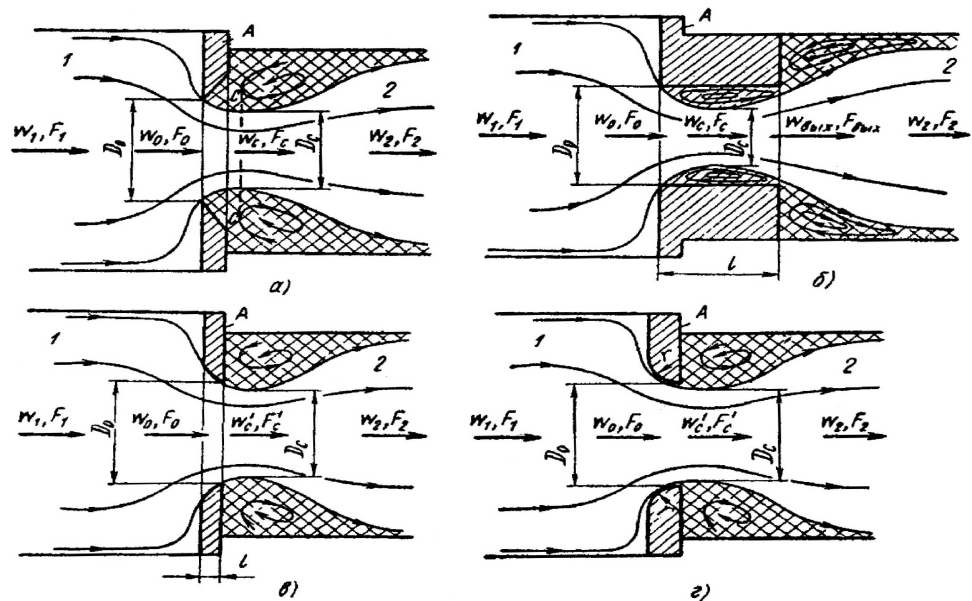


Рис. 2

Поток перетекает из канала 1, расположенного перед перегородкой А с отверстием диаметром D_0 , в канал 2, расположенный за перегородкой. На рис. 2 а показана схема перетекания потока через отверстие с тонкими краями (отношение длины проточной части отверстия к его диаметру $l/D_0 \approx 0$). На рис. 2 б показана схема перетекания потока через отверстие с утолщенными краями. Рис. 2 в и рис. 2 г иллюстрируют картину перетекания потока через отверстие с краями, срезанными по движению потока и закругленными по потоку, соответственно. Размеры поперечных сечений обоих каналов могут быть большими или равными размеру сечения проходного отверстия. Прохождение потока через отверстие сопровождается искривлением траекторий движения частиц, вследствие чего они по инерции продолжают свое движение к оси отверстия. Это вызывает уменьшение первоначальной пло-

щади сечения струи F_1 до площади F_c (сечение $c-c$ на рис. 2 а), меньшей площади сечения отверстия F_0 . Начиная с сечения $c-c$ траектории движущихся частиц выпрямляются, и в дальнейшем имеет место обычное явление внезапного расширения струи.

Коэффициент сопротивления перетеканию потока через отверстия в общем случае вычисляется по формуле [1]

$$\zeta = \zeta'(1 - F_0 / F_1) + (1 - F_0 / F_2)^2 + \tau \sqrt{1 - F_0 / F} (1 - F_0 / F_2) + \zeta_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где ζ' – коэффициент смягчения входа в отверстие, зависящий от формы его входной кромки и определяемый по диаграммам [1]; F_1 – площадь сечения струи перед отверстием; F_2 – площадь сечения расширенной струи за отверстием; $\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент сопротивления трения по всей глубине отверстия (в случае срезанных или закругленных по потоку краев отверстия принимается $\zeta_{\text{тр}} = 0$.); τ – коэффициент, учитывающий форму отверстия и условия протекания потока.

В зависимости от соотношения площадей F_0 , F_1 и F_2 для различных конструкций теплообменников возможно моделировать различные режимы перетекания потока: внезапное расширение ($F_1 = F_0$); внезапное сужение ($F_2 = F_0$); вход с внезапным расширением (перетекание через решетку с $F_1 = \infty$); истечение из отверстия в неограниченное пространство ($F_2 = \infty$); диафрагма ($F_1 = F_2$); перетекание из одного большого объема в другой ($F_1 = F_2 = \infty$).

В программной реализации методики табличные зависимости коэффициента ζ' от соотношения l/D_0 и от угла конусности раструба α (рисунок 3), как и все другие необходимые для расчетов табличные зависимости, аппроксимируются аналитическими формулами по специально разработанной методике [2].

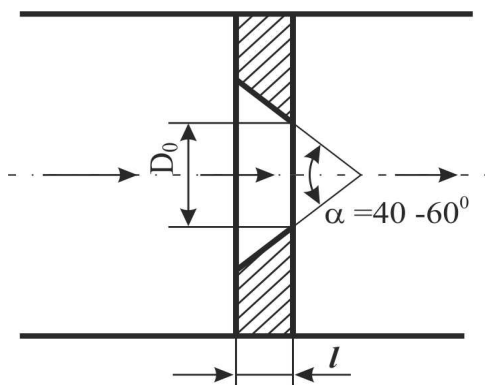


Рис. 3

Если кромка отверстия закруглена с радиусом r , для коэффициента смягчения получена аппроксимирующая зависимость

$$\zeta' = 0,5 \exp(-15,0 \cdot r / D_0).$$

Иные конфигурации отверстия аппроксимируются формулой

$$\zeta' = 0,5 - f_1 \alpha_1 (1,0 - \alpha_1^{f_2}),$$

где $\alpha_1 = 1 - \alpha/180$, α – угол конусности раструба в радианах,

$$f_1 = f_3(f_2(1 + f_2))^{(f_2+1)/f_2};$$

$$f_2 = 191,87f_4^2 - 230,19f_4 + 72,131;$$

$$f_3 = 0,4(1,0 - t^8);$$

$$f_4 = (9 - t^2)/12;$$

$$t = 1,0 - l/D_0/0,6 \quad \text{при } l/D_0 > 0,6;$$

$$t = 0 \quad \text{при } 0,001 < l/D_0 < 0,6.$$

При $l/D_0 < 0,001$ коэффициент $\zeta' = 0,5$.

В формуле (1) коэффициент τ учитывает влияние толщины стенки, формы входной кромки отверстия и условий протекания потока через отверстие. Для табличных зависимостей τ от соотношения l/D_0 [1] получена аналитическая формула. При $l/D_0 > 0,015$ коэффициент τ вычисляется по формуле

$$\tau = 1,35 \exp(-0,4437 \cdot a + 1,9958 \cdot a^2 - 8,0329 \cdot a^3 + 6,2506 \cdot a^4 - 1,4718 \cdot a^5),$$

где $a = l/D_0$.

Для остальных случаев $\tau = 1,41$.

Методика расчета различных режимов истечения теплоносителя через отверстия различной конфигурации разработана для моделирования истечения компонентов топлива из дренированных охлаждающих трактов ЖРД.

После останова ракетного двигателя закрываются/перекрываются клапаны, регулирующие подачу топлива. При этом в системе охлаждающих трубопроводов остаются отсеченные объемы компонентов топлива. Часть жидкого компонента из отсечных полостей вытекает в дренаж под действием перепада давления и силового воздействия нагретых стенок тракта. Когда падающее давление достигает величины давления насыщенных паров при температуре компонента, происходит его вскипание и далее компонент истекает под действием давления насыщенных паров кипящей жидкости. По мере истечения компонента и расширения его влажного пара снижается и давление его насыщенных паров, что приводит к вскипанию новых его слоев.

На участке выпаривания компонента через отверстия в тонких стенках охлаждающих каналов структура истекающего потока меняется в зависимости от температуры компонента T в сечении отверстия. Различные структуры потоков при разных температурах парожидкостной смеси через короткие трубки показаны на рисунке 4 [3]. На рис. 4 а показана структура потока с испарением с поверхности струи, такой режим истечения наблюдается, если температура компонента T близка к его температуре насыщения ($T \approx T_{\text{нас}}$) при определенном давлении. На рис. 4 б показана структура потока без испарения $T < T_{\text{нас}}$. Рис. 4 в и рис. 4 г иллюстрируют структуру потока с испарением в ядре $T \gg T_{\text{нас}}$ и испарением с поверхности струи в случае, когда температура компонента превышает температуру насыщения $T > T_{\text{нас}}$.

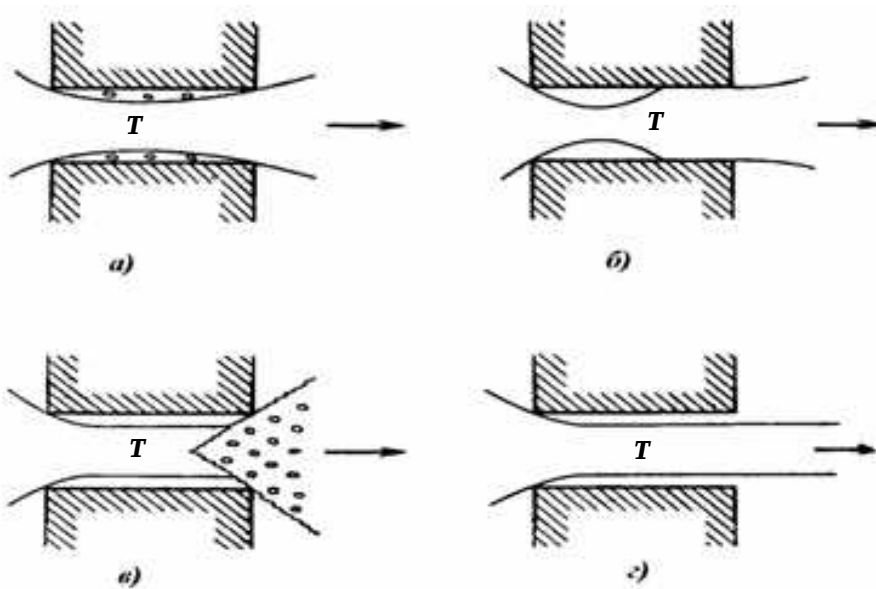


Рис. 4

Картина истечения вскипающего теплоносителя в дренажное отверстие при опорожнении охлаждающих каналов ЖРД будет следующая. Поскольку давление в месте сужения потока существенно ниже давления насыщения теплоносителя, восстановления давления внутри трубки после сужения не произойдет и поперечное сечение трубки будет заполнено паром. Испарение происходит с поверхности жидкости. Так как давление продолжает падать, в ядре струи вблизи выхода из трубки, очевидно, будет наблюдаться кипение, приводящее к дросселированию потока (рис. 4 в).

В общем случае при выходе жидкости или газа из отверстия площадью F_0 сечение струи на небольшом расстоянии от отверстия несколько сжимается так, что $F_c = \varepsilon F_0$ (рис. 2), где ε – коэффициент сжатия струи.

Коэффициент сжатия струи для несжимаемой жидкости определяется по формуле [3]

$$\varepsilon_{ж} = \frac{1}{0,639 \cdot (1 - F_0 / F_1)^{1/2} + 1}. \quad (2)$$

Коэффициент сжатия струи для газовой фазы оценивается с помощью уравнения [3]

$$\varepsilon_{г} = \left\{ a_1 - \left[a_1^2 - \frac{4 p_{кр}^{2/\kappa} (1 - p) f}{a_2} \right]^{1/2} \right\}, \quad (3)$$

где $f = 1 / \varepsilon_{ж} - 1 / (2 \varepsilon_{ж}^2)$;

$$a_1 = 1 + (p_{кр} - p) / a_2 \cdot p_{кр}^{1/\kappa};$$

$$a_2 = 2\kappa / (\kappa - 1) \cdot p_{кр}^{2/\kappa} (1 - p_{кр}^{(\kappa-1)/\kappa});$$

$\varepsilon_{жс}$ – коэффициент сжатия для несжимаемой жидкости;

p – давление;

$p_{кр}$ – критическое давление;

κ – показатель адиабаты.

При вычислении расходов компонента через отверстие необходимо учитывать его агрегатное состояние и режим истечения.

При расчете истечения жидкости или парожидкостной смеси компонента через дренажное отверстие расход определяется по формуле

$$G = \mu F_0 \sqrt{2 \rho_1 p_1 \frac{1 - p_0 / p_1}{1 - (F_0 - F_1)^2}},$$

где ρ_1 – плотность компонента в охлаждающем канале; p_1 – давление внутри охлаждающего тракта; p_0 – давление в среде, в которую происходит истечение; $\mu = \varepsilon \varphi$ – коэффициент расхода через отверстие (при $F_0 \ll F_1$ величина $\mu = 1 / \zeta$); φ – коэффициент скорости, при турбулентном режиме истечения $\varphi \sim 1$ [1].

При истечении пара под высоким давлением необходимо учитывать его сжимаемость, поскольку при этом резко изменяется его объем. Без учета потерь массовый расход компонента через дренажное отверстие можно определить по формуле Сен-Венана–Венцеля

$$G = \mu F_0 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \rho_1 p_1 \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]}. \quad (4)$$

При уменьшении p_0 / p_1 скорость истечения компонента возрастает до тех пор, пока это отношение давлений не станет равным критическому

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)_{кр} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)}.$$

При $p_0 / p_1 = (p_0 / p_1)_{кр}$ скорость компонента в сечении F_0 равна скорости звука в данной среде. При дальнейшем понижении p_0 / p_1 скорость в сечении отверстия остается равной скорости звука, а струя на выходе начинает расширяться. Таким образом, при понижении отношения давления ниже критического массовый расход паров компонента не увеличится, а остается равным величине

$$G = \mu F_0 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1/(\kappa-1)} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1}} \rho_1 p_1. \quad (5)$$

Формула (4) используется для вычисления расхода при докритическом режиме истечения ($p_0 / p_1 \geq (p_0 / p_1)_{кр}$) паров компонента топлива. При $p_0 / p_1 < (p_0 / p_1)_{кр}$ используется формула (5).

Коэффициент сжатия струи ε для жидкого компонента и его паров вычисляется по формулам (2) и (3) соответственно.

Результаты расчетов. Описанная методика использовалась при численном исследовании термогидродинамических параметров охладителя при опорожнении ЖРД [4]. Расчетная область – набор элементарных объемов – представлена на рисунке 5.

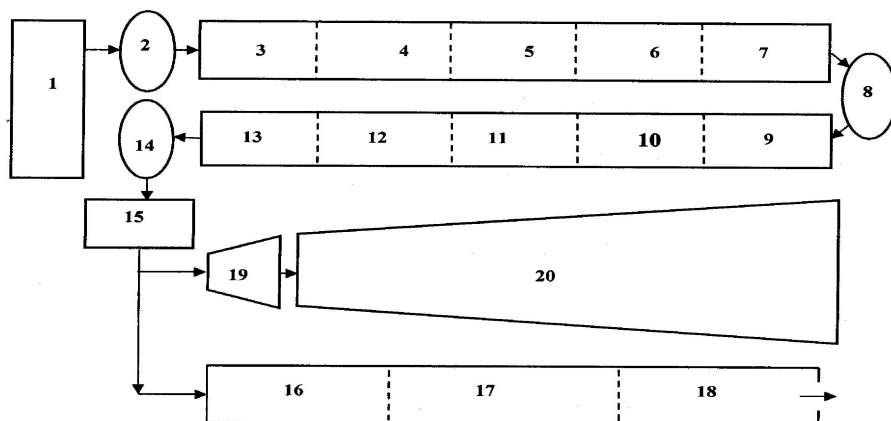


Рис. 5

Элементы 1 – 19 на рис. 5 моделируют отсеченный после остановки двигателя объем окислителя, при этом элементы 2 и 14 моделируют входной и выходной коллектор системы охлаждения двигателя соответственно; элементы с 3 по 7 – трубку прямого тока системы охлаждения; элементы с 9 по 13 – трубку обратного тока; элемент 8 соответствует поворотному коллектору.

При проведении численных расчетов, помимо отверстия штатного дренажа (основной дренаж), расположенного в перекрывном клапане на входе в КС (элемент 15 на рис. 5), рассматривалось отверстие, имитирующее нештатную ситуацию при работе двигателя (дополнительный дренаж). Отверстие дополнительного дренажа при расчетах располагалось только в элементе 6 трубки прямого тока (см. рис. 5) (режим истечения 1), только в элементе 10 трубки обратного тока (режим истечения 2) или же равномерно располагалось в соседних элементах 6 и 10 без перемешивания компонента между элементами (режим истечения 3).

На рисунке 6 показаны изменения во времени паросодержания (рис. 6 а) и истекающего массового расхода компонента (рис. 6 б) элемента, в котором располагалось отверстие дополнительного дренажа, для режимов истечения 1 (сплошная линия) и 2 (штриховая линия).

На рисунке 7 показаны изменения во времени паросодержания (рис. 7 а) и истекающего массового расхода компонента (рис. 7 б) элементов (сплошная линия для элемента трубки прямого тока, штриховая – для элемента трубки обратного тока), в которых располагалось отверстие дополнительного дренажа для режима истечения 3. Как видно из сравнения графиков на рисунках 6 и 7, при изменении режима истечения не происходит значительного изменения значения паросодержания в элементах с отверстием дополнительного дренажа. Расход в дополнительный дренаж при режиме истечения 3 равномерно распределялся между элементами трубок прямого и обратного тока.

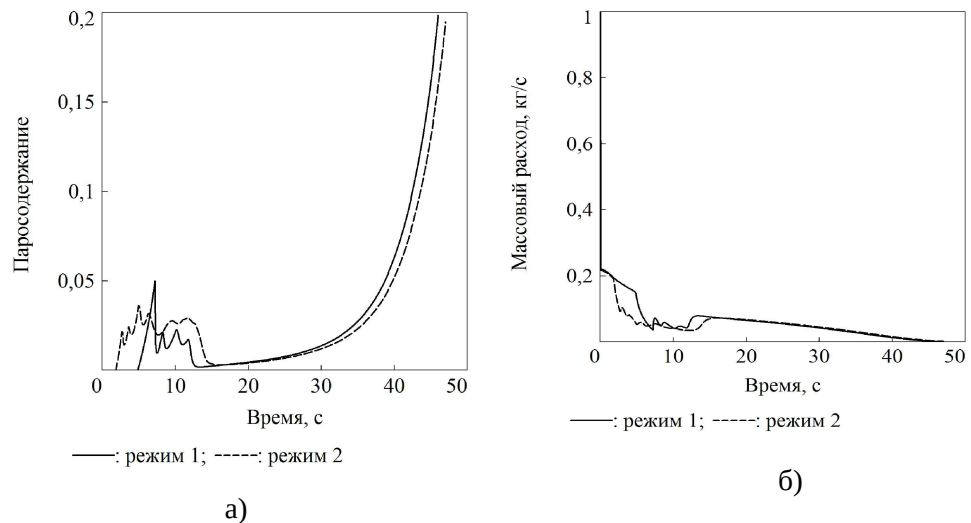


Рис. 6

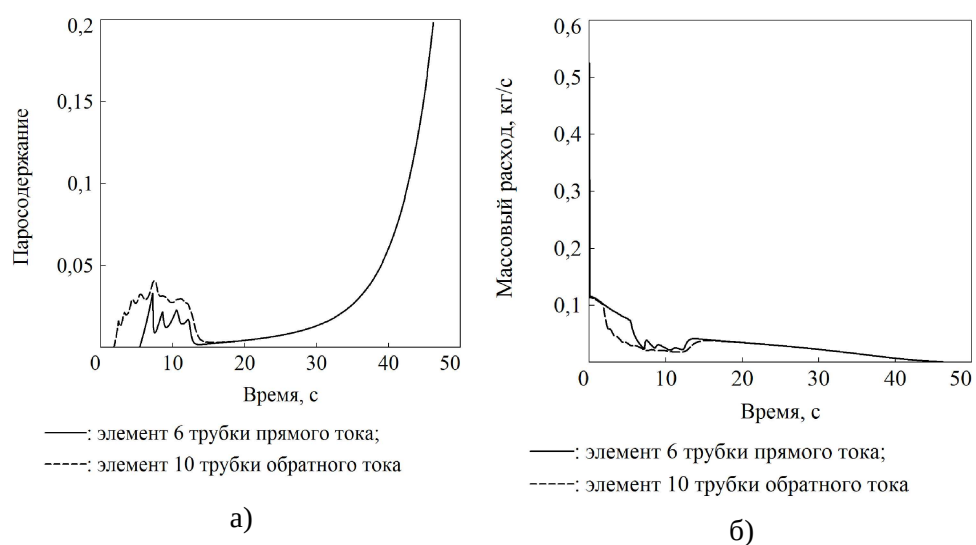


Рис. 7

В ходе проведенных численных исследований выяснилось, что расположение отверстия дополнительного дренажа в начальных элементах тракта охлаждения (элементы трубки прямого тока с более холодным теплоносителем) по сравнению с элементами, приближенными к срезу охлаждаемой части сопла, незначительно увеличивает начальный расход из отверстия дополнительного дренажа. По-видимому, увеличение расхода компонента частично нивелируется более высоким противодавлением в сопле на момент отсечки тяги. Та же причина обуславливает незначительное увеличение времени опорожнения тракта в случае расположения дренажа в наиболее близких к критическому сечению сопла элементах трубок обратного тока.

На рисунке 8 показаны полученные данные по спаду давления в тракте окислителя после отсечки тяги при отсутствии и наличии дополнительного дренажа (сплошная линия для режима без дополнительного дренажа, штриховая – при наличии дополнительного дренажа). На рис. 8 а приведен график резкого спада давления в начальный период времени. Параметры, относя-

щиеся к начальному участку резкого спада давления ($\sim 0,02$ с), продолжительность которого определялась, в основном, заданными коэффициентами объемного расширения элементов и слабо влияла на последующее изменение параметров, на рис. 8 б не показаны. Как видно из графика, при истечении только в основной дренаж в начальный период времени давление падает медленнее, чем при наличии еще и дополнительного дренажа, а на участке вски-

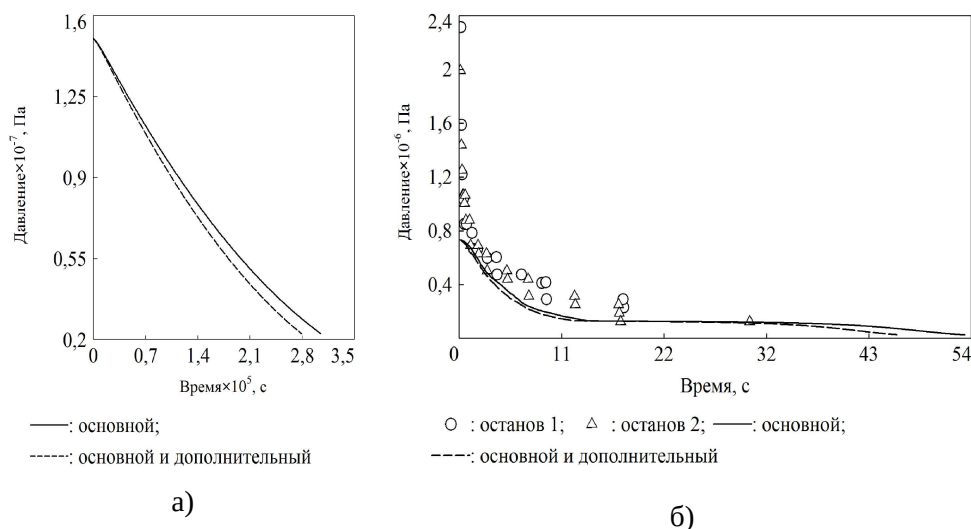


Рис. 8

пания компонента уровни давления выравниваются. На данные, приведенные на рис. 8 б, наложены участки спада давления, полученные из телеметрической записи давления за насосом окислителя при двух остановках двигателя третьей ступени [5]. Сравнение показывает качественное соответствие изменения параметров.

Применительно к конструкции камеры сгорания конкретного ЖРД, изменение при расчетах формы отверстия и варьирование различными конфигурациями кромок не выявили значительных изменений расчетных параметров.

Численные исследования показали, что с увеличением площади дренажного отверстия пропорционально уменьшается длительность процесса опорожнения отсеченной полости от оставшегося в ней охладителя.

Выводы. Полученные результаты позволили сделать вывод о том, что разработанная математическая модель истечения вскипающей жидкости из теплонапряженных каналов, охлаждающих энергоустановку, и ее программная реализация качественно правильно отражает физические процессы в отсеченной дренированной полости тракта окислителя после останова ЖРД. Полученные временные характеристики близки к измеренным в процессе летных испытаний моделируемого объекта.

Метод разбиения расчетной области и основные расчетные элементы, с помощью которых дискретизируется моделируемый объект, позволяют моделировать любой теплообменник. Методика может быть использована для расчетов истечения двухфазной жидкости в теплообменниках большого сегмента энергоустановок разной степени сложности.

1. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям / *И. Е. Идельчик*. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.
2. *Токарева Е. Л.* Аппроксимация свойств теплоносителя при численном моделировании гидродинамики и теплообмена в теплонепрерывных трактах с переменной массой охладителя / *Е. Л. Токарева* // Техническая механика. – 2013. № 2. – С 80 – 88.
3. *Чисхолм Д.* Двухфазные течения в трубопроводах и теплообменниках / *Д. Чисхолм*. – М. : Недра, 1986. – 204 с.
4. *Токарева Е. Л.* Численное моделирование гидродинамики и теплообмена в теплонепрерывных охлаждающих трактах с переменной массой охладителя / *Е. Л. Токарева, Н. Д. Коваленко* // Материалы IV Международной научной конференции «Прикладные проблемы аэрогидромеханики и теплообмена», 1 – 3 ноября 2012 г. – Днепропетровск. – С. 38 – 40.
5. Определение боковых сил в сопле ЖРД при впрыске в сверхзвуковую часть компонента топлива после выключения двигателя с использованием телеметрической информации летных испытаний / *Н. Д. Коваленко, А. Л. Макаров, О. А. Аксюта, А. Н. Беликов, А. Д. Игнатьев, Г. Н. Коваленко, Р. Н. Темченко, Е. Л. Токарева* // Космическая техника. Ракетное вооружение. – 2009. – № 1. – С. 146 – 159.

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и
Государственного космического агентства Украины,
Днепропетровск

Получено 16.02.2016
в окончательном варианте 30.05.2016