

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ЩЕЛЕВОГО КАНАЛА С ПРЕРЫВИСТЫМИ ПЕРЕМЫЧКАМИ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТОК ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

© 2013 В. Г. Попов, А. В. Викулин, В. А. Чеснова

“МАТИ – Российский государственный технологический университет имени К.Э. Циолковского”

Поступила в редакцию 26.09.2013

Авторы исследовали гидравлические характеристики каналов сложной конфигурации, образованных многорядными системами наклонных и поперечных прерывистых перемычек. Разработана методика определения коэффициента гидравлического сопротивления моделей с прерывистыми перемычками, расположенными под углом к направлению потока охладителя. Проведен анализ влияния конструктивных факторов на гидравлические характеристики каналов. Обоснована необходимость нормирования полученного значения коэффициента гидравлического сопротивления на один “калибр” канала. Ключевые слова: система охлаждения, щелевой канал, наклонные перемычки, поперечные перемычки, гидравлические характеристики, коэффициент гидравлического сопротивления, гидравлический диаметр, “калибр” канала.

Разработка перспективных газотурбинных двигателей V-VI поколений требует повышения допустимой температуры рабочего процесса. Главным направлением совершенствования всех типов ГТД является повышение температуры газа на входе в турбину.

Совершенствование систем охлаждения лопаток газовых турбин – одна из основных задач, возникающих при освоении высокотемпературного цикла ГТД и ГТУ различного назначения. Решение этой задачи связано с поиском, разработками и исследованиями систем интенсификации теплообмена, обеспечивающих заданный уровень температуры охлаждаемых лопаток.

Применение в системах охлаждения теплонапряженных деталей щелевых каналов с прерывистыми ребрами-перемычками позволяет, по данным работы [1], в 2,5...2,7 раза интенсифицировать теплообмен по сравнению с гладким каналом.

Так как система охлаждения многих оболочковых деталей энергетических устройств, например лопаток газовых турбин, работает при заданных перепадах давления охладителя, то управление тепловым состоянием деталей

осуществляется регулированием потока через ее внутреннюю полость, а заданная расходная характеристика системы охлаждения может быть получена подбором размеров перемычек, их расположением в канале и числом рядов.

Следует отметить, что в работе [1] приведены лишь данные для прерывистых перемычек, расположенных параллельно потоку, а влияние такого фактора, как угол наклона α перемычек к направлению потока, исследовано не было. Кроме того, необходимо подчеркнуть, что толщина ребер в исследовании [1] составляла $1 \cdot 10^{-4}$... $1,5 \cdot 10^{-4}$ м, а отношение площади сечения ребер к площади сечения канала составляло 7...15%. Для литых охлаждаемых деталей толщина ребер $1 \cdot 10^{-4}$ м неприемлема, а степень загромождения канала ребрами при их толщине $1 \cdot 10^{-3}$... $1,2 \cdot 10^{-3}$ м будет значительно выше (около 30...45%), что неизбежно окажет влияние и на гидравлическое сопротивление канала. К тому же, исследование [1] было выполнено на многорядных системах перемычек, т.е. не рассматривалось влияние числа рядов N перемычек на гидравлическое сопротивление канала.

С целью исследования гидравлических характеристик щелевого канала были изготовлены [2] модели с числом рядов N перемычек от одного до четырех и углом наклона к направлению потока α от 0 до 50° и модели с поперечными перемычками ($\alpha = 90^\circ$), расположенными в шахматном порядке и числом рядов $N = 12$.

Схемы экспериментального канала с многорядной системой наклонных и поперечных перемычек представлены на рис. 1. Каналы с поперечными перемычками образуются поворотом

Попов Владимир Георгиевич, доктор технических наук, профессор, декан факультета №2 «Аэрокосмические конструкции и технологии», заведующий кафедрой «Двигатели летательных аппаратов и теплотехника».

E-mail: vgrorov@list.ru

Викулин Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Двигатели летательных аппаратов и теплотехника».

E-mail: vav106@yandex.ru.

Чеснова Виктория Андреевна, магистр техники и технологии, аспирант кафедры «Двигатели летательных аппаратов и теплотехника». E-mail: chesnovava@mail.ru

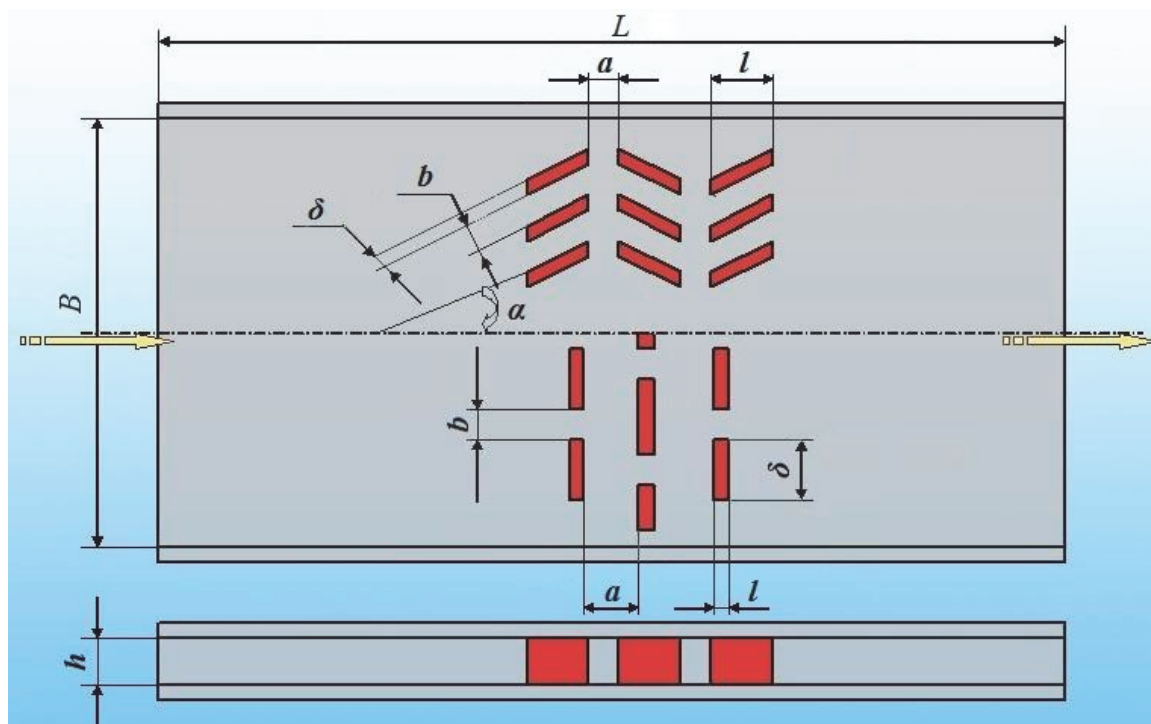


Рис. 1. Схемы экспериментальных моделей с многорядной системой прерывистых наклонных и поперечных перемычек

наклонных перемычек до угла $\alpha = 90^\circ$ и смещением их в соседних рядах на полшага.

Размер перемычек в моделях в направлении оси канала был равен для наклонных перемычек $l = 6 \cdot 10^{-3}$ м, для поперечных – $1,1 \cdot 10^{-3}$ м. Расстояние между соседними рядами составляло для наклонных перемычек $a = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м, для поперечных – $1,7 \cdot 10^{-3}$ м. Толщина наклонных перемычек $\delta = 1,05 \cdot 10^{-3}$ м, ширина поперечных δ изменялась от $1,5 \cdot 10^{-3}$ м до $4,5 \cdot 10^{-3}$ м. Высота щели в моделях h составляла $2,2 \dots 3,5 \cdot 10^{-3}$ м. Ширина канала b , образованного соседними в ряду перемычками, равнялась $1,1 \cdot 10^{-3}$ м для наклонных перемычек и $1,5 \cdot 10^{-3}$ м для поперечных. Фактическая длина канала l_k , образованного перемычками одного ряда, определялась для наклонных перемычек из выражения :

$$l_k = \frac{l}{\cos \alpha} + a,$$

для поперечных перемычек:

$$l_k = l + \sqrt{a^2 + \left(\frac{\delta + b}{2}\right)^2}.$$

Геометрические характеристики каналов исследованных моделей и каналов, образованных ребристыми поверхностями [1], представлена в табл. 1.

Гидравлические характеристики щелевого канала определялись по результатам изотермических продувок моделей воздухом, представляющих собой зависимости расхода воздуха через

модель от перепада давления воздуха на ней.

В табл. 2 приведены значения приведенного расхода воздуха G_{np} через модель при перепаде давления воздуха $\pi = 1,2$, являющимся характерным для участка выходной кромки лопатки. Как видно из таблицы, величина G_{np} в исследованных моделях изменяется более, чем в 8 раз, и зависит от угла наклона α , числа N рядов и ширины δ перемычек. Например, G_{np} в моделях с наклонными перемычками при $\alpha = 50^\circ$ и $N = 4,4$ в 3,3 раза меньше, чем при $\alpha = 0$ и $N = 1$, а изменение δ с $4,5 \cdot 10^{-3}$ м до $1,5 \cdot 10^{-3}$ м снижает в моделях с поперечными перемычками G_{np} в 2,3 раза.

Поэтому, в зависимости от требуемой глубины охлаждения детали, уровень расхода охладителя через нее можно изменять в широких пределах при одном и том же располагаемом перепаде давления охладителя и при одних и тех же общих размерах щелевого канала.

При определении коэффициента гидравлического сопротивления щелевого канала приближенно полагалось, что в моделях величина ξ для каждого из рядов перемычек одинакова. В этом случае можно записать следующее уравнение:

$$P_{вх}^* - P_{вых}^* = \sum_{i=1}^N \Delta P_i^*,$$

где $P_{вх}^*$ – полное давление на входе в первый ряд перемычек; $P_{вых}^*$ – полное давление на выходе

из последнего ряда; $\Delta P_i^* = \xi \frac{\rho_i \cdot W_i^2}{2}$ – потери

Таблица 1. Геометрические характеристики каналов с прерывистыми перемычками и ребристыми поверхностями из работы [1]

	α град	N	δ 10^{-3} м	h 10^{-3} м	l_k 10^{-3} м	d_2 10^{-3} м	F_Σ 10^{-6} м
наклонные перемычки	0	1...4	1,05	2,8	7,5	1,59	71,0
	10	1...4	1,05	3,5	7,59	1,67	68,0
	20	1...4	1,05	3,0	7,88	1,61	64,4
	30	1...4	1,05	3,0	8,43	1,61	61,5
	40	1...4	1,05	3,0	9,33	1,61	49,5
	50	1...4	1,05	3,0	10,83	1,61	41,3
поперечные перемычки	90	12	4,5	2,25	4,95	1,82	28,7
	90	12	3,2	2,2	4,4	1,80	41,3
	90	12	1,5	2,2	3,77	1,78	55,3
ПлР-5	0	больше четырёх	0,15	–	12,7	2,26	–
ПлР-6	0		0,15	–	6,35	1,61	–
ПлР-7	0		0,10	–	4,52	2,64	–

Таблица 2. Значение приведенного расхода воздуха $G_{np} = G \cdot \sqrt{T^*} / P_{вх}^*$ через модель при перепаде давления $P_{вх}^* / P_{вых}^* = 1,5$

наклонные перемычки				
α , град \ N	1	2	3	4
0	217	191	173	160
10	210	184	162	157
20	200	172	158	146
30	193	157	142	124
40	146	120	107	94
50	119	90	79	66
поперечные перемычки				
α , град \ δ	$1,5 \cdot 10^{-3}$ м	$3,2 \cdot 10^{-3}$ м	$4,5 \cdot 10^{-3}$ м	
	58	39	25	

полного давления на i -м ряде перемычек, которые могут быть выражены через газодинамические функции λ_i и $q(\lambda_i)$ следующим образом:

$$\Delta P_i^* = \xi \cdot 0,37 \cdot \lambda_i \cdot q(\lambda_i) \cdot P_i^*, \tag{1}$$

$$q(\lambda_i) = \frac{G \cdot \sqrt{T^*}}{0,396 \cdot P_i^* \cdot F_i},$$

где G – физический расход воздуха; T^* – темпе-

ратура воздуха; F_i – площадь каналов в i -ом ряду перемычек.

Полное давление на выходе из i -го ряда перемычек равно давлению на выходе в $i+1$ ряд:

$$P_{i+1}^* = P_i^* - \Delta P_i^*.$$

Полное давление на выходе из последнего ряда перемычек $P_{вых}^*$ определялось по статическому давлению $P_{ст}^*$ и замеренному значению расхода воздуха с помощью газодинамической функции $\pi(\lambda)$:

$$P_{вых}^* = \frac{P_{вых}}{\pi(\lambda)},$$

где λ определялась по газодинамической функции $y(\lambda)$:

$$y(\lambda) = \frac{G \cdot \sqrt{T^*}}{0,396 \cdot P_{вых} \cdot F_{вых}},$$

где $F_{вых}$ – площадь выходного сечения щелевого канала.

Решение уравнения (1) и определение коэффициента ξ выполнялось методом последовательных приближений.

Необходимо отметить, что приведенная выше методика позволяет определить коэффициент

гидравлического сопротивления “одного ряда” перемычек, который используется при проектировании систем охлаждения с однородными структурами. Данная методика была апробирована ранее при обработке результатов продувок [3], а так же при гидравлических проектировочных расчетах щелевого канала с многорядной системой штырьков и перемычек другой конфигурации. Расчетные расходные характеристики имели хорошую сходимость с экспериментальными данными.

В табл. 3 приведены значения коэффициента гидравлического сопротивления ξ одного ряда перемычек от числа Рейнольдса для моделей с различным числом N рядов перемычек, при различных углах α их наклона и различной ширине δ .

Таблица 3. Значение среднего коэффициента гидравлического сопротивления ξ на один ряд перемычек в исследованных моделях

N	α град	δ 10^{-3} м	l_k/d_2	Re			
				5000	10000	20000	29000
1	0	1,05	4,72	0,64	0,63	0,64	0,69
2	0			0,46	0,46	0,47	0,47
3	0			0,41	0,41	0,40	0,40
4	0			0,38	0,35	0,35	0,36
1	10	1,05	4,54	0,80	0,76	0,76	0,76
2	10			0,62	0,60	0,60	0,61
3	10			0,54	0,52	0,53	0,52
4	10			0,50	0,48	0,49	0,49
1	20	1,05	4,89	0,90	0,84	0,85	0,86
2	20			0,75	0,71	0,72	0,71
3	20			0,65	0,65	0,65	0,64
4	20			0,64	0,63	0,63	0,62
1	30	1,05	5,24	1,01	0,95	0,96	0,95
2	30			0,84	0,80	0,81	0,81
3	30			0,76	0,70	0,72	0,71
4	30			0,72	0,67	0,67	0,68
1	40	1,05	5,80	1,12	1,10	1,12	1,11
2	40			0,98	0,95	0,94	0,94
3	40			0,90	0,88	0,86	0,85
4	40			0,86	0,81	0,82	0,82
1	50	1,05	6,73	1,19	1,18	1,17	1,17
2	50			1,09	1,06	1,05	1,03
3	50			0,96	0,92	0,90	0,90
4	50			0,94	0,91	0,88	0,89
12	90	4,5	2,75	1,21	1,13	1,10	1,09
12	90	3,2	2,42	1,03	1,00	0,98	0,99
12	90	1,5	2,12	0,80	0,74	0,67	0,67

Число Рейнольдса определялось по формуле:

$$Re = \frac{G \cdot d_2}{F_{\Sigma} \cdot \mu},$$

где d_2 – гидравлический диаметр каналов (см. табл. 1):

$$d_2 = \frac{2b \cdot h}{b + h};$$

F_{Σ} – суммарная площадь проходного сечения всех каналов ряда (табл. 1); μ – коэффициент динамической вязкости воздуха.

Диапазон изменения числа Рейнольдса Re в экспериментах составил 5000...29000.

Характерной особенностью полученных данных по ξ является незначительное, в большинстве случаев, его изменение в зависимости от числа Рейнольдса. Поэтому, с достаточной для инженерной практики точностью, можно считать в указанном диапазоне Re величину ξ постоянной.

Следует отметить, что в работе [4] приводятся данные по гидравлическому сопротивлению систем перемычек на участке выходной кромки охлаждаемых лопаток, где авторы отмечают, что в диапазоне $1 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^4$ значение ξ не зависит от числа Рейнольдса и определяется только конструкцией и способом изготовления перемычек.

Из табл. 3 следует, что при увеличении угла α с 0 до 50° в трехрядных системах перемычек ξ возрастает в 2,2 раза; увеличение рядности с 1 до 4 при $\alpha = 30^\circ$ снижает ξ на 43%; а уменьшение

ширины перемычек δ в системах с $N = 12$ и $\alpha = 90^\circ$ понижает ξ на 64%.

Необходимо отметить, что гидравлическое сопротивление ξ одного ряда перемычек зависит непосредственно от их конструктивного исполнения. Например, в исследованных моделях увеличение угла α наклонных перемычек приводит к возрастанию как ξ , так и относительной длины канала l_k/d_2 , а снижение δ в поперечных перемычках уменьшает как ξ , так и l_k/d_2 канала (см. табл. 3). Поэтому для снижения влияния на гидравлическое сопротивление канала размеров перемычек необходимо полученные ξ пронормировать на один “калибр” канала:

$$\xi_0 = \xi \cdot \frac{d_2}{l_k}. \quad (2)$$

На рис. 2 показана зависимость относительного коэффициента гидравлического сопротивления ξ_0 в зависимости от угла наклона α и числа рядов N перемычек. С точностью $\pm 15\%$ экспериментально полученные значения аппроксимируются следующей формулой:

$$\xi_0 = 0,13 \cdot (N^{-0,42} + \alpha^{2,1}), \quad (3)$$

где α задается в радианах.

Изображенные на рис. 2 линии 1 и 2 показывают верхний и нижний пределы изменения ξ_0 при $N = 1$ и $N > 10$, соответственно.

Величина ξ_0 для поверхностей ПлР-5, ПлР-6 и ПлР-7 соответственно равна 0,056; 0,073 и

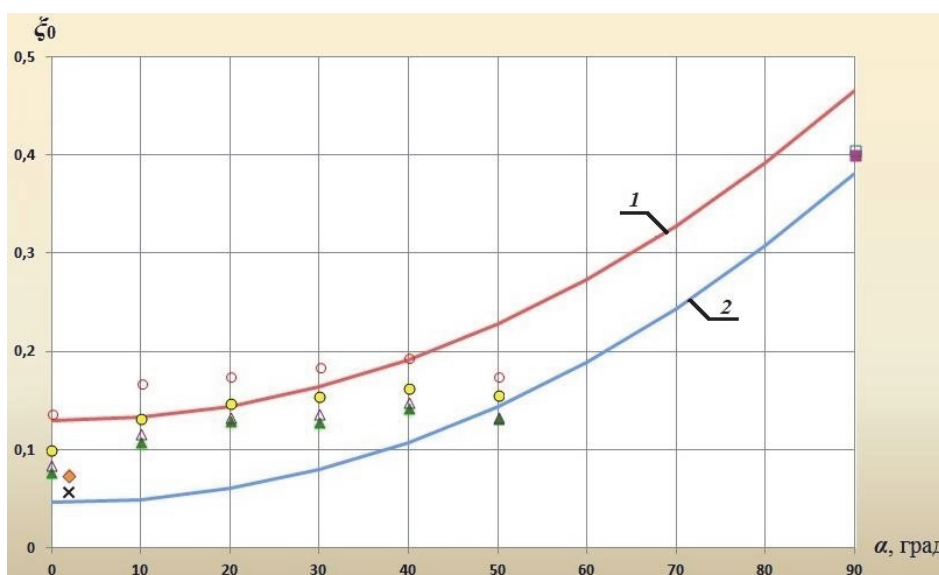


Рис. 2. Изменение коэффициента относительного гидравлического сопротивления ξ_0 от угла наклона и числа рядов перемычек при числе Рейнольдса $Re = 20000$:

1, 2 – верхний и нижний пределы изменения ξ_0 , рассчитанные по уравнению (3), соответственно при $N = 1$ и $N > 10$; $\circ, \bullet, \triangle, \blacktriangle$ – $N = 1, 2, 3, 4$; \blacksquare, \square – $\delta = 4,5 \cdot 10^{-3}$ м и $3,2 \cdot 10^{-3}$ м; $\times, \diamond, \blacklozenge$ – ребристые поверхности ПлР-5, ПлР-6 и ПлР-7, соответственно

0,076. Из рис. 2 видно, что ξ_0 для ребристых поверхностей отличаются от рассчитанных значений ξ_0 по уравнению (3) для перемычек с углом наклона $\alpha = 0$ и числом рядов $N > 10$ не более, чем на 10...40%. Однако, необходимо отметить, что ребристые поверхности имели толщину стенок $\delta = 1 \cdot 10^{-4}$ м, что влияет на уровень ξ и, следовательно, на ξ_0 .

Таким образом, представленные в работе данные указывают на значительное влияние на гидравлическое сопротивление щелевого канала конструктивных размеров перемычек, угла их наклона в направлении потока и числа рядов в канале.

Следует отметить, что слабое влияние числа Рейнольдса на гидравлическое сопротивление канала с прерывистыми перемычками является благоприятным фактором с точки зрения стабильности расходных характеристик охлаждаемых деталей, поскольку различные эксплуатационные режимы работы энергетических устройств могут отличаться по числам Рейнольдса в 5...10 раз.

Данные по ξ , полученные на основании продувок моделей с геометрией перемычек и каналов между ними близкими к натурной геометрии

ей литых деталей, можно непосредственно использовать при проверочном гидравлическом расчете систем охлаждения. При этом необходимо подчеркнуть, что на первом этапе проектирования системы охлаждения, то есть при выборе размеров перемычек, угла их наклона и числа рядов в канале, предпочтительнее использовать данные по ξ_0 , характеризующие гидравлическое сопротивление одного "калибра" канала, образуемого прерывистыми перемычками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. [пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова, О.Г. Мартыненко, А.А. Михалевица]. М.: Энергоатомиздат, 1987. 912 с.
2. Викулин А.В., Попов В.Г., Ярославцев Н.Л., Чеснова В.А. Влияние геометрических характеристик каналов сложной конфигурации на пропускную способность высокотемпературных газовых турбин // Газотурбинные технологии. 2012. № 1 (102). С.38-42.
3. Тепловые испытания и доводка охлаждаемых лопаток газовых турбин. / А.В. Викулин, В.Г. Попов, Н.Л. Ярославцев и др. Кострома: ООО "КПД", 2012. 568 с.
4. Копелев С.З., Гуров В.В. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.

INVESTIGATION OF HYDRAULIC RESISTANCE OF THE SLOTTED CHANNEL WITH SEPARATE CROSSPIECES IN THE COOLING SYSTEMS OF BLADES IN HIGH-TEMPERATURE GAS TURBINES

© 2013 V. G. Popov, A. V. Vikulin, V. A. Chesnova

MATI - Russian State Technological University named after K.E. Tsiolkovsky

The authors investigated the hydraulic characteristics of the channels with complex configuration formed by multi-row systems of inclined and transverse separate crosspieces. The technique of determining the hydraulic resistance coefficient of the models with separate crosspieces set at an angle to the direction of coolant flow is developed. The analysis of influence of structural factors on the hydraulic characteristics of the channels is carried out. The necessity of the standardization of the received values of the hydraulic resistance coefficient on one "gauge" of the channel is proved.

Keywords: cooling system, slotted channel, inclined crosspieces, transverse crosspieces, hydraulic characteristics, hydraulic resistance coefficient, hydraulic diameter, "gauge" of the channel.

Vladimir Popov, Doctor of Technics, Professor, Dean at the faculty №2 «Aerospace designs and technologies», Head at the Aircraft Engines and Heat Engineering Department. E-mail: vgpov@list.ru

Alexander Vikulin, Candidate of Technics, Associate Professor, Professor at the Aircraft Engines and Heat Engineering Department. E-mail: vav106@yandex.ru

Victoria Chesnova, Master of Engineering and Technology, Postgraduate Student at the Aircraft Engines and Heat Engineering Department. E-mail: chesnovava@mail.ru