

Сводная таблица результатов расчета работы пылеохладителя из пяти секций (при $t_{\text{охл.возд.}} = +26 \text{ }^\circ\text{C}$)

№	Наименование	Обозначение	Ед. изм.	1 секция	2 секция	3 секция	4 секция	5 секция
1 Конструктивные характеристики охладителя угольной пыли								
1.1	Типоразмер несущих труб	d	$м$	0,038	0,038	0,038	0,038	0,038
		s	$м$	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
		$d_{\text{вн}}$	$м$	0,028	0,028	0,028	0,028	0,028
1.2	Шаги труб:							
	поперечный	s_1	$м$	0,054	0,054	0,054	0,054	0,054
	продольный	s_2	$м$	0,047	0,047	0,047	0,047	0,047
	относительный поперечный	σ_1		1,421	1,421	1,421	1,421	1,421
	относительный продольный	σ_2		1,237	1,237	1,237	1,237	1,237
	относительный диагональный	σ'_2		1,426	1,426	1,426	1,426	1,426
	тип пучка			шахматный	шахматный	шахматный	шахматный	шахматный
1.3	Количество труб теплообмена	$n_{\text{тр}}$	$шт$	84	84	84	84	84
	Количество фальш-труб 38x5мм	$n_{\text{фальш-тр}}$	$шт$	20	20	20	20	20
1.4	Высота трубки в секции (рабочая, участвующая в теплообмене)	h_c	$м$	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4
1.5	Количество ходов охлаждающего воздуха	$n_{\text{ход}}$		1	1	1	1	1
1.6	Размеры камеры (внутренние) для одной секции	a	$м$	0,540	0,540	0,540	0,540	0,540
		b	$м$	0,524	0,524	0,524	0,524	0,524
1.7	Внутренние размеры конусного перехода:							
	малый диаметр	$d_{\text{вн}}$	$м$	0,257	0,257	0,257	0,257	0,257
	большой диаметр	$D_{\text{вн}}$	$м$	0,549	0,549	0,549	0,549	0,549
	высота	h_k	$м$	1	1	1	1	1
1.8	Поверхность теплообмена одной секции	H	$м^2$	90,57	90,57	90,57	90,57	90,57
2 Параметры теплоносителей по трактам ПВС и охлаждающего воздуха								
2.1	Расход пыли	G_n	$т/ч$	50,00	50,00	50,00	50,00	50,00
2.2	Расход транспортирующего воздуха	G_a	$кг/ч$	4166,7	4166,7	4166,7	4166,7	4166,7
2.3	Расход охлаждающего воздуха	$V_{\text{охл.а}}$	$м^3/ч$	143176	143176	143176	143176	143176
2.4	Температура охлаждающего воздуха:							
	на входе	t'	$^\circ\text{C}$	37,2	33,8	30,8	28,2	26,0
	перепад температуры на секцию	Δt	$^\circ\text{C}$	4,0	3,4	3,0	2,6	2,2
	на выходе	t''	$^\circ\text{C}$	41,2	37,2	33,8	30,8	28,2
2.5	Давление охлаждающего воздуха:***							
	на входе	p'	$Па$	97025	98120	99200	100270	101325
	перепад давления на секцию	Δp	$Па$	1110	1095	1080	1070	1055
	на выходе	p''	$Па$	95915	97025	98120	99200	100270
2.6	Средняя скорость воздуха в межтрубном пространстве	$w_{\text{ср.возд}}$	$м/с$	28,67	28,01	27,42	26,87	26,38
2.7	Средняя плотность (на секцию) охлаждающего воздуха	$\rho_{\text{ср.возд}}$	$кг/м^3$	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17
2.8	Перепад давления по охлаждающему воздуху на весь теплообменник***	ΔH_n	$Па$	5410				
2.9	Коэффициент запаса по давлению	β_2	-	1,2				
2.10	Перепад давления по охл.воздуху с учетом нормативного запаса***	ΔH_p	$Па$	6492				
2.11	Температура ПВС:							
	на входе	T'	$^\circ\text{C}$	90,0	79,4	70,3	62,5	55,8
	перепад температуры на секцию	ΔT	$^\circ\text{C}$	10,6	9,1	7,8	6,7	5,8
	на выходе	T''	$^\circ\text{C}$	79,4	70,3	62,5	55,8	50,0
2.12	Давление ПВС:							
	на входе	P'	$Па$	251605	220425	189130	157695	126135
	перепад давления на секцию	ΔP	$Па$	31180	31295	31435	31560	23135
	на выходе	P''	$Па$	220425	189130	157695	126135	103000
2.13.	Потеря давления ПВС по элементам тракта секций (согласно рис.5.1):							
	Верхний полуотвод (поз.1)**	ΔP_1	$Па$	1089	1080	1069	1055	1050
	Входной стакан (поз.2)**	ΔP_2	$Па$	7667	7720	7783	7855	7984
	Верхний конус (поз.3)**	ΔP_3	$Па$	1292	1318	1349	1384	1430
	Трубный теплообменный пучок, включая сопротивление трубной доски на входе в него и на выходе, в том числе	$\Delta P_{\text{тн}}$	$Па$	9781	9892	10024	10200	10417
	Трубный теплообменный пучок, включая сопротивление трубной доски на входе в него и на выходе с учетом коэффициента запаса по напору (см. главу п.3.3.2 Методики расчета)	$\Delta P_{\text{тн1}}$	$Па$	11249	11375	11528	11729	11980
	Нижний конус (поз.4)**	ΔP_4	$Па$	62	84	110	140	120
	Нижний отвод (поворот на 180°), для 5-ой секции на (90°) (поз.5)**	ΔP_5	$Па$	1836	1864	1899	1930	570
	Вертикальный прямой участок перехода (поз.5)**	ΔP_6	$Па$	7984	7851	7697	7466	-
2.14	Скорость ПВС:							
	на входе в секцию	$w_{\text{вх.ПВС}}$	$м/с$	9,27	10,27	11,66	13,66	16,74
	на выходе из секции	$w_{\text{вых.ПВС}}$	$м/с$	10,27	11,66	13,66	16,74	20,14
	средняя	$w_{\text{ср.ПВС}}$	$м/с$	9,74	10,92	12,59	15,08	18,31
2.15	Средняя плотность (на секцию) транспортирующего воздуха	$\rho_{\text{ср.ПВС}}$	$кг/м^3$	2,30	2,05	1,78	1,48	1,22
2.16	Перепад давления по тракту ПВС охладителя	$\Delta P_{\text{ПВС}}$	$бар$	1,486				
Результаты теплового расчета								
3.1.	Тепло, переданное пылевоздушной смесью (по балансу)	$Q_{\text{ПВС}}$	$кДж/ч$	749464	643370	551428	473662	410036
3.2.	Температурный напор для противоточной схемы с перекрестным током	Δt	$^\circ\text{C}$	45,5	39,4	34,1	29,7	25,8
3.3.	Коэффициент теплоотдачи конвекцией от греющей среды к стенке	α_1	$Вт/(м^2 \cdot K)$	80,31	79,45	78,75	78,18	77,71
3.4.	Коэффициент теплоотдачи конвекцией от стенки к обогреваемой среде	α_2	$Вт/(м^2 \cdot K)$	156,05	155,29	154,65	154,10	153,64
3.5.	Коэффициент теплопередачи	K	$Вт/(м^2 \cdot K)$	50,37	49,93	49,57	49,27	49,03
* данные приведены в соответствии с техническим заданием на продолжение работ по договору №11/П-13 от 15 июля 2013г. При этом полное сопротивление потока ПВС перехода между секциями составляет 20000Па или 200мбар ($\Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 200\text{мбар}$)								
** принято, что пылеохладитель конструктивно состоит из пяти секций (шестая отсутствует)								

7. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ЗАПЫЛЕННОГО ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ОДИНОЧНОЙ ТРУБЕ ПВС ОХЛАДИТЕЛЯ ПЫЛИ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОМЫВАНИИ ТРУБНОГО ПУЧКА

Одним из основных вопросов при расчете теплообмена между потоком пылевоздушной смеси и охлаждающим воздухом является определение степени влияния твердой фазы в составе пылевоздушной смеси на процессы теплопередачи. Влияние частиц в составе ПВС на теплообмен рассмотрено в ряде работ, например [11, 12], в которых авторы утверждают, что при наличии дискретной фазы интенсивность теплообмена может существенно измениться. В частности в [12] указываются три механизма, влияющих на интенсификацию теплопередачи в присутствии твердых частиц в потоке: 1) взаимодействие частиц со стенкой, в этом случае дополнительный вклад в теплопередачу будет сделан за счет теплопроводности; 2) уменьшение толщины пограничного слоя, данный эффект связан с некоторым абразивным воздействием частиц, при котором уменьшается пограничный слой, что приводит к увеличению числа Нуссельта; 3) уменьшение турбулентной вязкости, в некоторой степени это компенсация возникновения эффекта из пункта 2. Однозначного ответа на вопрос, как повлияет дискретная фаза на теплообмен в каждом конкретном случае, ни один из литературных источников не дает, поэтому в рамках поставленной задачи было проведено численное моделирование с использованием программного продукта AnsysFluent.

Стоит обратить внимание на некоторые ограничения, накладываемые имеющейся моделью дискретной фазы. Движение твердых частиц рассматривается в лагранжевой постановке с помощью модели DiscretePhaseModel (DPM), в которой частицы представляются материальными точками, имеющими массу, но не занимающими объема. Взаимодействие частиц между собой отсутствует. Распределение твердых частиц и газа считается установившимся во времени, поэтому моделирование проводится в стационарном приближении. Влияние турбулентности на траекторию движения дискретной фазы описывается при помощи модели вероятностной трассировки частиц (Stochastic tracking). При взаимодействии частиц со стенками трубы не учитывается теплопередача за счет теплопроводности. Уравнение теплообмена для частиц (см. [13]) принимает вид:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = \alpha S_p (T_f - T_p) + \varepsilon_p S_p \sigma (T_r^4 - T_p^4)$$

где

m_p – масса частицы, кг;

- C_p – теплоемкость вещества частицы, Дж/(кг*К);
- S_p – площадь поверхности частицы, м²;
- T_p – температура частицы, К;
- T_f – локальная температура газовой фазы, К;
- α – конвективный коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²*К);
- ε_p – степень черноты частицы;
- σ – постоянная Стефана-Больцмана, $\approx 5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²*К⁴);
- T_r – температура излучения, К.

Коэффициент теплоотдачи между частицей и газом вычисляется на основе критериального уравнения для числа Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha d_p}{\lambda_f} = 2 + 0,6Re^{1/2}Pr^{1/3}$$

где d_p – диаметр частицы, λ_f – коэффициент теплопроводности газа, Re – число Рейнольдса, Pr – число Прандтля для газовой фазы.

На основе представленных допущений в модели видно, что наибольшее влияние на процессы теплообмена окажет воздействие твердых частиц на пограничный слой и на картину течения в целом.

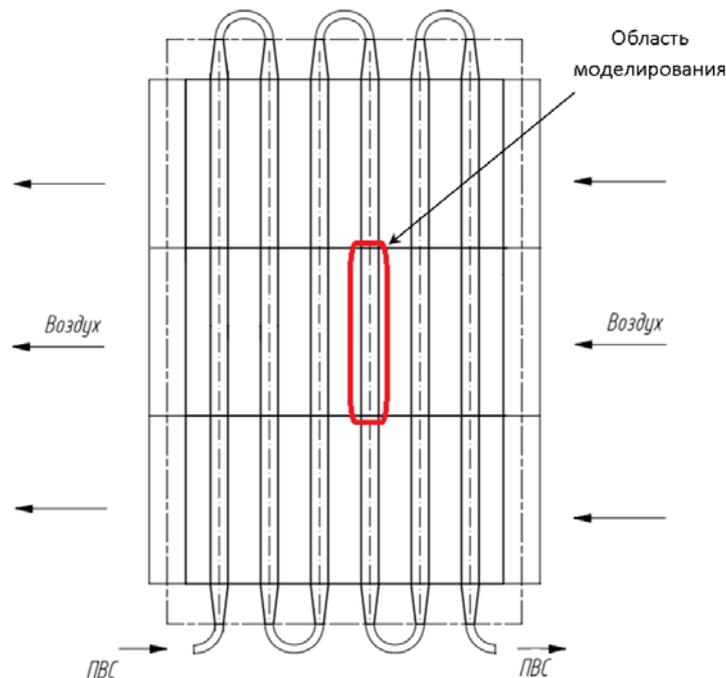


Рис.7.1. Схема теплообменного аппарата

Для определения влияния твердой фазы на теплообмен рассмотрена задача течения двухфазного потока в одиночной трубе охладителя пыли. В постановку задачи введены следующие допущения:

1. На входе в исследуемый участок трубы распределение пыли равномерное по сечению;
2. Для исследования выбрана центральная часть средней секции теплообменника (рис.7.1);
3. Геометрия расчетной области (рис.7.2) состоит из исследуемой одиночной трубы ПВХ с толщиной стенки 5 мм, установленной в центре трубного пучка пылеохладителя. Дополнительные трубы данного пучка введены в модель для соблюдения условий омывания исследуемой трубы охлаждающим воздухом. На боковых гранях задано периодичное условие, означающее, что трубный пучок по ширине является бесконечным;
4. Для обеспечения подвода и отвода охлаждающего воздуха, необходимых для нахождения устойчивого решения, в модель введены соответствующие подводящий и отводящий каналы (рис.7.2);
5. Сила тяжести сонаправлена с течением пылевоздушной смеси.

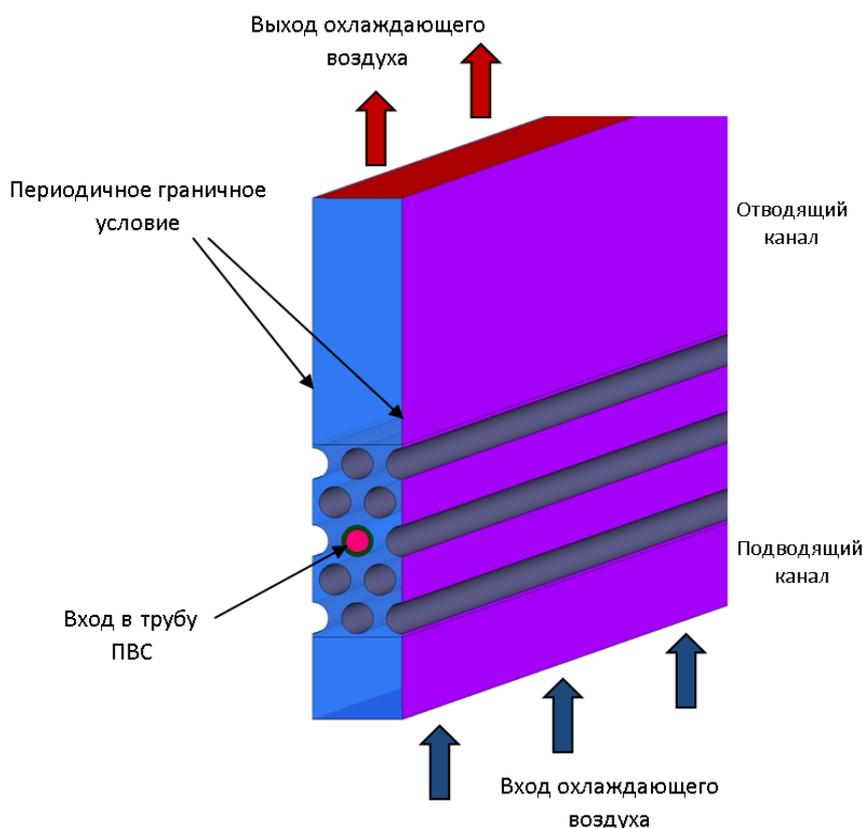


Рис.7.2. Геометрия расчетной области

6. При обработке результатов расчета коэффициент теплоотдачи α от пылевоздушной смеси к внутренней стенке трубы ПВХ определялся по формуле $\alpha = \frac{q}{T_{\text{mix}} - T_{\text{wall}}}$, где q – плотность теплового потока через стенку тру-

бы, T_{mix} – среднemasсовая температура потока ПВС в объеме трубы, T_{wall} – средняя температура стенки трубы.

$$T_{\text{mix}} = \frac{\int [\bar{\rho}_p |\bar{v}_p| \bar{T}_p + \rho_f |v_f| T_f] dV}{\int [\bar{\rho}_p |\bar{v}_p| + \rho_f |v_f|] dV}$$

где

$\bar{\rho}_p$ – концентрация дискретной фазы, кг/м³;

\bar{v}_p – средняя скорость потока частиц, м/с;

\bar{T}_p – средняя температура частиц, К;

ρ_f – плотность газовой фазы, кг/м³;

v_f – скорость газовой фазы, м/с;

T_f – температура газа, К.

7. Для определения влияния пыли на коэффициент теплоотдачи проводилось моделирование процессов при подаче в трубу ПВС как чистого воздуха, так и пылевоздушной смеси;

8. Взаимодействие частиц со стенкой – упругое;

9. Расчетная сетка состоит из порядка 3 млн. ячеек. На рис.7.3 показана сетка в поперечном сечении трубы ПВС. Для более точного учета пристеночных эффектов сетка сгущена в области пограничного слоя.

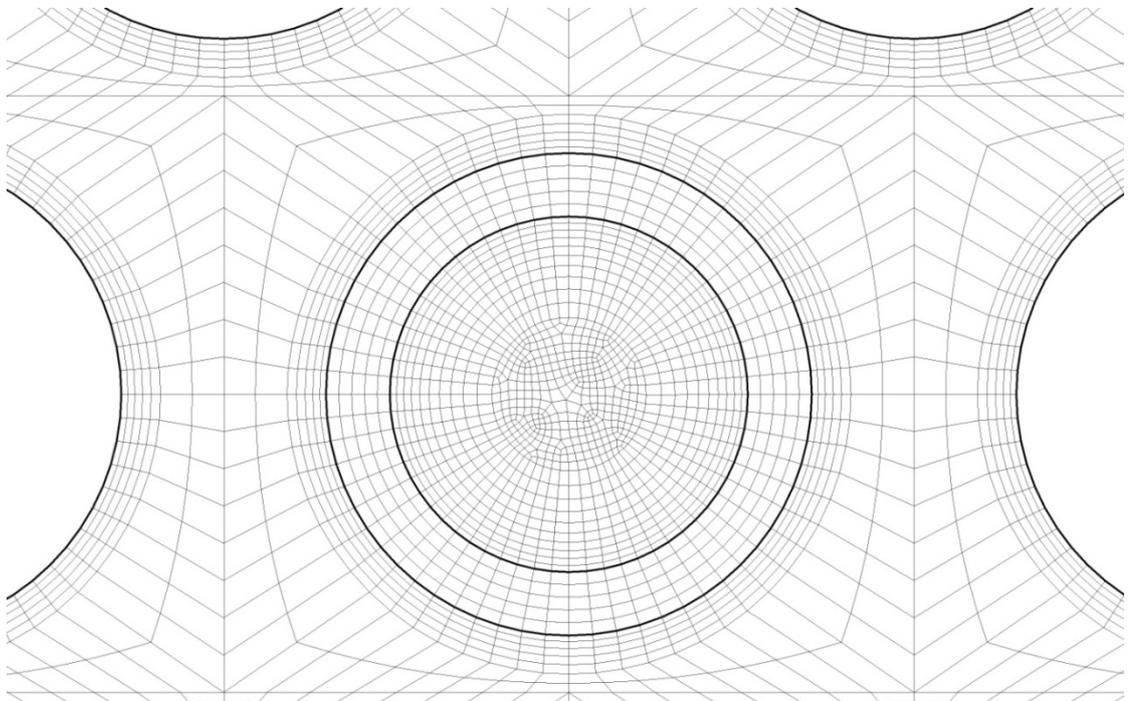


Рис.7.3. Расчетная сетка

В таблице 7.1 приведены исходные данные, взятые из посекционного расчета для охладителя пыли с трубным пакетом из 84 труб.

Таблица 7.1.

Исходные данные для охладителя пыли

Абсолютное давление воздуха на входе охлаждающего канала, кПа	99
Температура охлаждающего воздуха на входе, °С	31
Скорость охлаждающего воздуха в сечении между трубками, м/с	27,4
Абсолютное давление пылевоздушной смеси на входе в трубу ПВС, кПа	147
Расход транспортирующего воздуха в трубе ПВС, кг/с	0,014
Расход пыли в трубе ПВС, кг/с	0,165
Температура пылевоздушной смеси на входе в трубу ПВС, °С	67,7
R90, %	15
R200, %	5
Внешний диаметр трубы ПВС, мм	38
Внутренний диаметр трубы ПВС, мм	28
Расстояния между центрами труб в одном ряду, мм	54
Расстояния между рядами труб, мм	47
Продольная длина (1/3 секции трубного пучка), м	3,5

На рис.7.4-7.5 представлены поле скорости ПВС в продольном сечении трубы ПВС и профиль скорости ПВС при его радиальном распределении в этом же сечении. Видно, что в случае с запыленным потоком толщина пограничного слоя меньше, чем в расчете на чистом воздухе. Аналогично уменьшение толщины наблюдается и для температурного пограничного слоя (рис.7.6), что говорит о более высоких локальных тепловых потоках вблизи стенки трубы ПВС.

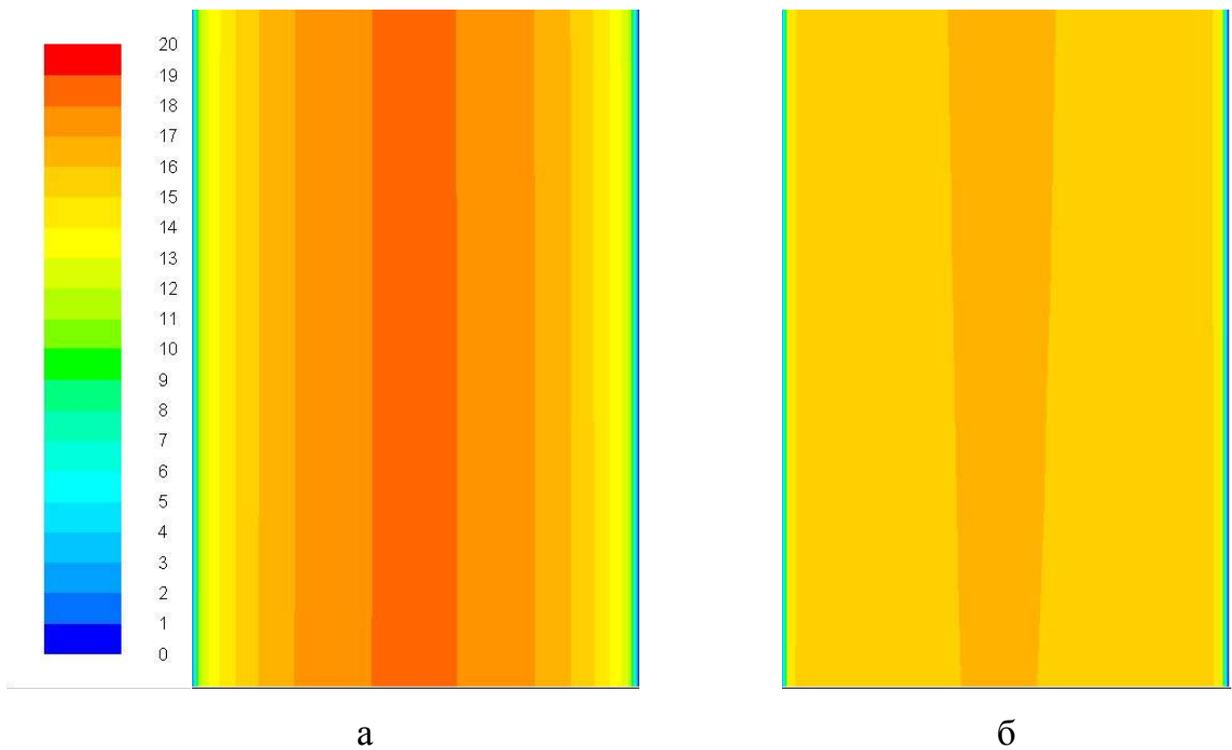


Рис.7.4. Модуль скорости среды в продольном сечении трубы ПВХ, м/с
 а – чистый воздух, б – запыленный поток

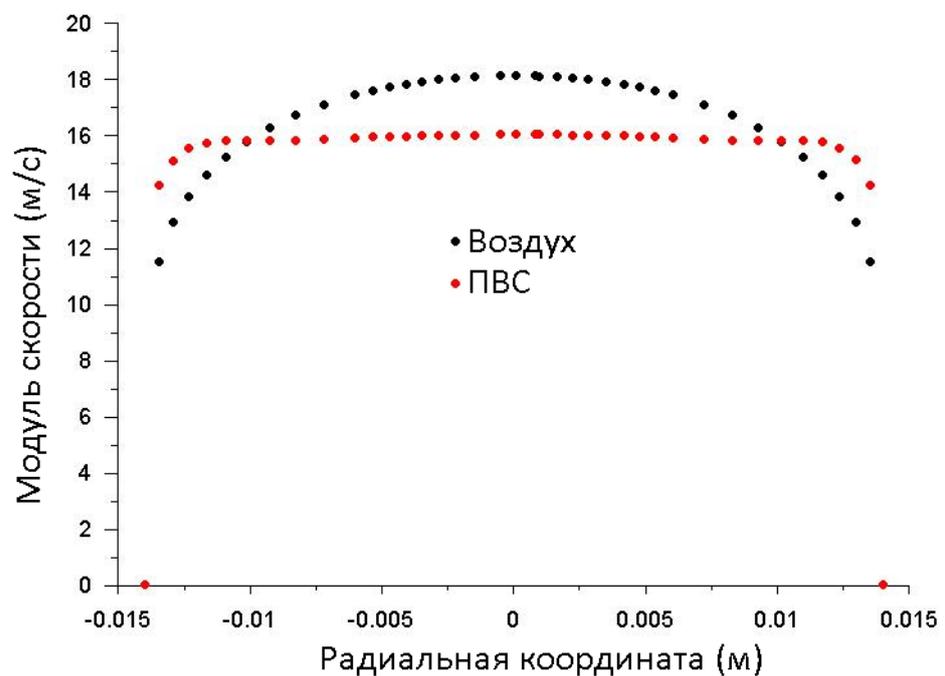


Рис.7.5. Профиль скорости среды по радиусу трубы ПВХ на расстоянии 300мм от входа в исследуемый участок трубы

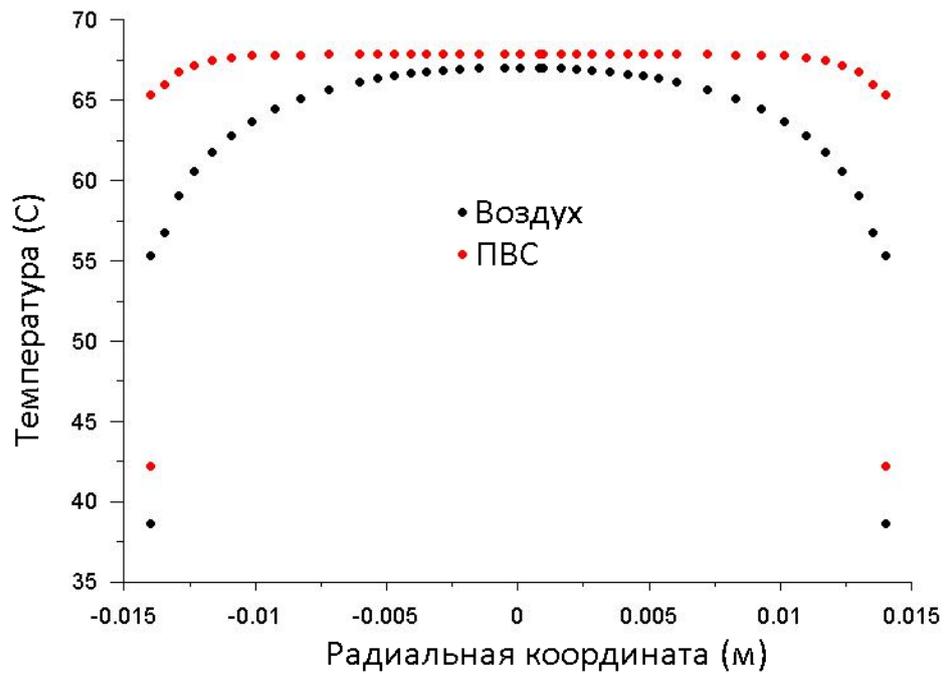


Рис.7.6. Профиль температуры по радиусу трубы ПВХ на расстоянии 300мм от входа в исследуемый участок трубы

Немаловажную роль играет и наибольшая концентрация пыли возле стенок трубы (рис.7.7).

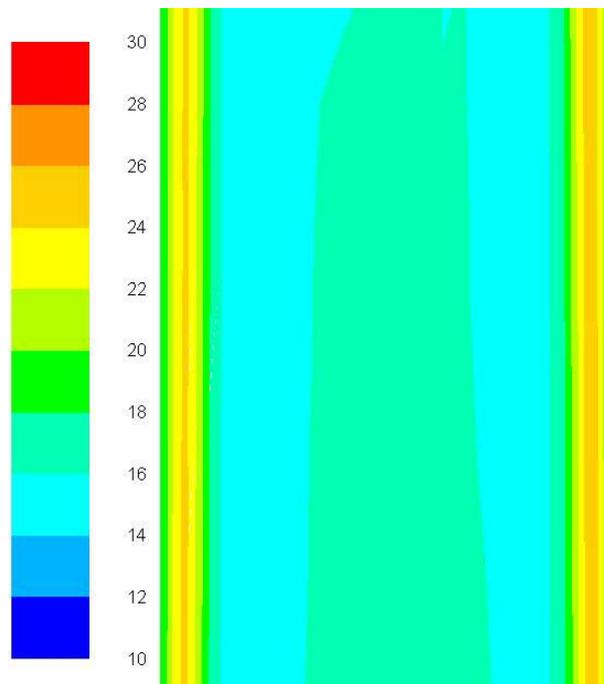


Рис.7.7. Концентрация пыли в продольном сечении трубы ПВХ, кг/м^3

Увеличение интенсивности теплообмена подтверждается интегральными результатами расчета, приведенными в таблице 7.2.

Таблица 7.2.

Результаты моделирования теплоотдачи в одиночной трубе охладителя пыли

Наименование	Отведенное тепло через стенку трубы ПВС, Вт	Средняя температура стенки, °С	Средняя температура потока, °С	Коэффициент теплоотдачи к стенке трубы ПВС, Вт/(м ² ·К)
Чистый воздух	392,8	35,5	50,9	83,9
Пылевоздушная смесь	851,3	41,2	65,7	113,9

Также было выполнено моделирование теплообмена для двух других тонин помола угля: $R_{90}=30\%$, $R_{200}=10\%$ и $R_{90}=60\%$, $R_{200}=25\%$. По полученным результатам можно говорить, что грубость помола практически не изменяет картину течения (рис.7.8), но оказывает влияние на теплообмен (рис.7.9). Толщина температурного пограничного слоя увеличивается с увеличением тонины помола, что снижает интенсивность теплоотдачи.

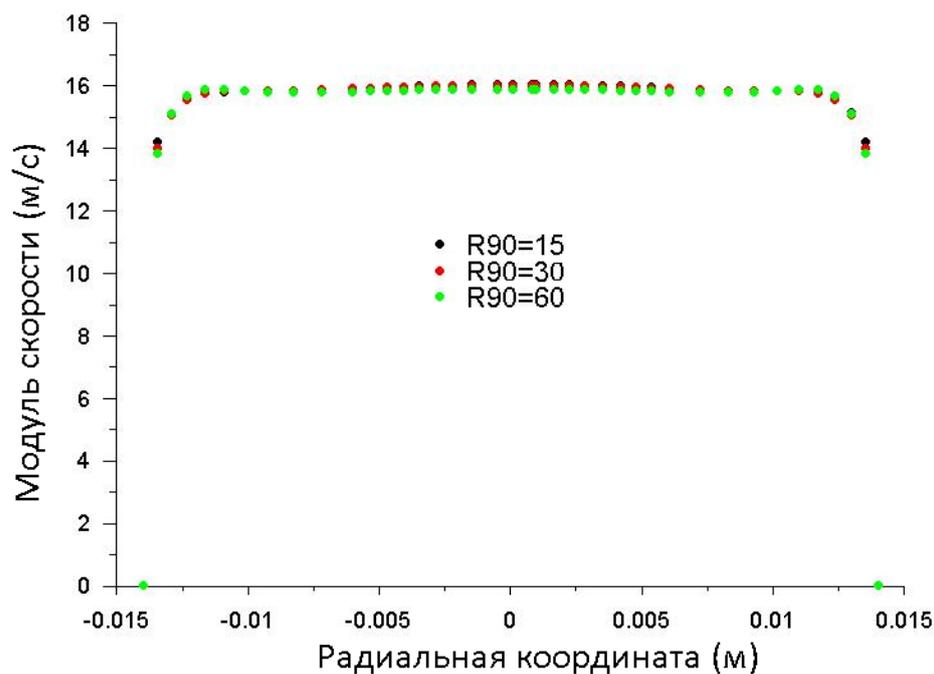


Рис.7.8. Профиль скорости по радиусу трубы ПВС на расстоянии 300мм от входа в исследуемый участок трубы

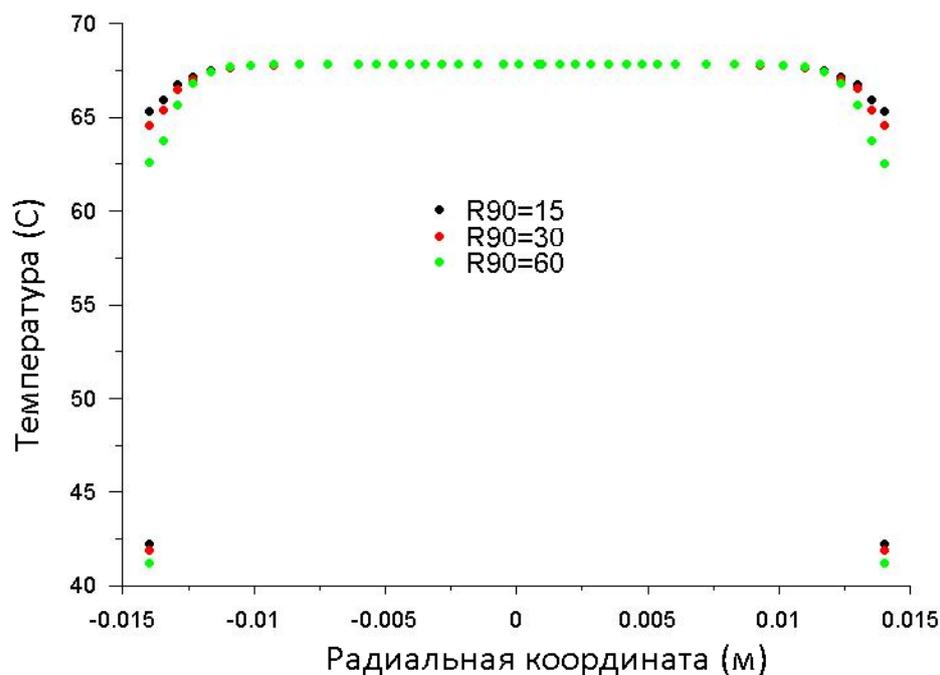


Рис.7.9. Профиль температуры по радиусу трубы ПВС на расстоянии 300мм от входа в исследуемый участок трубы

Сравнение коэффициентов теплоотдачи подтверждает картину изменения теплообмена (см. табл.7.3).

Таблица 7.3.

Результаты моделирования теплоотдачи в одиночной трубе охладителя пыли для разных помолов угля

Тонина помола	Отведенное тепло через стенку трубы ПВС, Вт	Средняя температура стенки, °С	Средняя температура потока, °С	Коэффициент теплоотдачи к стенке трубы ПВС, Вт/(м ² ·К)
R ₉₀ =15% R ₂₀₀ =5%	851,3	41,2	65,7	113,9
R ₉₀ =30% R ₂₀₀ =10%	831,4	40,9	65,6	110,7
R ₉₀ =60% R ₂₀₀ =25%	776	40,2	65,4	101,2

На основании проведенных расчетов при равномерной раздачи пыли по трубкам охладителя можно ожидать увеличение коэффициента теплоотдачи на 20-35% при протекании двухфазной среды через трубы ПВС по сравнению с потоком воздуха.

При этом значение коэффициента теплопередачи от пылевоздушной смеси к охлаждающему воздуху k при поперечном обтекании трубы ПВС возрастает лишь на 12-20%.

$$k = \xi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

где

α_1 – коэффициент теплоотдачи от пылевоздушной смеси к стенке трубы, берется по данным моделирования;

α_2 - коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к охлаждающему воздуху, берется по данным поперечного расчета;

ξ – поправочный коэффициент по данным поперечного расчета.

С учетом описанных выше допущений, принятых в модели, полученные данные должны быть проверены экспериментально.

По результатам расчета при равномерном распределении пыли по трубкам охладителя наличие запыленности в потоке не должно ухудшить условия теплообмена. Учитывая вероятную неравномерность раздачи пыли по трубкам холодильника, которая снизит интенсивность теплообмена, оценка поверхности теплообмена в конструкторском расчете проводилась по коэффициентам теплоотдачи для воздушной среды (без учета запыленности).

8. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ ДЛЯ ВХОДНОГО (РАЗДАЮЩЕГО) УЗЛА СЕКЦИИ

Конструкция охладителя пыли представляет собой набор секций из трубных пучков, соединенных специальными переходными элементами. Эффективность работы такой конструкции зависит, в первую очередь, от того, насколько равномерно распределяется поток пыли по трубному пучку очередной секции при выходе из подводящего элемента. С помощью численного моделирования можно рассмотреть различные варианты конструкции соединительных переходов с целью определения наиболее благоприятного с точки зрения равномерного распределения потока пыли по трубкам охладителя.

Для проведения численного моделирования пылевоздушного потока использовался программный комплекс AnsysFluent. Рассматриваемая область схематично изображена на рис. 8.1 и 8.2.

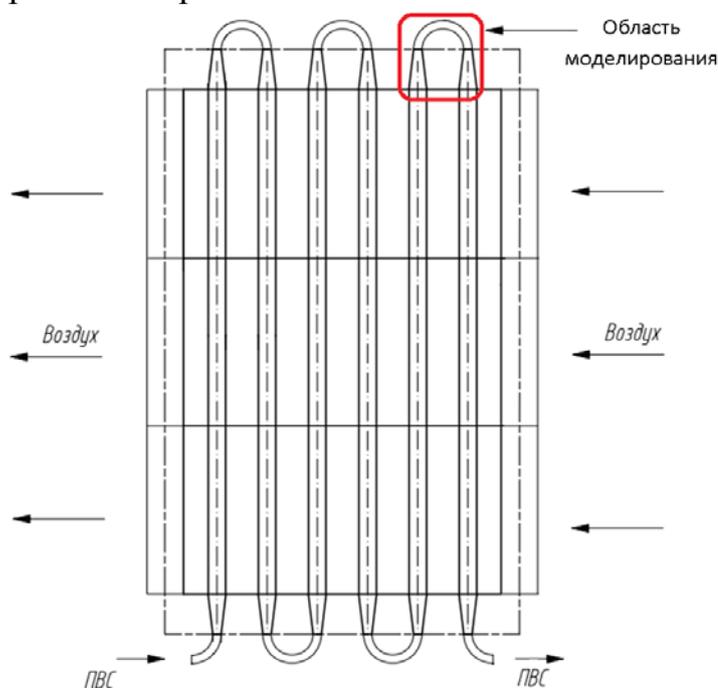


Рис.8.1. Схема теплообменного аппарата

Допущения, введенные в модель:

1. На входе в расчетную область предполагается равномерное распределение воздушного и запыленного потоков.
2. Начальные скорости движения воздушной среды и частиц пыли перпендикулярны к входному сечению соединительного элемента и равны между собой.
3. Движение твердых частиц рассматривается в лагранжевой постановке с помощью модели DiscretePhaseModel (DPM). Принципиальным ограничением этой модели является то, что локальная

объемная доля частиц не должна превышать 10-12% [1, 2]. Для преодоления этого ограничения дополнительно используется модель Dense DPM (DDPM), в рамках которой поток частиц занимает определенный объем, соответствующий массовой концентрации, при этом должен выполняться баланс: сумма объемных долей несущего газа и частиц равна 1.

4. Для учета сопротивления конструкции охладителя, следующей за переходным элементом, на выходе из расчетной области устанавливаются зоны эквивалентного сопротивления (рис. 8.2).



Рис.8.2. Область моделирования

В соответствии с техническим заданием (Приложение 4) было рассмотрено несколько вариантов переходного элемента.

Геометрические размеры расчетной области соответствуют технической документации на конструкцию охладителя пыли.

8.1. Базовый вариант перехода между секциями

На рис. 8.3 представлена схема-чертеж исходного варианта перехода между секциями охладителя пыли.

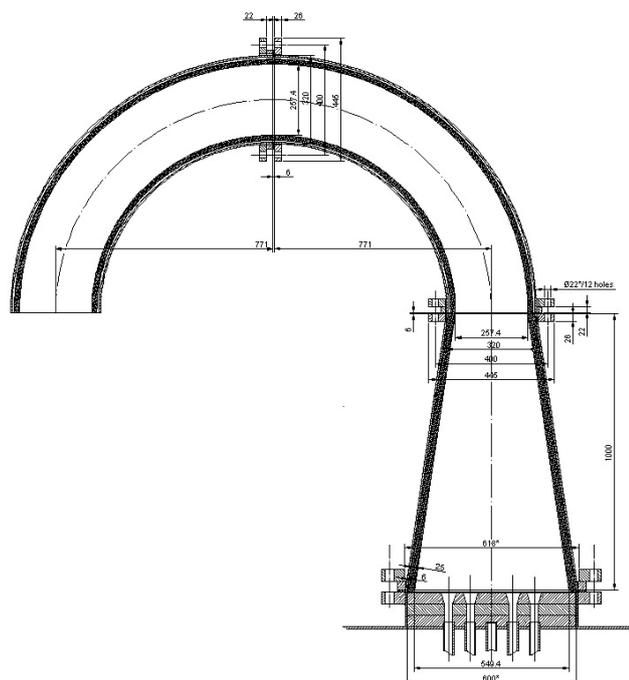


Рис.8.3. Базовый вариант перехода между секциями (осевое сечение)

Для данного элемента было проведено моделирование движения воздушной среды без примеси твердых частиц.

Основные характеристики среды взяты из посекционного расчета и представлены в таблице 8.1.

Таблица 8.1.

Исходные данные

Абсолютное давление воздуха на входе в переходной элемент, бар	2
Расход транспортирующего воздуха, кг/с	1,16
Расход пыли, кг/с	13,89
Температура пылевоздушной смеси на входе, °С	102,3
R90, %	15
R200, %	5

На рис.8.4-8.5 изображено поле абсолютного давления на стенке перехода и в осевом сечении.

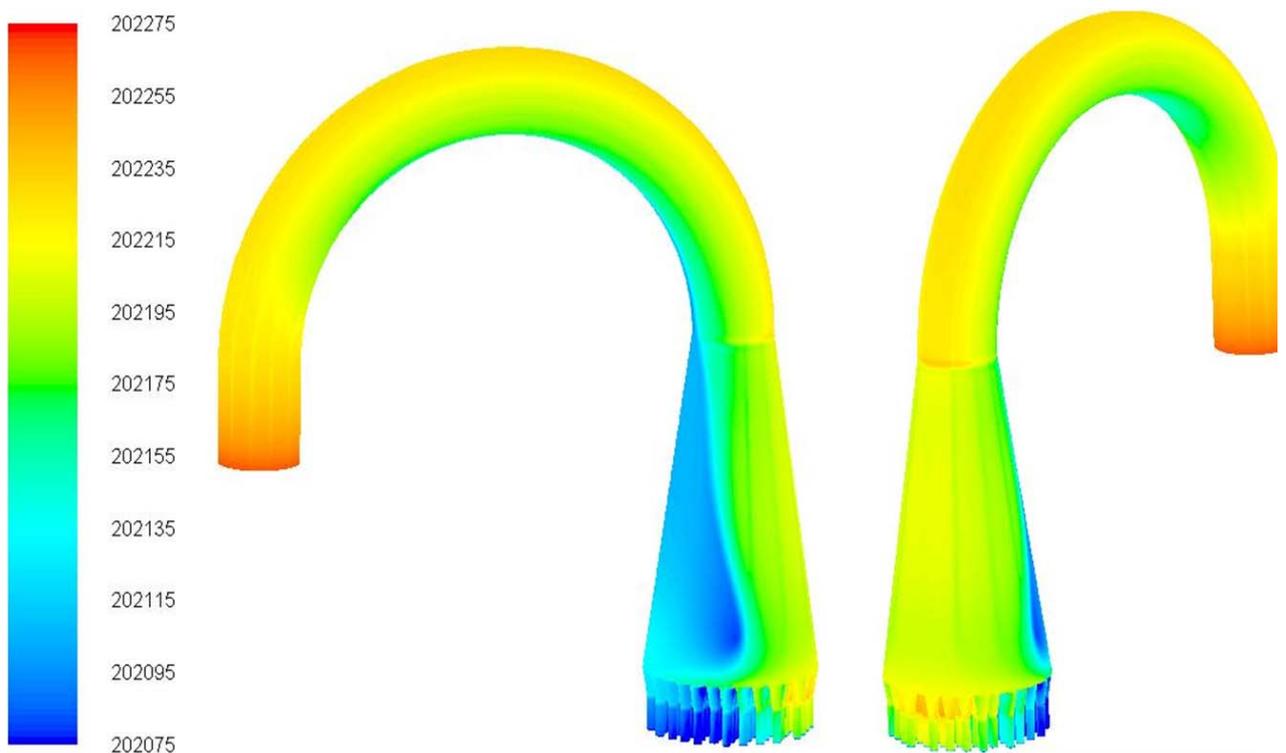


Рис.8.4. Абсолютное давление на стенках, Па

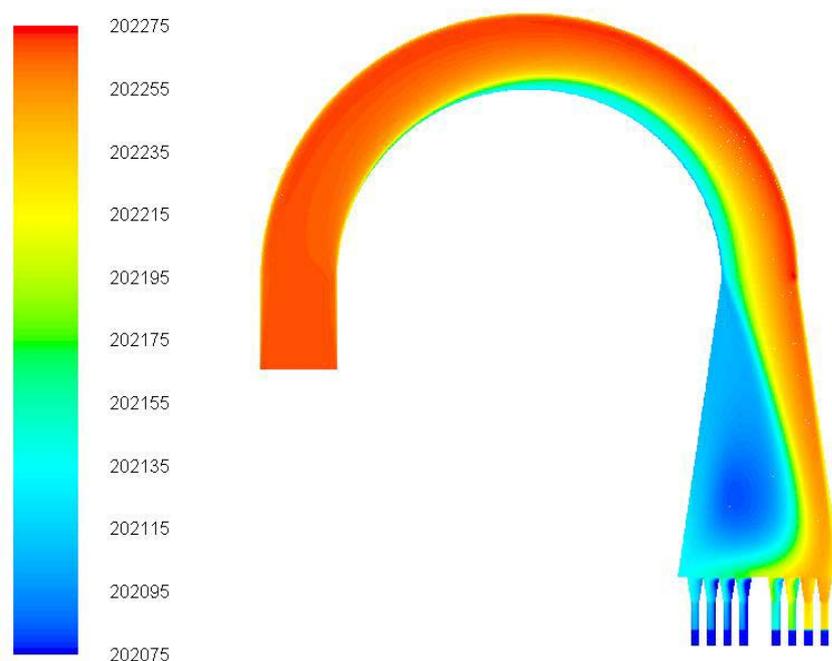


Рис.8.5. Абсолютное давление в осевом сечении, Па

Видно, что основной поток в силу центробежных сил смещается к внешнему радиусу поворота, и в диффузоре перед трубной доской образуется зона пониженного давления. Данной картине давления соответствует поле скорости (рис.8.6)

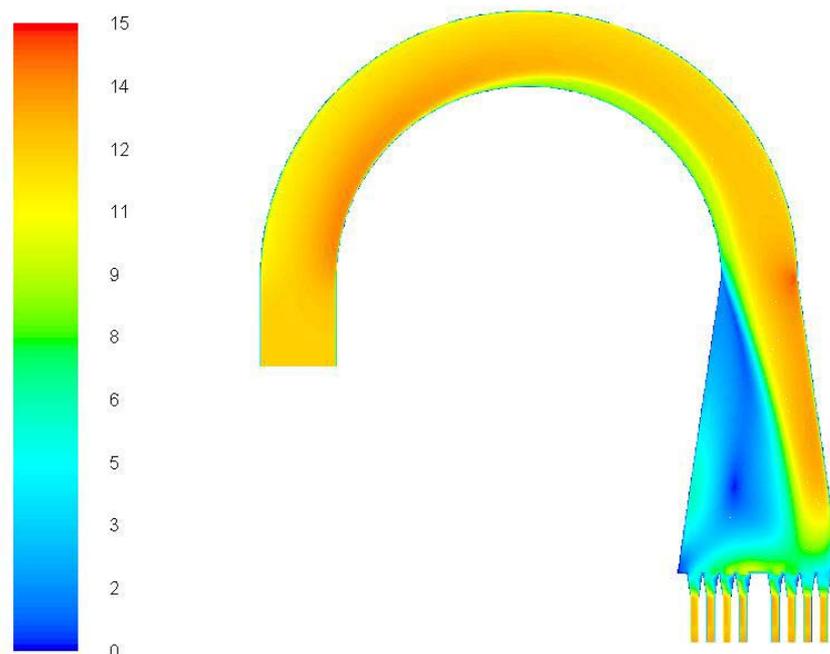


Рис.8.6. Модуль вектора скорости в осевом сечении, м/с

В области пониженного давления образуется устойчивая зона рециркуляции потока (рис. 8.7), запертая основной массой воздушного потока, нисходящего по правой части диффузора.

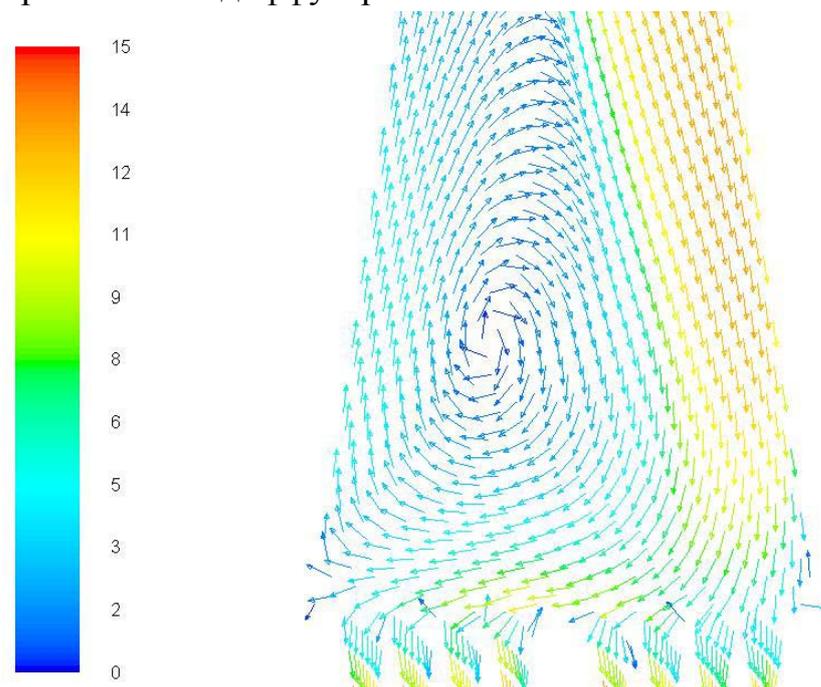


Рис.8.7. Векторное поле скорости в осевом сечении, м/с

Однако, несмотря на неравномерность потока внутри переходного элемента, в силу высокого сопротивления конструкции холодильника, следующей за переходом, воздушная масса равномерно распределяется по трубному пучку. Это подтверждается полем скорости в поперечном сечении труб за трубной доской (рис.8.8).

Также для данной конструкции перехода между трубными пакетами было промоделировано течение пылевоздушной смеси (ПВС). На рис.8.10-8.11 изображено поле абсолютного давления на стенках перехода и в осевом сечении. Зона наибольшего давления находится в углу между трубной доской и стенкой диффузора по внешнему радиусу подводящего поворота.

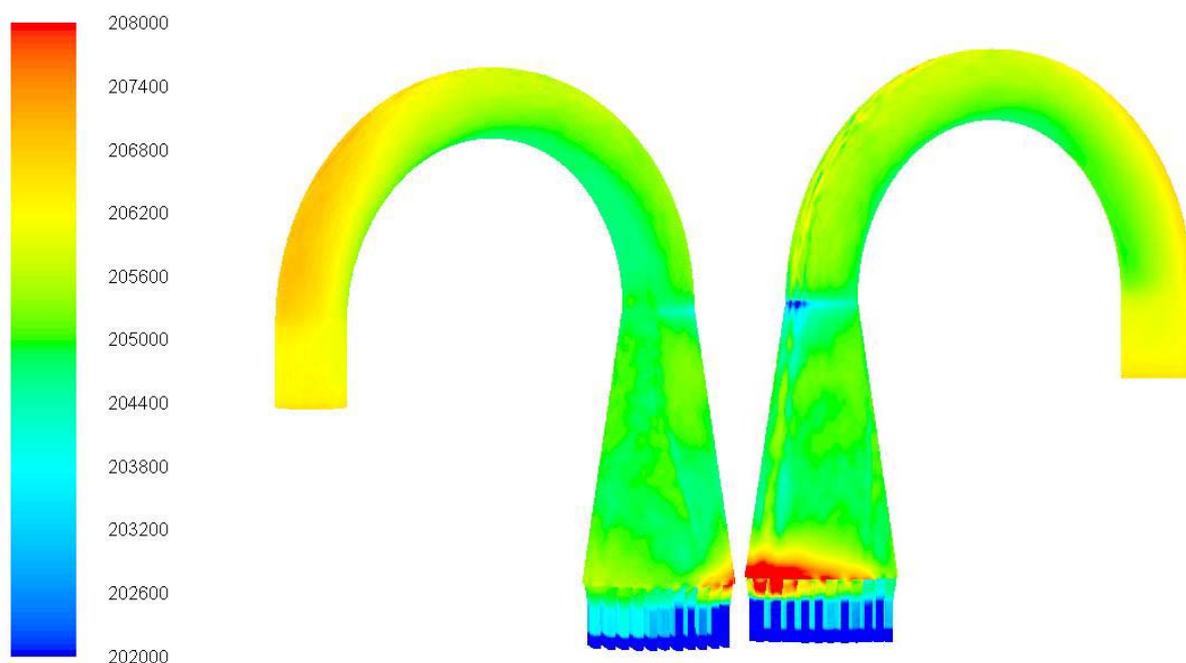


Рис.8.10. Абсолютное давление на стенках, Па

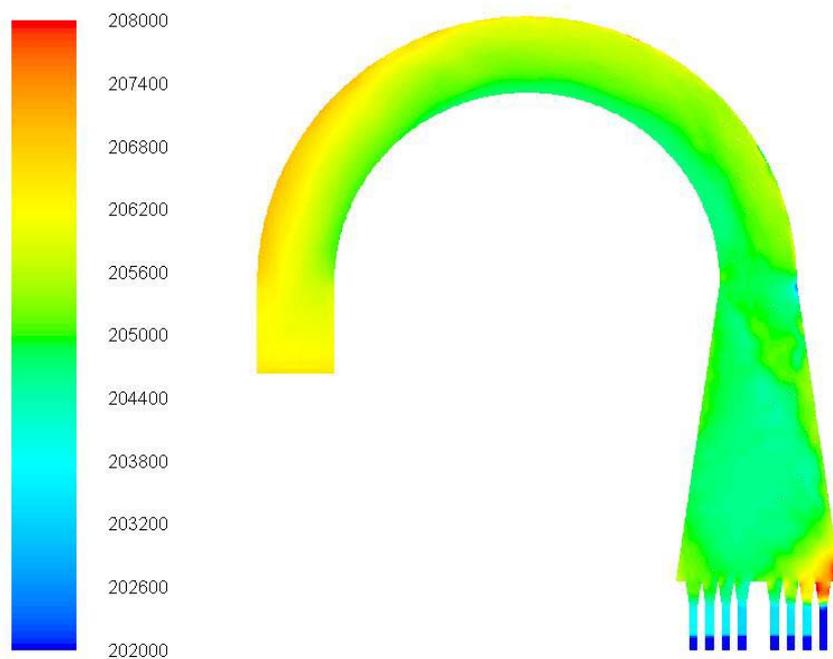


Рис.8.11. Абсолютное давление в осевом сечении, Па

Концентрация пыли в общем потоке ПВС представлена на рис.8.12-8.15.

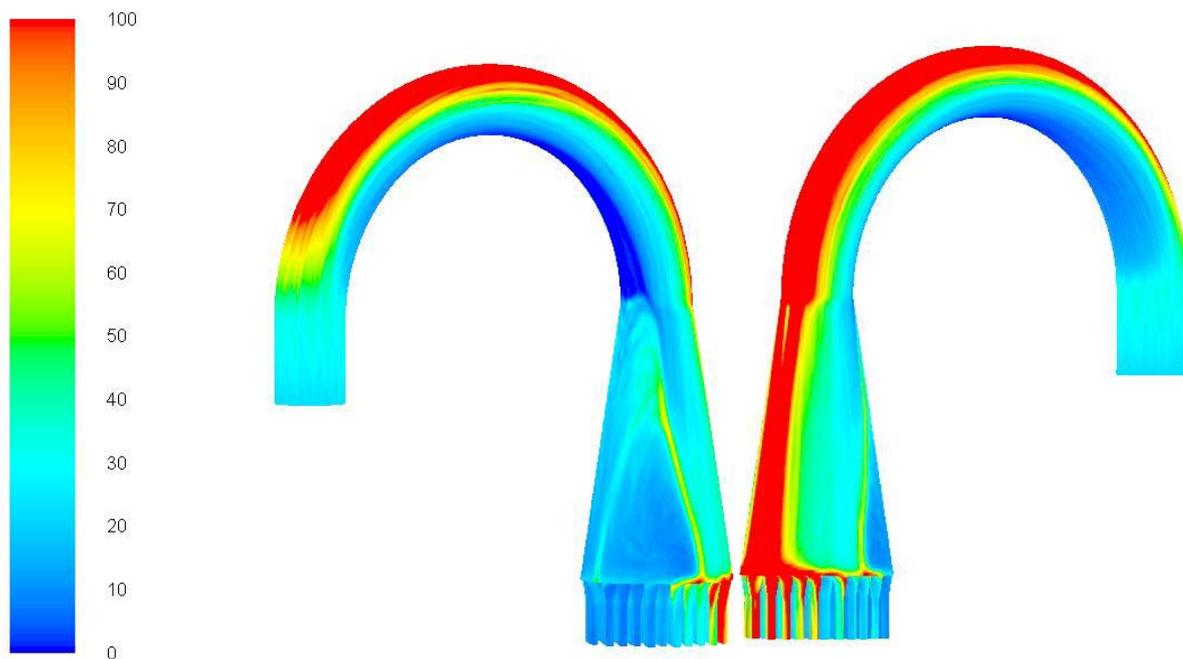


Рис.8.12. Концентрация пыли на стенках, кг/м^3

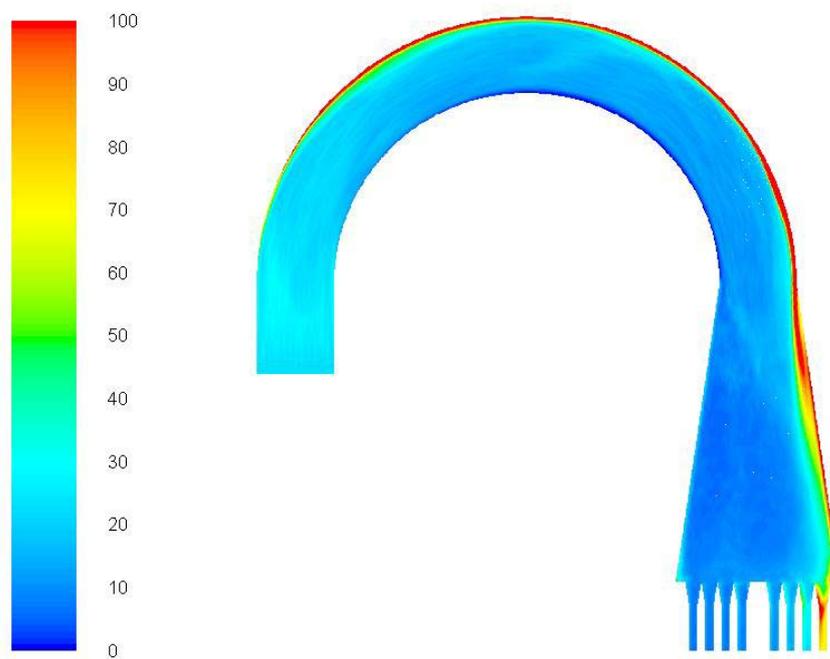


Рис.8.13. Концентрация пыли в осевом сечении, кг/м^3

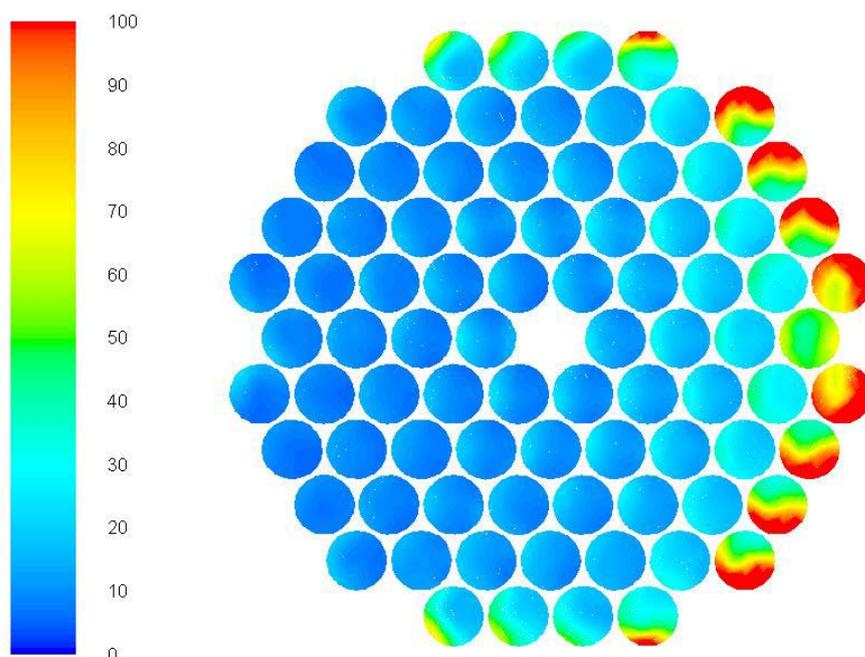


Рис.8.14. Концентрация пыли в сечении трубного пучка на расстоянии 10 мм от трубной доски, кг/м³

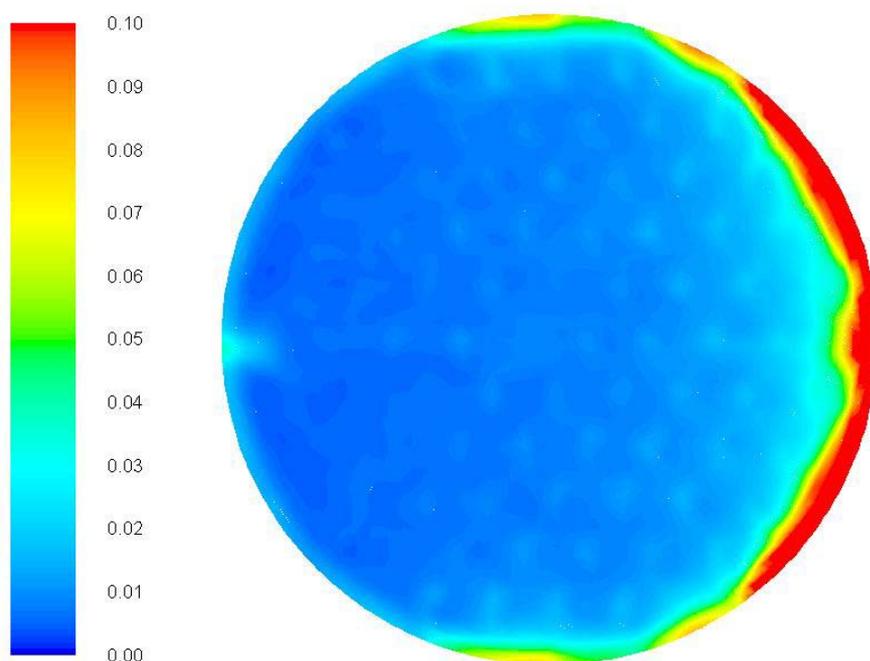


Рис.8.15. Объемная доля пыли на трубной доске

Максимальное отклонение массового расхода пыли в отдельной трубке от среднего на входе в трубный пучок – 608%, минимальное – -67% (рис. 8.16). В 24 из 84 трубок (на рис. 8.16 выделены цветом) поступает 60% общего расхода пыли. При этом в 11 трубок (отмечены символом «*») заходит около 44% от общего расхода угольной пыли. Течение среды в этих

трубках будет сопровождаться повышенным сопротивлением с риском заноса и забивания (зависит от сыпучих свойств пыли).

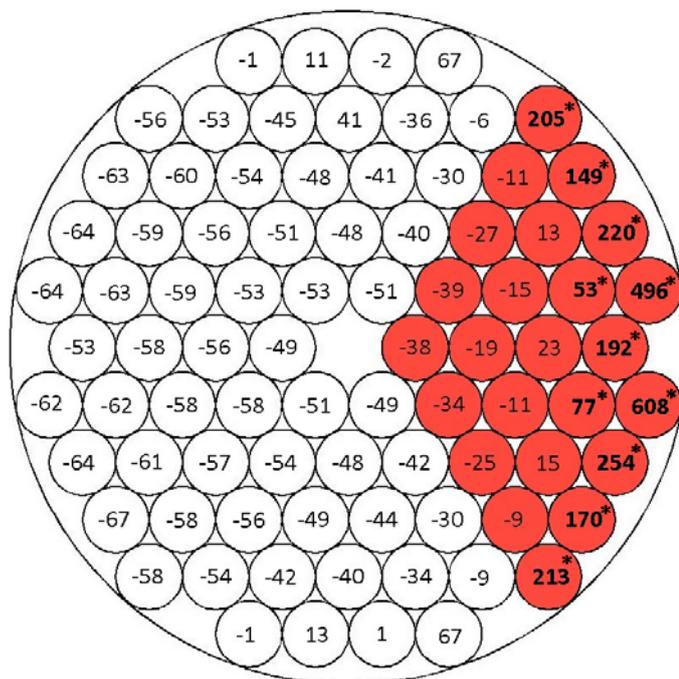


Рис.8.16. Оценка отклонения массового расхода пыли от среднего значения, % (красным цветом выделена область, куда поступает около 60% общего расхода пыли)

Такая расходная неравномерность по отдельным трубкам связана с аэродинамической картиной течения, основной поток ПВС за счет центробежной силы движется вдоль внешней стенки поворота и поступает в близлежащие трубки.

Таким образом, данная конструкция раздающего пыль узла не может быть рекомендована к применению.

8.2. Переход между секциями с ударным стаканом Вариант 1

Согласно с техническим заданием для улучшения равномерности распределения ПВС по трубкам холодильника был рассмотрен вариант переходного элемента, содержащий ударный стакан (рис. 8.17).

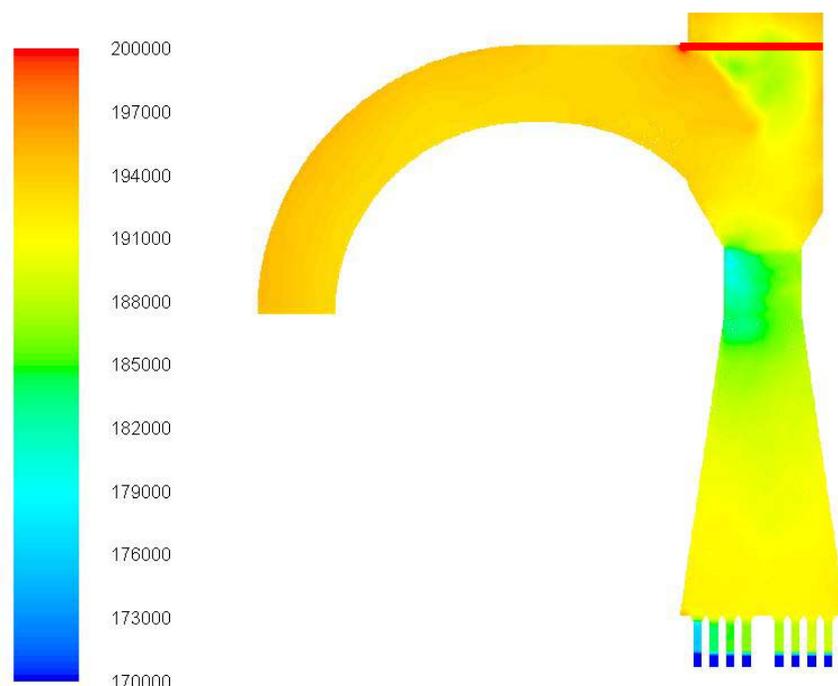


Рис.8.19. Абсолютное давление в осевом сечении, Па

Этому полю давления соответствует векторное поле скорости, представленное на рис.8.20. Видно, что под верхней «крышкой» стакана и над нижним плавным поворотом на входе в стакан образуются подпертые основным потоком зоны рециркуляции.

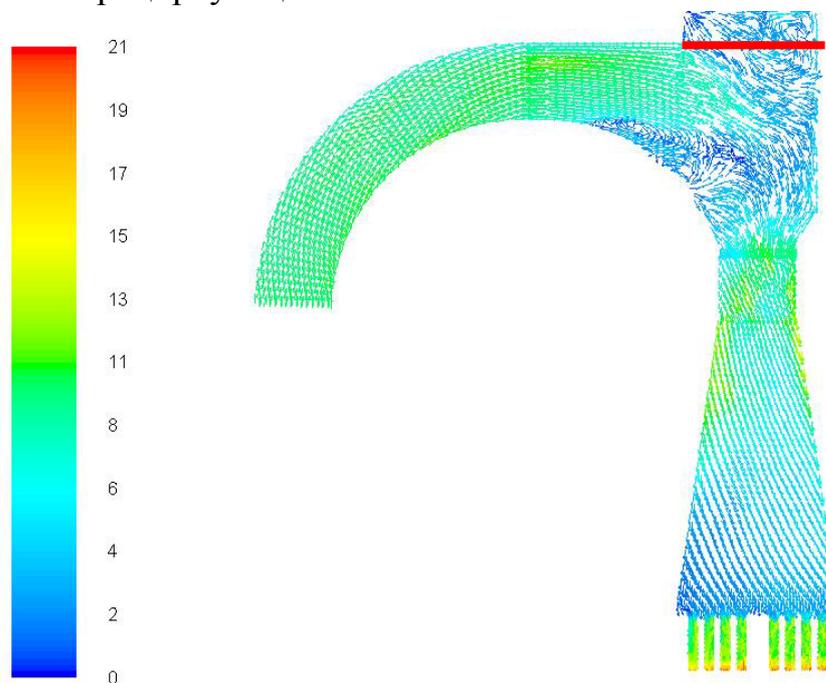


Рис.8.20. Векторное поле скорости в осевом сечении, м/с

Поле концентрации угольной пыли, обусловленное сложившейся аэродинамикой потока, представлено на рис.8.21–8.24.

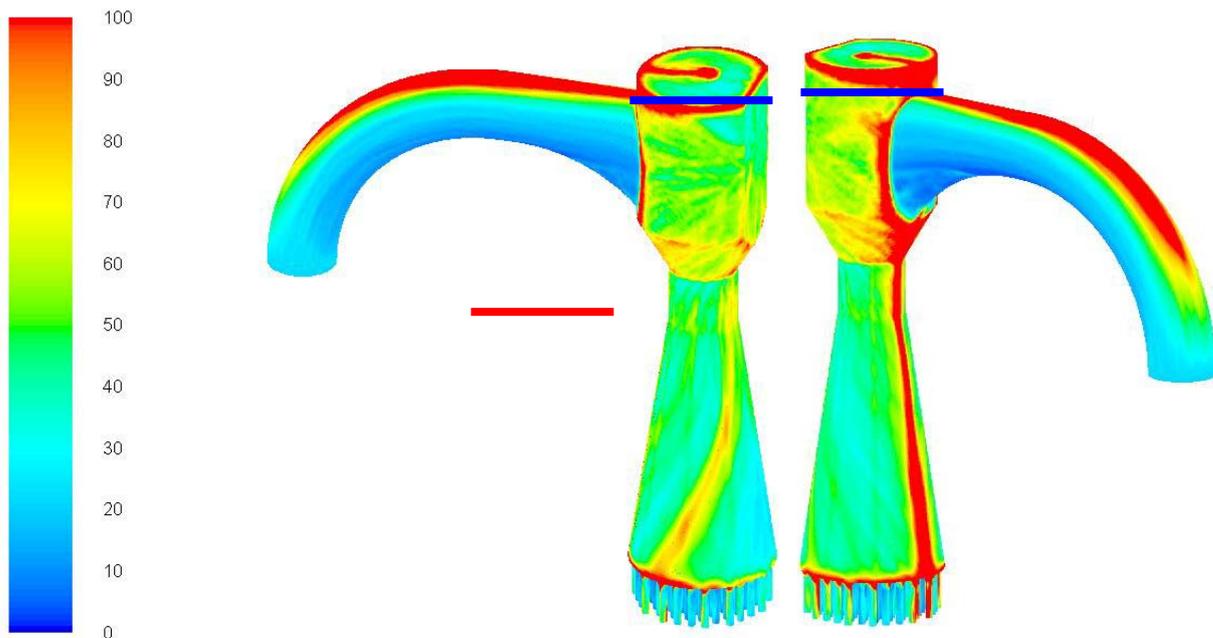


Рис. 8.21. Концентрация пыли на стенках стакана, $\text{кг}/\text{м}^3$

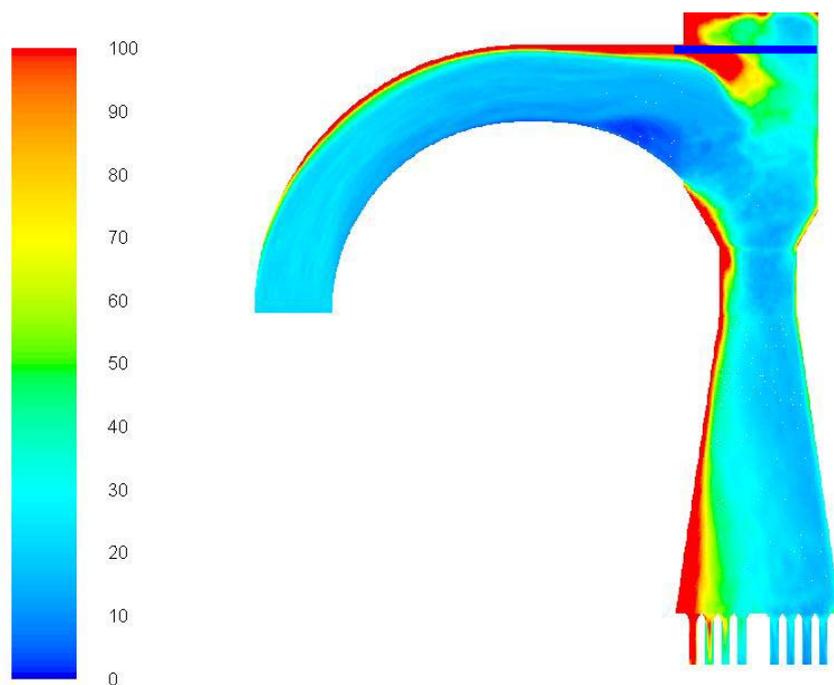


Рис. 8.22. Концентрация пыли в осевом сечении, $\text{кг}/\text{м}^3$

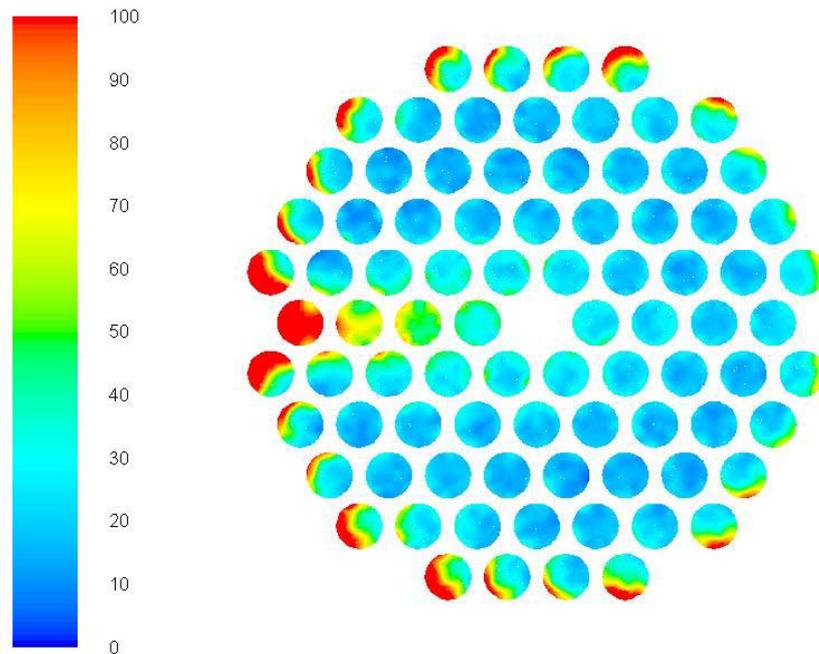


Рис.8.23. Концентрация пыли в сечении трубного пучка на расстоянии 10 мм от трубной доски, кг/м³

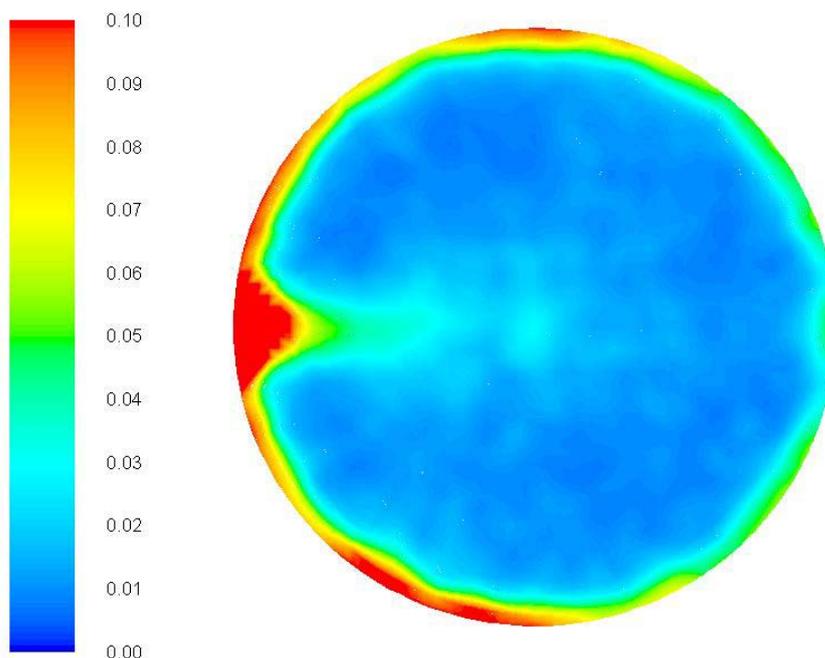


Рис.8.24. Объемная доля пыли на трубной доске

Как видно из представленных результатов, после ударного стакана основная часть пыли движется вдоль стенок диффузора с явно выраженной повышенной концентрацией под плавным входом в ударный стакан. Максимальное отклонение массового расхода пыли в отдельной трубке от среднего равно 289%, минимальное – -48% (рис.8.25). В 34 из 84 трубки (на рис.8.25 выделены цветом) поступает 60% от общего расхода пыли, в зоне риска (за-

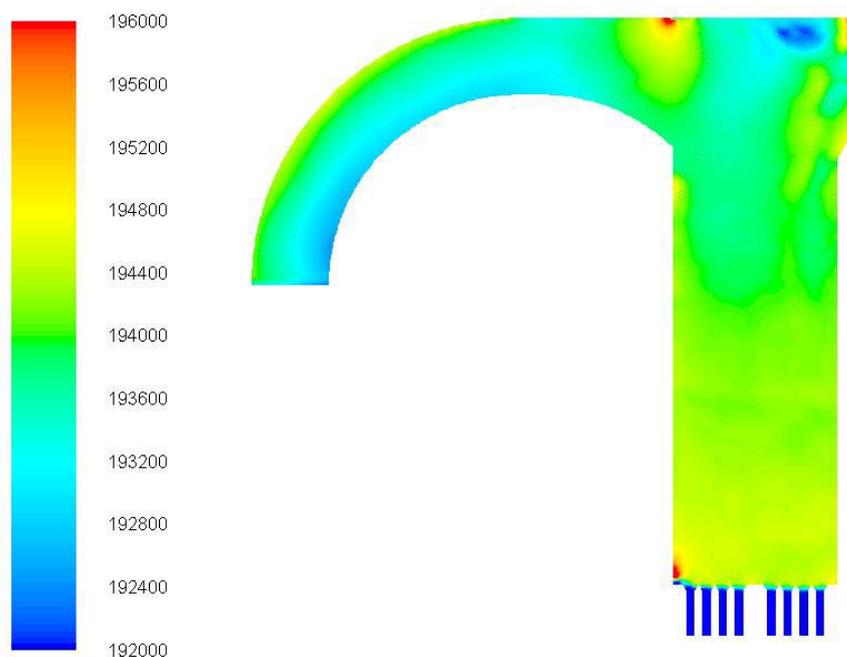


Рис.8.28. Абсолютное давление в осевом сечении, Па

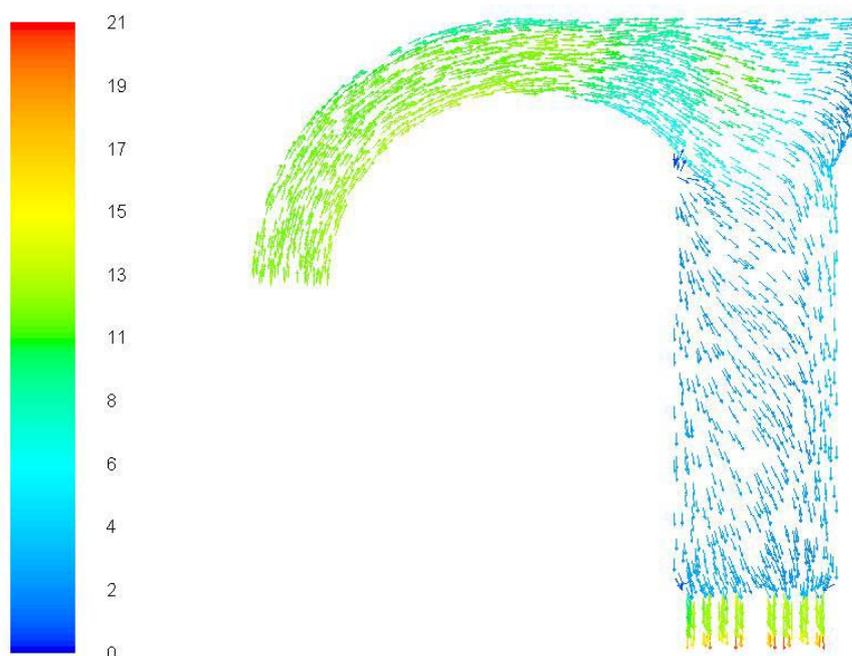


Рис.8.29. Векторное поле скорости в осевом сечении, м/с

Аэродинамика, обусловленная конструкцией узла с ударным стаканом по Варианту 2, приводит к качественно схожей картине по распределению пыли (рис.8.30-8.33) с конструкцией по Варианту 1 (см. п.8.2). Основной поток пыли, отразившись от «ударной» плиты, относится на противоположную стенку, ссыпаясь вдоль стенки стакана, расположенной под входным патрубком.

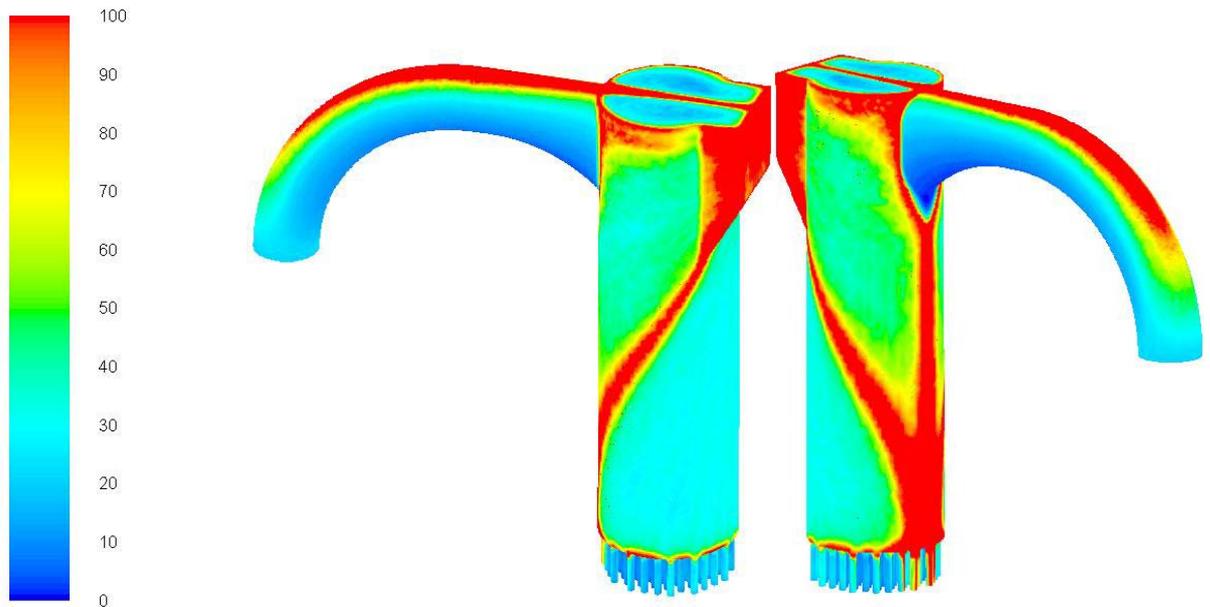


Рис.8.30. Концентрация пыли на стенках стакана, кг/м^3

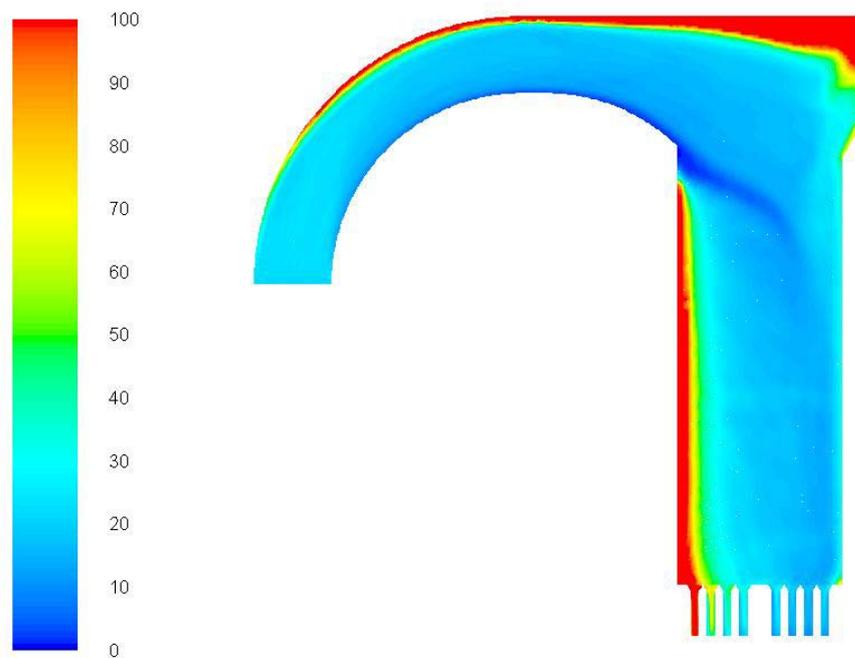


Рис.8.31. Концентрация пыли в осевом сечении, кг/м^3

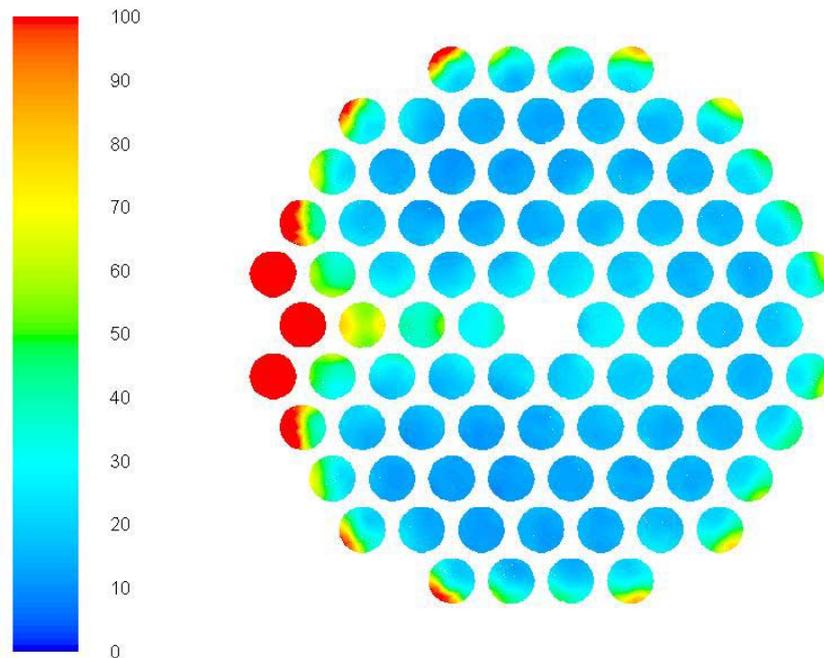


Рис.8.32. Концентрация пыли в сечении трубного пучка на расстоянии 10 мм от трубной доски, кг/м³

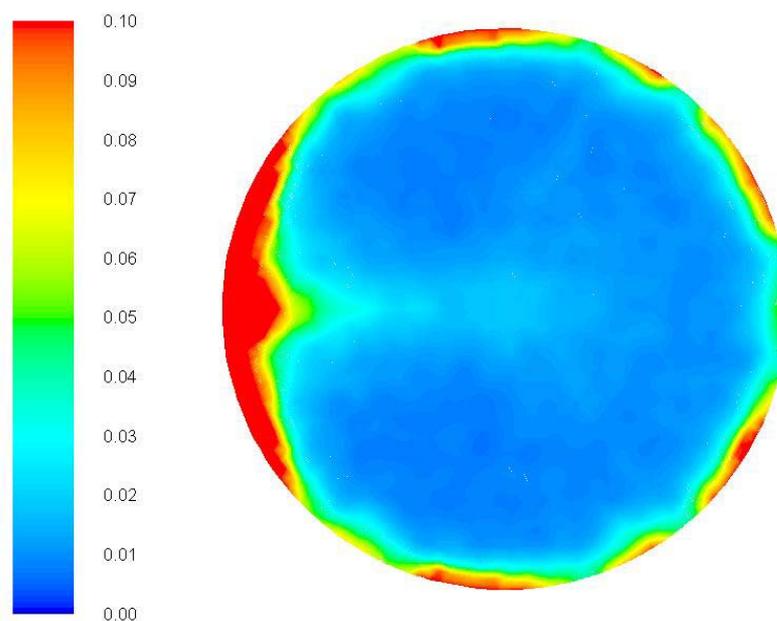


Рис.8.33. Объемная доля пыли на трубной доске

Максимальное отклонение массового расхода угольной пыли в трубках от среднего составляет 700%, минимальное – -56% (рис. 8.34). Таким образом, в сектор, образованный 24 из 84 трубок (на рис. 8.34 выделен цветом), поступает более 50% от общего расхода пыли. В 12 трубок (отмечены символом «*») заходит около 40% от общего расхода, что создает риск их забивания пылью и повышения сопротивления.

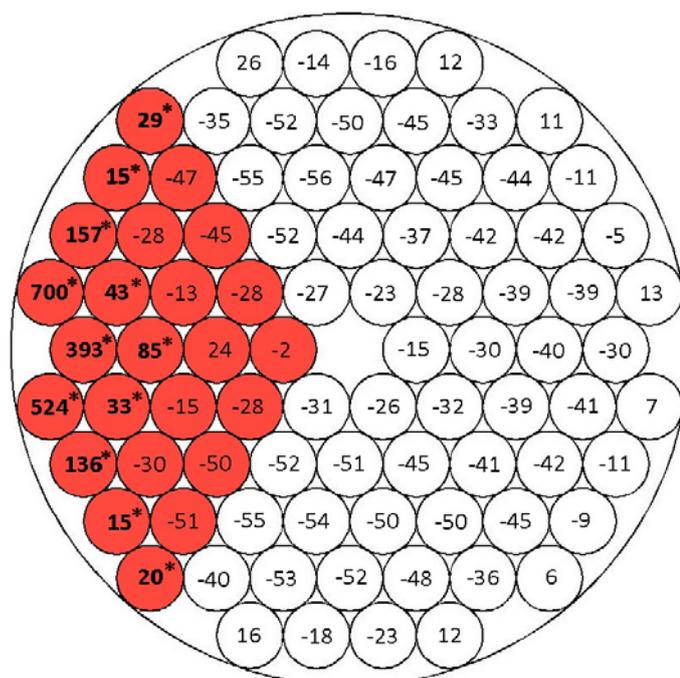


Рис.8.34. Оценка отклонения массового расхода пыли от среднего значения, % (красным цветом выделена область, куда поступает более 50% общего расхода пыли)

Итак, во всех рассмотренных в соответствие с техническим заданием конструкциях раздающего узла наибольшая часть потока пылевоздушной смеси распределяется по ~30% трубного пространства. Лучшим из рассмотренных вариантов конструкций по условиям равномерности раздачи пыли является ударный стакан по Варианту 1. Но даже в этом случае полученные показатели по равномерности раздачи пыли, по нашему мнению, являются недостаточными для эффективной работы охладителя и могут привести к снижению надежности работы и интенсивности теплообмена.

По мнению ЗАО «ЗиО-КОТЭС» для эффективной (с точки зрения теплопередачи) и надежной (с точки зрения снижения риска отложений пыли на трубной доске и забивания трубок) работы охладителя пыли требуется обеспечить относительные отклонения расходов пыли по трубкам теплообменника в диапазоне, не превышающем от -50...-40% до 40...50%. Поэтому рекомендуется дальнейшая оптимизация узла раздачи ПВС (в зоне ответственности Заказчика) на входе в теплообменные секции до получения приемлемых результатов.

9. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана методика расчета пылевоздушного теплообменника.
2. Выполнены конструкторские и поверочные посекционные тепловые и аэродинамические расчеты охладителя пыли.
3. Разработана принципиальная конструкция воздушного охладителя пыли, состоящая из 6-и секций поперечно омываемых трубных пакетов с эффективной высотой труб 10,4 м. Внутри труб движется пылевоздушная смесь (ПВС) с концентрацией пыли 12 кг/кг и охлаждается при условии равномерного распределения пыли в трубках теплообменника с 100°С до 50°С. Секции соединены между собой трубными переходами с подачей ПВС в каждую секцию сверху. Максимальный расчетный перепад давления по тракту ПВС не превышает 1,8 бар. Охлаждающий воздух поперечно омывает снаружи трубные пакеты и нагревается в процессе работы с +26°С до +45,5°С. Расчетный перепад давления по тракту охлаждающего воздуха с учетом коэффициента запаса 1,2 составляет 7830 Па.
4. В зимнем режиме при температуре охлаждающего воздуха от -20°С до -40°С возможно снижение расхода охлаждающего воздуха в 4 и более раза и сопротивления по этому тракту до <700 Па. Максимально летний режим с температурой охлаждающего воздуха +36°С является самым неблагоприятным режимом и не обеспечивает требуемой температуры ПВС на выходе из охладителя (+56°С вместо +50°С), при этом перепад давления по охлаждающему воздуху возрастает до 8118 Па (с учетом принятого коэффициента запаса 1,2).
5. Пятисекционный вариант охладителя (при температуре охлаждающего воздуха +26°С) позволяет снизить температуру ПВС с +90°С до +50°С, при этом перепад давления по тракту ПВС теплообменника составляет значение не более 1,5 бар.
6. С помощью математического моделирования проведена проверка влияния пыли в охлаждаемом потоке на условия теплообмена. По результатам численного математического моделирования наличие пыли с тонкостью помола $R_{90}=15\div 60\%$ и $R_{200}=5\div 25\%$ может повысить коэффициент теплоотдачи к стенке трубы на 20÷35% при условии равномерной раздачи пыли по трубкам. При этом коэффициент теплопередачи к охлаждающему воздуху возрастает на ~12÷20%. Угрубление помола снижает интенсивность теплоотдачи по сравнению с более тонким помолом.
7. Проведенное математическое моделирование аэродинамики входного (раздающего пыль) узла в секцию теплообменника по чертежам, выданным Заказчиком в качестве технического задания, показало, что Вари-

ант 1 конструкции ударного стакана (оценка относительных отклонений расходов пыли по трубкам теплообменника от среднего находится в диапазоне от -50% до 290%) имеет несколько лучшие показатели по равномерности раздачи пыли по теплообменным трубкам по сравнению с 2-мя другими рассмотренными вариантами.

8. По мнению ЗАО «ЗиО-КОТЭС» для более эффективной (с точки зрения теплопередачи) и более надежной (с точки зрения снижения риска отложений пыли на трубной доске и забивания трубок) работы охладителя пыли желательно обеспечить относительные отклонения расходов пыли по трубкам теплообменника в диапазоне, не превышающем от -50...-40% до 40...50% (см. п.8).

10. СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Издание 3-е, переработанное и дополненное. Издательство НПО ЦКТИ, СПб, 1998. - 256 с. с ил.
2. Липов Ю.М. и др. Компоновка и тепловой расчет парогенератора. Учеб. пособие для вузов. М., «Энергия», 1975. - 176 с. с ил.
3. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). Под ред. С.И. Мочана. Изд. 3-е. Л., «Энергия», 1977. - 256 с. с ил.
4. Методические указания по применению и расчету системы подачи пыли высокой концентрации. Служба передового опыта эксплуатации энергосистем ОРГРЭС., Москва. 1976.
5. Евстюков С.А., Шапунов М.М. Справочник по пневмокомплексам и пневмотранспортному оборудованию / Под общ. ред. М.М. Шапунова. - СПб.: ООО «Издательство ДНК», 2005. - 456с.
6. Евстюков С.А., Шапунов М.М. Пневмотранспортное оборудование в строительной индустрии и строительстве. / Под общ. ред. С.А. Евстюкова. - СПб.: ООО «Издательство ДНК», 2005. - 360с.
7. Б.Л. Вишня, Б.С. Дроздов, В.Т. Стефаненко. Пневмотранспорт. Расчеты, схемы, оборудование. Екатеринбург, 2010. - С.96.
8. И. Гастерштадт. Пневматический транспорт. Экспериментальное исследование. Издательство Сев.-Зап. Обл. промбюро ВСНХ, Ленинград, 1927. -119с.
9. Александров А.А. Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики: справочник / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – М.: Издательство дом МЭИ, 2009. – 224 [8] с.: ил.
10. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок/ Ю.М. Бродов, К.Э. Аронсон, А.Ю. Рябчиков, М.А. Ниренштейн; под общ. ред. Ю.М. Бродова. - М.: Издательский дом МЭИ, 2008.-480с.: ил.
11. Горбис З.Р. Теплообмен и гидромеханика дисперсных сквозных потоков. М: 1970
12. Бусройд Р. Течение газа со взвешенными частицами. М: 1975
13. Ansys Fluent Theory Guide
14. Ansys Fluent User's Guide