

Вихревая технология стратификации газов для решения экологических вопросов в нефтегазовых и химических производствах (обзор)¹

Д. А. Жидков, аспирант

В. А. Девисилов, первый зам. заведующий кафедрой, канд. техн. наук, доцент

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

e-mail: gren_a_der@mail.ru, devisil@mail.ru

Ключевые слова:

вихревой эффект, экология, очистка газа, двухпоточная вихревая труба, трехпоточная вихревая труба, вихревая установка, холодопроизводительность, энтальпийный баланс, природный газ, попутный нефтяной газ, сбросной газ, воздух, конденсат, температура, давление, расход.

Одна из важных задач охраны окружающей среды и экономики России – разработка и реализация энерго- и ресурсосберегающих технологий, позволяющих наиболее эффективно использовать первичные и вторичные ресурсы. В нефтегазовой и химической промышленности широко используются процессы, в которых потенциальная энергия давления углеводородных или сбросных газов либо теряется, либо утилизируется с минимальной эффективностью. Теряемую энергию целесообразно использовать для низкотемпературной очистки сбросных и подготавливаемых газов, уменьшая тем самым загрязнение окружающей среды. Один из путей решения этой проблемы состоит в использовании вихревой технологии, основанной на вихревом эффекте Ранка–Хилша. Данный способ очистки по эффективности многократно превышает стандартные способы с применением дросселирования. В обзоре представлен анализ теоретических и технологических аспектов исследования вихревого эффекта. Рассмотрены различные конструкции вихревых труб, а также одно из важных условий их эксплуатации и реализации в промышленности – регулирование входящего потока. Показано, что реализация рекуперативной схемы с вихревыми трубами позволит улучшить экологические и экономические показатели основной технологии. Дан критический обзор существующих теорий эффекта Ранка–Хилша. Рассмотрены перспективы развития ударно-волнового механизма вихревого эффекта, позволяющего объяснить избыточную холодопроизводительность трехпоточных вихревых труб, используемых для подготовки попутного нефтяного газа к транспортировке.

3. Трехпоточные вихревые трубы

Одна из позитивных особенностей вихревой трубы заключается в том, что наряду с генерацией холода (тепла) она одновременно может выполнять функцию высокоскоростного циклонного сепаратора. Так, перепад давления при $\pi > 2$ обеспечивает звуковую, а в ряде случаев и сверхзвуковую [33] скорость истечения газа из сопла. При этом создается большое ускорение при повороте тангенциальной струи на стенке ВТ (на-

пример, при $D_{тр} = 24$ мм ускорение составляет не менее 1 млн g [3]), что приводит к появлению мощной центробежной силы, следствием которой является градиент давления по радиусу ВТ. Под действием этой силы сконденсированные компоненты отбрасываются на периферию с образованием на внутренней поверхности ВК плёнки жидкости, которую можно определённым способом отвести из ВТ в виде третьего потока.

Важно отметить, что дисперсная фаза образуется не столько в холодном потоке (центре охлажденного

¹ Окончание. Начало см. Журнал «Безопасность в техносфере», 2015 г. № 6, с. 63–78

вихря), сколько при разгоне газовой смеси в сопловом вводе. Дело в том, что при такой высокой скорости имеет место значительное понижение статической (термодинамической) температуры газа, что создаёт при повышенном давлении на периферии предпочтительные условия для конденсации и последующей сепарации высококипящих компонентов из газовой смеси (пары воды, высокомолекулярные углеводороды и пр.).

Еще в 1960-е годы в патентной литературе, например в [34], предлагались различные конструктивные решения сепарирующих вихревых труб. Однако в «железе» первая отечественная ТВТ1 (далее нумерации вихревой трубы и соответствующей установки совпадают) была испытана только в начале 1970-х годов на опытно-промышленной вихревой установке ВУ1 производительностью 5000 $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа [11]. Необходимость разработки и реализации пионерной ТВТ1 была вызвана неудовлетворительной работой сепаратора (после рекуперативного теплообменника перед штатной ДВТ). Получалось, что капли конденсата, попадая в ДВТ, отбрасывались центробежными силами на периферию, где формировался горячий поток, и там испарялись. В итоге очистка смешанного потока газа на выходе из установки заметно ухудшалась по сравнению со степенью очистки холодного. ТВТ1 ($D_{\text{вк}} = 70 \text{ мм}$) располагалась вертикально (рис. 18), имела внутренний цилиндр, непосредственно примыкающий к плоскости соплового ввода ($\sigma = 0$) и образующий с корпусом ВК кольцевой зазор, в который попадал конденсат за счёт центробежных сил. Далее жидкость из небольшого конденсатосборника отводилась в виде третьего потока ТВТ1. Замена ДВТ на ТВТ1 изменила ситуацию с «перекосом» содержания конденсирующихся примесей природного газа по потокам, т.е. очистка горячего потока была практически на уровне холодного.

Показателен режим с относительно высокой температурой газа на входе в установку $T_y = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ при $P_{\text{вх}} = 3,3 \text{ МПа}$. Соответственно $T_{\text{в}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $T_{\text{х}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ при $\pi = 4,2$. В этих условиях конденсат после теплообменника (в сепараторе) полностью отсутствовал. По третьему потоку жидкость выводилась ($0,17\text{--}0,22 \text{ см}^3/\text{нм}^3$). Таким образом, экспериментально показано, что ТВТ1 может работать и в режиме ГДС, который может эксплуатироваться без рекуперативного теплообменника.

Такой простейший вариант технологической схемы (только одна ТВТ2 диаметром $D_{\text{тр}} = 147 \text{ мм}$ и $\sigma = 0,25 D_{\text{тр}}$) был реализован в промышленной вихревой установке ВУ2 производительностью 5 000 $\text{нм}^3/\text{ч}$, предназначенной для очистки природного газа низкого давления [35]. На ней вихревой эффект был

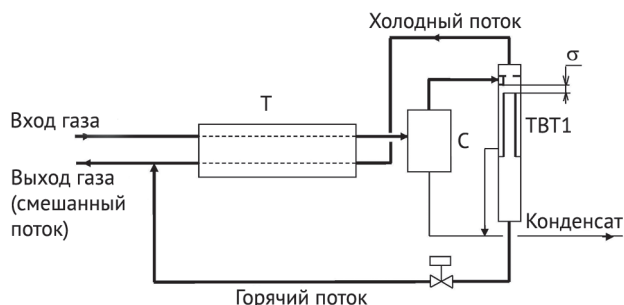


Рис. 18. Принципиальная схема вихревой установки ВУ1
ТВТ1 – трехпоточная вихревая труба; Т – теплообменник; С – сепаратор

на 30% ниже, чем на ТВТ1. Значительный интерес представляли данные хроматографического анализа компонентного состава природного газа по потокам ТВТ2 на режиме $P_{\text{в}} = 0,56 \text{ МПа}$; $T_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$; $T_{\text{х}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $\pi = 4,0$ и $\mu = 0,18$ (табл. 1). Из таблицы видно, что в ТВТ2 имеет место очистка от высших углеводородов не только холодного потока, но и горячего. В ДВТ обычно наблюдается только обогащение горячего потока по сравнению с исходным газом.

Конструктивные и технологические решения, полученные в [11 и 35], были использованы авторами [36] при создании опытно-промышленной вихревой установки очистки попутного газа нефтедобычи ВУ3. По аналогии с ВУ1 технологическая схема ВУ3 последовательно содержала рекуперативный теплообменник, сепаратор и трехпоточную вихревую трубу ТВТ3 диаметром $D_{\text{тр}} = 150 \text{ мм}$ и производительностью до 30 000 $\text{нм}^3/\text{ч}$. По аналогии с вихревыми трубами ТВТ1 и ТВТ2 вихревая труба ТВТ3 располагалась вертикально, имела кольцевой сепарационный зазор ($\sigma = 0,5 D_{\text{тр}}$) с выходом конденсата в относительно небольшой цилиндрический конденсатосборник, расположенный на вихревой камере. Из него помимо жидкости могла отдельно отбираться газовая фаза.

Таблица 1
Концентрация компонентов по потокам ТВТ2, % об.

Компонент	Вход в ТВТ2	Холодный поток	Горячий поток
Метан	91,900	93,500	92,000
Этан	4,200	3,380	3,820
Пропан	1,200	1,000	1,440
Изобутан	0,290	0,212	0,292
Н-бутан	0,500	0,330	0,476
Изопентан	0,190	0,086	0,154
Н-пентан	0,130	0,067	0,123
Неуглеводородные компоненты	1,590	1,425	1,695

Таблица 2

Показатели очистки попутного газа нефтедобычи в ВУ3

Отношение давлений, п	Максимальная степень извлечения пропана и более тяжелых компонентов, %		Доля газа третьего потока, $\mu_{тп}$
	за счет охлаждения в теплообменнике	за счет низкотемпературной сепарации в вихревой трубе	
8,0	0,360	0,096	0,160
5,0	0,335	0,085	0,145
3,0	0,252	0,023	0,120

ТВТ3 показала весьма невысокую эффективность как генератор холода. Однако авторами [36] получены представительные данные об эффективности работы ТВТ3 в качестве низкотемпературного сепаратора. Они отображены в табл. 2.

При отсутствии расхода газа третьего потока ($\mu_{тп} = 0$) жидкость в конденсатосборнике ТВТ3 вообще не накапливалась. Таким образом, конструкция ТВТ3 позволяет выводить пленку жидкости из пристеночных зон корпуса в емкость конденсатосборника только при наличии газа третьего потока.

Примеры работы трехпоточных вихревых труб ТВТ1, ТВТ2 и ТВТ3 с сепарационной частью в виде кольцевого зазора, примыкающего к элементу соплового ввода, позволили сделать вывод, что, с одной стороны, конструкция сепарационного узла с малым σ может быть более эффективной с точки зрения процесса низкотемпературной сепарации компонентов в самой трубе, но с другой – может значительно ухудшить функцию ТВТ как генератора холода, что может существенно снизить эффективность рекуперативной холодильной системы в целом. Поэтому необходимо найти оптимальные решения по сепарационной части ТВТ.

На промышленных вихревых трубах, представленных ниже, были испытаны различные модификации сепарирующих узлов вертикально расположенных ТВТ. Это позволило выявить определенную взаимосвязь их сепарационных и термодинамических характеристик. Данные исследования проводились уже на регулируемых вихревых трубах, первые такие попытки были предприняты на ВУ4 с ТВТ4 с внутренним диаметром $D_{тр} = 50$ мм и производительностью до 3200 $\text{нм}^3/\text{ч}$ попутного нефтяного газа [37].

Схема ВУ4 состояла из двух аппаратов: вертикальный кожухотрубчатый теплообменник, одновременно выполняющий роль сепаратора, и собственно ТВТ4. При этом конструкция ТВТ4 предусматривает

относительно объемный конденсатосборник (на всю длину ВК) в виде кольцевого пространства между трубой горячего потока и внешней обечайкой. Через штуцер в нижней части конденсатосборника осуществлялся отвод третьего потока. Это позволяло отбирать только жидкую фракцию, что важно для упрощения всей схемы ВУ4. Оказалось, что лучшие температурные характеристики показал вариант, идентичный по конструкции к ТВТ1 с $\sigma = 0,0$ мм, т.е. где практически отсутствует «разрыв» вихревого потока. При этом было получено максимальное количество конденсата в целом на установке (правда, практически всё в теплообменнике). Самые худшие температурные характеристики ТВТ4 получились в варианте с $\sigma = 1,2 D_{тр}$ (максимальный «разрыв» вихревого потока). В этом случае в целом на установке было получено конденсата меньше, но значительная его часть выпадала в третьем потоке. Промежуточные характеристики получены в варианте с продольными вертикальными щелями длиной $0,7 D_{тр}$ и шириной 8 мм, направленными по радиусу (сменный «стакан»).

Следующая вихревая установка – ВУ5 – была разработана и реализована для подготовки попутного газа нефтедобычи к транспорту [38]. Ее принципиальная технологическая схема аналогична схеме ВУ4. Трехпоточная вихревая труба ТВТ5 с внутренним диаметром $D_{тр} = 75$ мм и производительностью 6500 – 10 000 $\text{нм}^3/\text{ч}$ (при $P_{г}$) имела три сменных сепарирующих «стакана» с различными вариантами сепарации. Первый вариант имел кольцевую щель размером $\sigma = 7$ мм на расстоянии $6,7 D_{тр}$ от соплового ввода; второй – дырчатую перфорацию на цилиндре высотой $2,3 D_{тр}$; третий – шесть тангенциальных щелей навстречу закрученному потоку шириной 8 мм и высотой $5,3 D_{тр}$.

В результате испытаний перечисленных вариантов было показано, что наибольшая температурная эффективность присуща первому варианту [39]. При этом сделан вывод: определенное удаление сепарационных элементов от плоскости соплового ввода способствует увеличению температурной эффективности ТВТ. Лучшую сепарационную эффективность показал третий вариант, хотя он имеет низкие показатели по холодопроизводительности.

Весьма представительные и интересные данные были получены автором [40] при стендовом испытании горизонтальной ТВТ на воздухе с сепарационным зазором, шириной от 0 до 2,0 мм, расположенным в непосредственной близости от закручивающего устройства (менее одного диаметра). Оказалось, что даже зазор 1 мм при $P_{вх} = 5$ снижает перепад темпе-

ратуры холодного потока с 49 до 21 °С (в 2,3 раза). Это убедительно подтверждает сформулированный выше вывод об удалении сепарационных элементов от соплового ввода.

Поиски оптимальной конструкции узла сепарации трехпоточной вихревой трубы были продолжены авторами [41] на трехпоточной вихревой трубе высокого давления ТВТ6 производительностью до 25 000 нм³/ч, смонтированной в параллель к дроссельному вентилю промышленной установки подготовки природного газа к транспорту. При этом по аналогии с ВУ2 схема установки ВУ6 не содержала рекуперативный теплообменник. Было испытано две модификации узла сепарации: вариант, аналогичный по конструкции третьему варианту ТВТ5, и новая разработка — вариант, имеющий конусно-цилиндрическую насадку определенной конфигурации. Последний вариант оказался наиболее эффективным и по количеству сепарируемого конденсата, и по холодопроизводительности.

Данное техническое решение было успешно применено в трёхпоточных вихревых трубах, которые вошли в состав промышленных вихревых установок подготовки ПНГ к транспорту на Капитоновском [42, 43] (производительность до 16 тыс. нм³/ч), Загорском [44] (производительность до 25 тыс. нм³/ч), и Добринском [45] (производительность до 10,5 тыс. нм³/ч) месторождениях.

Принципиальная схема эксплуатируемых в настоящее время промышленных ТВТ приведена на рис. 19. Аппарат расположен вертикально и имеет один поток на входе и три на выходе: холодный (патрубок 7), горячий (патрубок 11) и вывод жидкой фракции (патрубок 12). ТВТ имеет корпус 1 с тангенциальным сопловым вводом 3, вихревую камеру 5, диафрагму с центральным отверстием 4 для отбора газа холодного потока, сепарационный узел 9, кольцеобразный конденсатосборник 6 и устройство для регулирования производительности ТВТ, состоящее из подвижной клинообразной задвижки 2 и привода 8. Регулирующее устройство имеет большое значение для адаптации ТВТ к системе АСУТП. Таким образом, динамика конструктивного развития и промышленной эксплуатации ТВТ (рис. 19) указывает на то, что их возможности далеко не исчерпаны. Например, получены и далее изучаются эксплуатационные характеристики ТВТ с рекордной производительностью до 160 тыс. нм³/ч [46].

Следует упомянуть еще две российские разработки по трёхпоточным вихревым трубам. Первая работа выполнена в Кубанском государственном технологическом университете [47]. Авторы данно-

го исследования предлагают усовершенствованный ввод регулируемой ТВТ-ВЭ (высокоэффективной ТВТ), а также ввели в конструкцию трубы дополнительную крыльчатку, «расположенную по кругу на равноудалённом расстоянии». Усовершенствованная конструкция камеры температурного разделения позволяет следующее (авторская лексика сохранена):

«1. Стабилизировать вихрь температурного разделения непосредственно в центре камеры разделения и удерживать вихрь от смещения к стенкам аппарата во избежание изгибания вихря, что положительно сказывается на температурном разделении.

2. За счет локального уменьшения проходного сечения в месте установки крыльчатки поток газа получает дополнительный импульс ускорения, что положительно сказывается на температурном разделении.

3. Крыльчатка, обладая большой площадью рабочей поверхности, позволяет конденсировать влагу, образующуюся в процессе температурного разделения. Так как крыльчатка занимает всю длину аппарата, то она эффективно удаляет сконденсированную из зоны температурного разделения, что препятствует ее повторному испарению в зоне горячего потока».

Схема экспериментальной установки и результаты эксперимента на ТВТ-ВЭ в непосредственной

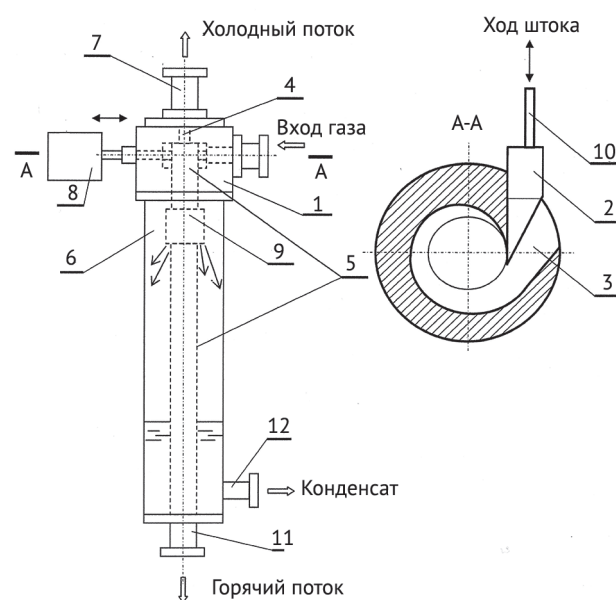


Рис. 19. Принципиальная схема трехпоточной вихревой трубы: 1 – корпус ТВТ; 2 – регулирующее устройство; 3 – сопловый ввод; 4 – труба холодного потока; 5 – вихревая камера; 6 – конденсатосборник; 7 – холодный поток; 8 – пневмопривод; 9 – узел сепарации; 10 – шток; 11 – горячий поток; 12 – вывод конденсата

Таблица 3

Результаты эксперимента на ТВТ-ВЭ [47]

CO ₂	N ₂	C1	C2	C3	i-C4	n-C4	C5	C6+	Жид- кость, мг/м ³
0,16	1,03	83,29	5,53	6,65	1,49	2,53	0,67	1,22	2270

Номер режима	Избыточное давление		Температура, °С					ΔТ	Жид- кость, мг/м ³
	Р _{вх}	Р _{вых}	T _{вх}	T _х	T _г	T _{х+г}			
ТВТ-ВЭ									
1	2	1,5	18	-11	10	4	29	1240	
2	2,4	1,5	18	-17	18	3	35	110	
3	2,7	1,5	18	-20	22	0	38	870	
Дроссель									
1	2	1,5	18	-	-	14	-	-	
2	2,4	1,5	18	-	-	11	-	-	
3	2,7	1,5	18	-	-	9	-	-	

Примечания. P_{вх}, P_{вых} – давление соответственно на входе и на выходе; T_{вх} – температура на входе; T_х, T_г, T_{х+г} – температура соответственно холодного, горячего, смеси холодного и горячего потоков.

трактовке авторов [47, 48] приведены на рис. 20 и в табл. 3. К методике эксперимента и к полученным экспериментальным результатам возникает много вопросов, но главный — это температурный коэффициент полезного действия ТВТ-ВЭ. Ранее указывалось, что данный коэффициент ($\eta_T = \Delta T_x / \Delta T_g$) по определению меньше 1 ($\eta_T < 1,0$). Проведенный расчет по данным табл. 2 показал следующие результаты: режим №1 – $\eta_T = 2,38$; режим №2 – $\eta_T = 1,78$; режим №3 – $\eta_T = 1,56$ [46].

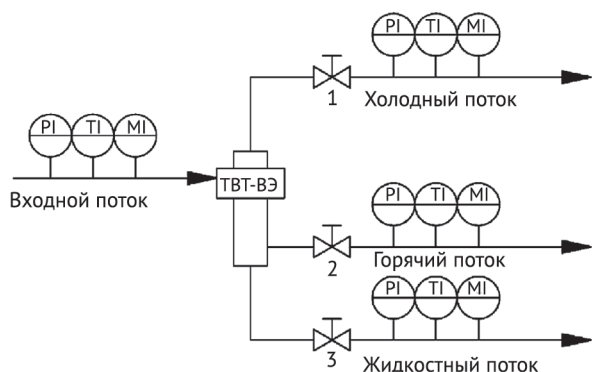


Рис. 20. Технологическая схема экспериментальной установки ТВТ-ВЭ [47]
PI – манометр; TI – термометр; MI – влагомер; 1, 2, 3 – регуляторы расхода

Учитывая, что лучшие современные ВТ имеют значения температурного к.п.д. не выше $\eta_T^{\max} = 0,70$ [7], возникают весьма серьезные сомнения в части достоверности приведенных в табл. 2 цифр. Причина таких значений η_T может быть в следующем: температура по холодному и горячему потокам замерялась влажными термометрами, которые могут давать заниженную температуру. На самом деле эффективность «высокоэффективной» ТВТ-ВЭ должна быть значительно скромнее. Какая? На этот вопрос могли бы дать ответ результаты эксплуатации внедрения обсуждаемой разработки. Но эти данные в технической литературе отсутствуют.

ООО «НПО ВЕРТЕКС» (г. Краснодар) предлагает к реализации трёхпоточную вихревую трубу по патенту [49]. В этой конструкции сепарация конденсата происходит со стороны не горячего потока, а холодного. На сегодня выполнена только экспериментальная оценка температурной эффективности опытной ТВТ производительностью до 1000 м³/ч на воздухе низкого давления. Данные о сепарационной возможности ТВТ такого конструктивного исполнения и её промышленной реализации отсутствуют.

4. Основные теории эффекта Ранка-Хилша

Закрученные потоки газа и жидкости широко используются в технике (центробежные сепараторы твёрдых и жидких включений, различные циклонные аппараты, вихревые топочные камеры, вихревые форсунки и вихревые горелки, ротационные машины и т.д.). Имея много общего с вышеперечисленными устройствами, ВТ отличается главной особенностью – разной энтальпийностью потоков на выходе. Внешняя простота явления и конструкции ВТ создает иллюзию относительной простоты физической картины эффекта Ранка-Хилша. Однако это далеко не так. Достаточно сказать, что на сегодня имеются десятки гипотез, описывающих эффект, но ни одна из них не даёт достаточного объяснения данного газодинамического феномена, вызванного мощными градиентами давления, плотности, скоростей, температуры сжимаемой среды, а также такими сопутствующими моментами, как акустические, пульсационные и вибрационные факторы.

Анализируя массив теоретических работ по вихревому эффекту, авторы обзоров рубежа XX–XXI вв. [3, 4, 5, 6, 7] условно разделили все предлагаемые модели (гипотезы) на *четыре* группы:

1. Модели, основанные на действии центробежного поля;
2. Гипотеза радиальных потоков;

3. Гипотеза газодинамического взаимодействия вихрей;
4. Модели, связанные с представлениями о передислокации быстрых и медленных элементов (молекул) газа.

Следует отметить, что в последнее время появились исследования, где за основу вихревого эффекта берётся волновой механизм стратификации газа. Эти работы вполне можно отнести к пятой группе рассматриваемых моделей. Но пока данное направление не сформировалось, поэтому в этом обзоре мы только упомянем о нем в заключительной части.

Рассмотрим подробнее перечисленные подходы к объяснению механизма эффекта Ранка–Хилша. Приверженцем наиболее простой и физически наглядной центробежной гипотезы был первооткрыватель вихревого эффекта Жозеф Ранк [1]. Рассматривая условия равновесия элемента газа в поле центробежных сил ($V_\varphi/r = 1/\rho \cdot dP/dr$), уравнение состояния ($P = \rho RT$) и уравнение изоэнтропы ($P/\rho^k = \text{const}$), Ранк пришел к заключению, что с ростом текущего радиуса градиент давления в поле центробежных сил растет интенсивнее, чем плотность. Для соблюдения уравнения состояния необходим рост температуры по текущему радиусу. Проведенные Ранком расчеты выявили значительные (в шесть раз) расхождения выдвинутой теории и эксперимента, что дало повод французской Академии наук объявить эксперименты Ранка ошибочными. Дальнейшие исследования открытого Ранком эффекта убедительно показали, что ошибочными были не натурные опыты первооткрывателя, которые по температурным показателям значительно перекрыты к настоящему времени многочисленными последователями [6], а неадекватность предложенной Ранком теории.

Через 30 лет после Ранка свой взгляд на центробежную гипотезу высказал немецкий исследователь Эрделаи [50]. В её основу положено взаимодействие центробежного и теплового полей, точнее – в ней рассматривается влияние тепловой скорости молекул под воздействием силового поля, сообщающее им определенное ускорение. При этом, если движение молекулы совпадает с вектором ускорения, то энтропия молекулы возрастает, и наоборот. Учитывая внешнюю направленность поля центробежных сил, создается соответствующее поле температур. В итоге, после ряда выкладок, Эрделаи получил следующее соотношение:

$$T_\Gamma - T_X = T_{\text{вх}} \cdot \left(1 - \pi^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (18)$$

По нему разность температуры потоков зависит от абсолютной температуры на входе в ВТ, рода рабочего тела и располагаемого отношения давлений. К достоинству данной физико-математической модели следует отнести то, что эти зависимости качественно подтверждаются экспериментально. Если же говорить о количественной стороне вопроса, то данная центробежная модель дает удовлетворительное совпадение только для плоского вихря при небольших ускорениях, когда давление расширенного газа близко к атмосферному. Эти условия далеки от граничных условий практической работы ВТ, к тому же модель Эрделаи никак «не реагирует» на такой ключевой параметр, как μ , и на геометрические соотношения ВТ. В этом случае также имеет место существенное расхождение теории и практики. Так, при оценке возможного охлаждения воздуха по формуле (18) получается втрое меньший результат по показателям эксперимента на воздухе Ю.В. Чижикова при $\pi = 6$ и $\mu = 0,5$ [3].

Аналогичные недостатки присущи центробежной модели Т.С. Алексеева [51]. Автор предлагает следующее соотношение предельного значения понижения температуры на холодном потоке для критического истечения газа из сопла:

$$\Delta T_x = \frac{k-1}{k+1} \cdot (1-\mu) \cdot T_{\text{в}} + \Delta T_{\text{др}}. \quad (19)$$

Достоинства этого соотношения очевидны. Во-первых, здесь имеется ключевой параметр μ , во-вторых, формулу (19) можно использовать для газа и газовых смесей со значительным эффектом дросселирования (природный и попутный газ нефтедобычи, продувочные газы производства аммиака и др.). Но как и в предыдущих моделях, расчетные значения ΔT_x получаются ниже, чем в реальных экспериментах. Так, для $\pi = 6$ и $\mu = 0,5$ (воздух) расчетно получается $\Delta T_x = 24^\circ\text{C}$, а по экспериментальным данным автора [3] $\Delta T_x = 49^\circ\text{C}$. Получается, что в этом случае эксперимент превосходит расчет в два раза.

Еще один представитель центробежной гипотезы, Вебстер, предложивший свой вариант до Эрделаи, полагал, что элементы вращающегося газа охлаждаются в процессе расширения от высокого давления на периферии до низкого давления на оси ВТ [52]. При этом элементы газа перемещаются по спирали, совершая, во-первых, работу против центробежных сил (радиальная работа расширения) и, во-вторых, затрачивая энергию на разгон соседних частиц газа (тангенциальная работа). Работа обоих типов совершается в адиабатном процессе в результате использования

некоторой части полной энтальпии, что приводит к перераспределению энергии и ее конечному переносу от приосевых слоев к периферийным. Гипотеза Вебстера не отражает реальной картины вихревой стратификации. Так, согласно Вебстеру, прямоочная вихревая труба (с выходом холодного и горячего потоков с одной стороны ВТ) должна быть эффективнее противоточной, а зона максимальной разницы температуры между холодным и горячим потоками в противоточной ВТ должна быть удалена от соплового ввода. Эти выводы не подтверждаются убедительными экспериментами, проведенными авторами [13].

Попытку развить представления Ранка о том, что основной причиной вихревого эффекта является передача энергии полем центробежных сил, предпринял В.И. Славин [53]. Он изучал поведение идеального газа в прямоочной ВТ. При этом расчетом показано наличие эффекта энергоразделения, который качественно соответствует экспериментам работы [13]. К сожалению, автор [53] не приводит конкретных данных сравнения расчета и эксперимента, но косвенно указывает, что эксперименты на водороде и гелии (наиболее приближающиеся к свойствам идеального газа) превышают расчетные показатели. Оценочный расчет перехода от прямоочной ВТ к противоточной по данным В.И. Славина приводит к росту эффекта энергоразделения всего на 15–25%. Реальный переход по данным [13] показал почти трёхкратное превышение температурной эффективности противоточной ВТ по сравнению с прямоочной.

К центробежной группе гипотез можно отнести современную трактовку эффекта Ранка, основанную на механизме нелинейного циклострофического приспособления [54]. В данной работе теоретическое исследование выполнено на двумерной модели для идеального газа. Показано, что процесс установления циклострофического баланса происходит на фоне незатухающих акустических колебаний, возникающих за счет отклонений от сбалансированного состояния. В [55] дано сопоставление расчета и эксперимента. Констатируется, что расчет по данной физико-математической модели даёт меньшее охлаждение (примерно в два раза), чем наблюдается в эксперименте.

Выше указывалось, что температурная стратификация газа в ВТ существенно зависит от длины вихревой камеры. Этот факт, наряду с описанными «нестыковками» центробежных физико-математических моделей с реальностью, приводит к мысли о недостаточности только центробежного механизма для выяснения физической сущности эффекта Ранка–Хилша, и для полноты картины необходимо

учитывать дополнительные факторы, оказывающие влияние на стратификацию закрученного потока.

Гипотеза радиальных потоков формировалась и развивалась такими исследователями, как Хилш [2], Вулис [56], Дубинский [57], Фултон [58] и др. Она основана на механизме преобразования возникающего в сопловом сечении ВТ свободного (потенциального) вихря ($v_\tau \cdot r = const$) в вынужденный вихрь, вращающийся с постоянной угловой скоростью ($\omega = v_\tau / r = const$), как квазитвердое тело. По мере продвижения вдоль камеры свободный вихрь за счет сил трения перестраивается в вынужденный вихрь. В результате происходит уменьшение круговых скоростей внутренних слоев и увеличение угловых скоростей внешних слоев. Это создает возможность перехода кинетической энергии от центра к периферии, выравнивающий угловые скорости по всему сечению. В то же время за счет более высоких значений температуры торможения у периферии вихря, по сравнению с центральными слоями, существует поток теплоты, направление которого противоположно потоку кинетической энергии. Тепловой поток по своей величине не в состоянии компенсировать приосевым слоям потери кинетической энергии. Это и есть основная причина охлаждения центральных слоев и нагрева периферийных слоев вихревого течения.

Из этой модели, названной моделью Хилша–Фултона, следует, что максимальное охлаждение газа холодного потока для противоточной адиабатной ВТ будет иметь место возле дросселя в соответствии с соотношением:

$$\eta_{\max} = \frac{(\Delta T_x)_{\max}}{\Delta T_s} = 1 - \frac{1}{2} \cdot Pr . \quad (20)$$

Для двухатомных газов $Pr = 0,72$. Тогда, подставляя это значение в (20), получим $\eta_{\max} = 0,305$. В экспериментах на адиабатной противоточной ВТ достигнута величина $\eta_{\max} = 0,6$ (и выше) [2], что вдвое превосходит максимально возможное по этой гипотезе охлаждение. Утверждение о месте возникновения $(\Delta T_x)_{\max}$ также не соответствует действительности, как и в теории Вебстера. Максимальный температурный эффект по холодному потоку наблюдается при выходе из диафрагмы.

Среди приверженцев гипотезы радиальных потоков следует отметить В.И. Кузнецова [59, 60]. При этом он предполагает, что центральный вихрь формируется исключительно возле дросселя, а через границу между вихрями газ не течет. Суть его предполо-

жений заключается в передаче избыточной энергии от осевых слоев газа к периферийным силами вязкости за счет разности угловых скоростей. Сформировавшиеся осевые слои газа при своем движении от дросселя к диафрагме совершают работу над периферийными слоями газа за счет сил вязкости и в результате этого охлаждаются. Частично охлаждение осевых слоев газа компенсируется переносом тепла в противоположном направлении за счет теплопроводности.

Такая трактовка в определенной мере соответствует гипотезе взаимодействия вихрей, но физика этого взаимодействия резко отличается от предположений других авторов. Действительно, при критическом рассмотрении гипотезы Кузнецова возникает закономерный вопрос: поскольку максимальной кинетической энергией обладает исходный тангенциальный поток с околосредней скоростью, непонятно, откуда у вытекающего из ВТ расширенного приосевого потока образуется избыток энергии по сравнению с периферийным? Кроме того, рассматриваемая картина формирования внутреннего вихря в самой своей основе противоречит экспериментальным данным, которые показывают, что этот вихрь формируется по всей длине ВТ и, в первую очередь, непосредственно в сопловом сечении. При этом энергия вращения переходит от периферийного вихря к внутреннему, а не наоборот. Выше говорилось о ВТ с дополнительным потоком (двухконтурные трубы), в которых в приосевую зону камеры энергоразделения со стороны дросселя вводится дополнительный поток [6]. При этом их адиабатный КПД на 40% превышает значения, полученные другими исследователями на лучших конструкциях, как с цилиндрической, так и с конической камерой энергоразделения. Если отталкиваться от теории Кузнецова, то двухконтурные ВТ вообще не должны работать или работать малоэффективно.

На базе физической модели автор рассматриваемой гипотезы создал математическую модель, позволяющую, по его утверждению, рассчитать оптимальную геометрию ВТ и ее термогазодинамические параметры [59, 60]. Приведенная методика расчета противоточной ВТ очень сложная, имеет обилие поправочных коэффициентов и использует метод последовательных приближений. Настораживает также практически идеальное совпадение расчета и эксперимента, причем при обсчете не только своих данных, но и данных других авторов, на разных типах и конструкциях ВТ.

Самой представительной и наиболее достоверной на сегодня (по имеющимся исследованиям структу-

ры закрученного потока в ВТ) следует считать гипотезу взаимодействия двух перемещающихся в противоположных направлениях вихрей: периферийного, вращающегося по закону свободного вихря, и приосевого, вынужденного вихря.

В рамках гипотезы взаимодействия двух вихрей следует, прежде всего, отметить работы Дж. Шепера [61] и А.И. Гуляева [62], рассматривавших процесс энергоразделения газа в ВТ как результат обмена энергией в противоточном теплообменнике типа «труба в трубе». При этом Шепер рассматривал теплообмен при ламинарном течении сред, а Гуляев, сохранив основные моменты физической картины Шепера, заменил конвективно-плечный коэффициент теплопередачи коэффициентом турбулентного теплообмена. Эти выкладки не выдерживают критики, так как предполагают градиент статической температуры, направленной от оси к периферии, что противоречит экспериментальным данным. Однако опыты Шепера и Гуляева позволили сделать некоторые важные обобщения:

- экспериментально подтверждено преимущество противоточных ВТ;
- выявлено возвратное течение приосевых слоев газа.

Соглашаясь с существованием взаимодействия между вихрями, другие авторы по-своему трактуют физику температурной стратификации. Ф. Шульц-Грунов высказал предположение, что отклонение температуры приосевых слоев газа от адиабатной температуры объясняется передачей окружного количества движения под действием раскрутки приосевых слоев касательным усилием трения струи входящего в ВТ тангенциально закрученного потока газа (в противоположность гипотезе Кузнецова) [63]. При этом частицы газа в процессе турбулентного движения могут перемещаться радиально и производить работу в поле центробежных сил и градиента давления. Эти частицы могут рассматриваться как рабочее тело холодильной машины, обеспечивающей под действием турбулентности перекачку энергии от приосевых слоев к периферийным.

Хинце, рассматривая проблемы переноса в турбулентных потоках, ввел понятие жидкого (турбулентного) моля, который в процессе перемещения в радиальном направлении в поле центробежных сил и градиента давления совершает микрохолодильные циклы [64]. Турбулентный моль в процессе турбулентного движения представляет собой некую индивидуальность, сохраняющую свою субстанцию в течение некоторого характеристического промежутка времени, что и обеспечивает перенос энергии

по механизму квазимикрохолодильного цикла. По мнению Хинце, это явление и объясняет физическую сущность эффекта Ранка–Хилша.

Приведенные работы по гипотезе взаимодействия вихрей стали теоретической и экспериментальной базой для выдвижения А.П. Меркуловым наиболее полной трактовки механизма такого взаимодействия [4]. Основные положения теории Меркулова состоят в следующем. Высокоскоростной поток вязкого сжимаемого газа, поступающий из тангенциального сопла, образует в вихревой камере ВТ два противоположно движущихся вихря: периферийный (свободный) вихрь, направленный от соплового сечения к дросселю, и приосевой (вынужденный) вихрь, перемещающийся от дросселя к сопловому сечению. Эти два вихря имеют определенный радиус разделения $r_{\text{разд}}$, величина которого всегда больше некоторого минимального радиуса $r_{\text{мин}}$, определяемого максимально достижимой скоростью при адиабатном течении и скоростью истечения газа из сопла. Наличие интенсивно закрученного течения приводит к возникновению радиального градиента давления.

По мере продвижения внешнего вихря вдоль трубы его окружной момент импульса под действием турбулентной вязкости снижается по экспоненциальной зависимости. Это приводит к уменьшению $r_{\text{мин}}$ (значит, к снижению $r_{\text{разд}}$) и к росту давления в приосевой области. Появляется осевой градиент давления, направленный от дросселя к отверстию диафрагмы. Высокая степень анизотропной турбулентности, интенсивность которой в радиальном направлении значительно (примерно на порядок) превосходит интенсивность турбулентности вдоль оси, обеспечивает энергомассоперенос, в процессе которого турбулентные моли, перемещаясь с одной позиции на другую, совершают микрохолодильные циклы [61, 62].

Энергоразделение в ВТ осуществляется в условиях значительного градиента давления ($\Delta P \approx 0,5$ МПа/мм). При этом турбулентные моли dm (рис. 21), перемещающиеся на более высокие радиальные позиции (с r на $r + \Delta r$), отдают теплоту dq_1 окружающим элементам газа, нагревая их, поскольку при сжатии до давления на этом радиусе их температура возрастает с $T(r)$ до $T(r + \Delta r)$. В свою очередь турбулентные моли, перемещающиеся на более низкие радиальные позиции, отбирают энергию в форме теплоты dq_2 у окружающих приосевых элементов, охлаждая их. Это обусловлено тем, что при расширении до давления, соответствующего меньшему радиусу, турбулентные моли существенно охлаждаются.

Если предположить, что радиальная составляющая пульсационной скорости v_r достаточно велика,

то можно считать процессы сжатия и расширения газа в микрохолодильных циклах молей адиабатными. Что касается процессов теплообмена, они протекают по изобаре.

Учитывая, что масса моля намного меньше массы окружающих элементов, без особой погрешности можно считать, что в микрохолодильных циклах теплота подводится к молю и отводится от него по изотермическому процессу ($dq = 0$). Тогда очевидно, что турбулентные моли в вихревой камере будут осуществлять микрохолодильные циклы Карно, черпая потребную для этого работу из части кинетической энергии осредненного течения, затрачиваемой на генерацию турбулентности. В итоге устанавливается определенное динамическое равновесное состояние с соответствующим положительным градиентом полной температуры по радиусу.

Авторы [6] усовершенствовали модель взаимодействия вихрей, связав возникновение вихревого эффекта с образованием помимо мелкомасштабной турбулентности также крупномасштабных «когерентных вихревых структур» (КВС). Эти образования возникают на границе раздела свободного и вынужденного вихря противоточной вихревой трубы, где имеется «разрыв» осевой составляющей скорости, и представляют собой спиралевидные жгуты, опоясывающие вынужденный вихрь и вращающиеся вместе с ним. Температурному разделению, по мнению авторов этой гипотезы, способствуют прецессионные колебания КВС, связанные с их неустойчиво-

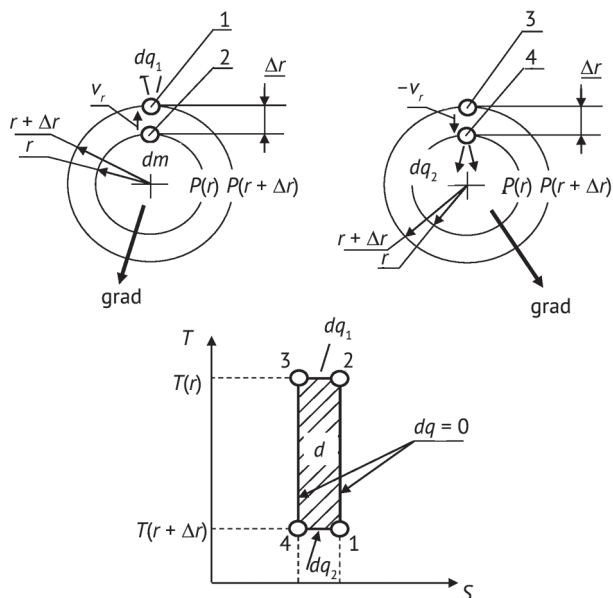


Рис. 21. Микрохолодильный цикл Карно турбулентных молей в камере энергоразделения ВТ

стью в радиальном направлении. Эти колебания, по мнению авторов модифицированной гипотезы взаимодействия вихрей, дополнительно приводят к перераспределению кинетической энергии между двумя вихрями.

Следует отметить, что картина течения вихревого потока в ВТ, описываемая гипотезой взаимодействия вихрей, удовлетворительно согласуется с большинством экспериментальных данных по исследованию структуры вихревого течения газа в ВТ. Однако механизм передачи теплоты с помощью турбулентных молей не может объяснить ряд обстоятельств общего и частного характера. Кроме того, гипотеза передачи теплоты на периферию вихря с помощью турбулентных молей имеет внутренние противоречия, о которых говорит А.Ф. Гуцол в своих заметках об эффекте Ранка [66] и с которыми трудно не согласиться. «По своему исходному смыслу турбулентность есть интенсивное перемешивание, которое ведет к усреднению параметров системы. Следовательно, турбулентность сама по себе не может привести к пространственному энергетическому разделению, а уж если благодаря какому-то механизму это разделение и возникает, то турбулентность должна снижать эффективность такого разделения».

Несмотря на противоречивость гипотезы стратификации газа в ВТ за счет турбулентных молей, в последние годы приверженцы такого подхода получили формальную поддержку при математическом моделировании ВТ, активно развивающемся с конца 1990-х годов в связи с достижением вычислительной техники необходимой производительности. Большинство работ в этом направлении связано с изучением возможности использовать коды коммерческих (и некоммерческих) гидродинамических пакетов. При этом используются различные системы компьютерного моделирования с разнообразными моделями турбулентности. В качестве примеров многочисленных зарубежных публикаций можно привести работы [67, 68, 69]. Отечественные исследования представлены, например, в статьях [15, 70, 71].

Однако следует отметить, что результаты математического моделирования с использованием различных численных алгоритмов, основанных на решении уравнений Навье–Стокса и Рейнольдса, очень часто показывают значительные расхождения (как правило, в сторону уменьшения) с экспериментальными данными. В литературе встречаются лишь единичные упоминания о хорошем согласовании математического моделирования с натурными испытаниями [68]. И еще неизбежен вопрос корректности сопоставления расчета и эксперимента. Ведь температурная эффективность

ВТ у разных авторов может в разы отличаться по своим показателям (многое зависит от конструкции ВТ и условий испытаний). Вполне возможно хорошее согласование наработанной физико-математической модели с весьма «слабенькой» ВТ. Вывод по такой ситуации очевиден.

Изучая массив расчетных работ по различным гидродинамическим пакетам, невольно напрашивается мысль о некоей подгонке (верификации) получаемых результатов с экспериментальными данными. Это, конечно, не вносит ясности в механизм вихревого эффекта и тем более не прибавляет весомых доказательств гипотезе турбулентных молей.

Ряд авторов применяют для объяснения вихревого эффекта метод, известный в термодинамике как «демон Максвелла», в свете которого эффект энерго-разделения заключается в перераспределении «быстрых» и «медленных» молекул Максвелл–Больцмановского газа [16]. Имея различную кинетическую энергию, молекулы газа должны обладать и различной проникающей способностью в направлении положительного градиента давления. «Быстрые» молекулы должны концентрироваться на периферии вихревой камеры, увеличивая температуру этих слоев, а более «медленные» – в приосевой области. Такое предположение прогнозирует линейное распределение статической температуры по сечению трубы. Однако непосредственные замеры показывают наличие максимума у кривой распределения температуры. Кроме того, модели по «демону Максвелла» исключают зависимость вихревого эффекта от геометрии ВТ, что также противоречит непосредственному опыту. Не объясняет эта гипотеза и зависимость эффекта от доли холодного потока.

В.А. Сафонов сделал попытку модифицировать гипотезу с позиций образования диссипативных структур в неравновесном потоке [72, 73]. В диссипирующих системах случайным образом происходит образование макроскопических флуктуаций. Эти флуктуации (комки, элементарные объемы) повышенной плотности и температуры, образующиеся в камере, не успевают рассредоточиться в высокоскоростном потоке и переносятся на периферию ВТ. Элементарные объемы малой плотности и температуры «погружаются» в приосевые слои, создавая охлажденный поток. Макроскопические процессы в ВТ происходят согласованно, обеспечивая рост амплитуды и энергии. Изменение температуры во флуктуирующем объеме может оказаться эффективным генератором колебаний, причем холодный осевой и горячий периферийный потоки можно рассматривать как гигантские флуктуации, образовавшиеся из

мелких флуктуирующих объемов, переместившихся в радиальном и осевом направлениях. Для данной гипотезы нет экспериментальных доказательств, подтверждающих приведенные рассуждения в части образования микрообъемов с различными характеристиками. Не привел Сафонов и численные примеры величины эффекта, считая свою гипотезу не доведенной до полноты, допускающей расчеты.

Подобный подход продемонстрировал автор [74], предложив понятие минимального макроскопического объема среды (макроячейки) на основе нелокальной версии термодинамики с дискретной пространственно-временной метрикой. Проведенная экспериментальная проверка данной гипотеза носит частный характер и не даёт весомых доказательств её достоверности при трактовке эффекта Ранка в широком диапазоне его проявлений.

В аналогичной ситуации оказывается и А.Ф. Гуцол [66], который предлагает трактовать механизм вихревого эффекта за счет «быстрых» и «медленных» порций (элементов, микрообъемов, неоднородностей) газа, которые заведомо имеются в «неоднородном входящем тангенциальном потоке». Развивая эту идею и детально её осмысливая, автор приходит к выводам (рекомендациям), что наиболее эффективными должны быть прямоточные ВТ с длиной вихревой камеры не более 2–3 калибров [66]. Эти выводы явно расходятся с основным массивом экспериментальных данных, полученных в течение десятилетий промышленного использования ВТ, в том числе с прямыми экспериментами на прямоточных и противоточных ВТ [13].

Необходимо отметить прямоточные вихревые трубы В.И. Кузнецова. Вот что он пишет в своей монографии 1995 г.: «Экспериментальные исследования прямоточной вихревой трубы с высотой входного тангенциального сопла, равного половине диаметра камеры энергетического разделения, показали, что максимальная термодинамическая эффективность такой конструкции в 1,1 раза выше, чем у лучших современных конструкций противоточных, и в 3 раза выше прямоточных вихревых труб» [60]. Приведены соответствующие экспериментальные зависимости.

Оставим на совести автора высказывание о «лучших современных конструкций», но подчеркнём, что длина ВК прямоточной трубы Кузнецова составляла 10 калибров, что не соответствует рекомендациям Гуцола. Также смущает явное противоречие эффективной работы прямоточной вихревой трубы Кузнецова с его теорией взаимодействия вихрей. Ведь в конструкции его прямоточной ВТ практически нивелирован противоток закрученных потоков.

Вызывает закономерные вопросы в «Максвелловском» ряду и механизм эффекта Ранка, разработанный Л.В. Дыскиным [75]. В этой работе процесс терморазделения основан на прямом воздействии центробежной силы на отдельную молекулу, потенциальная энергия которой выражается величиной $m\omega^2 r^2/2$ (m – масса молекулы). Автор не только не учитывает основополагающего момента, что центробежная сила в принципе не может действовать только на отдельную молекулу, но и тот факт, что его теория приходит в явное противоречие с экспериментом. Ведь, исходя из его посыла, наиболее эффективное терморазделение должно быть у «тяжелых» газов. Однако в действительности получается наоборот: максимальная температурная стратификация имеет место у легких газов — водорода и гелия.

В [76] вихревой эффект рассматривается с позиций феноменологической термомеханики, которая в отличие от термодинамики, базирующейся только на законах сохранения массы и энергии, построена с дополнительным привлечением импульса и момента импульса, а значит, с обязательным учётом спиновой энергии атомов. При этом, по утверждению автора, ему удалось установить первопричину температурного разделения потока газа в вихревой трубе — это кориолисова составляющая спиновой энергии. Однако в указанной работе речь идёт только об одноатомных газах (неон, аргон, криптон и ксенон) и совершенно не ясно, может ли предложенный механизм «работать» на многоатомных газах или их смесях, например, на воздухе.

Следует также отметить работы по трактовке эффекта Ранка–Хилша на основе волновых процессов. Это, например, статьи Я.Д. Белявского [77, 78] с его концепцией волн градиента давления, а также В.И. Котельникова [79, 80] с обоснованием «работы» стоячей волны в ВТ. По нашему мнению, перспективный подход к трактовке вихревого эффекта на базе ударно-волнового механизма [81], позволяющий объяснить избыточную холодопроизводительность ТВТ на смешанном потоке по сравнению с дросселированием.

Заключение

Выполненный обзор в области исследований и внедрения вихревой технологии показал, что, несмотря на широкое практическое применение вихревых труб и большое количество научных работ, посвященных изучению эффекта Ранка–Хилша, отсутствует достоверное объяснение эффекта. Существующие теоретические модели и гипотезы эффекта не могут объяснить имеющиеся экспериментальные данные и результаты эксплуатации вихревых труб.

Анализ публикаций показал, что, скорее всего, механизм стратификации газа в ВТ определяется не какой-то одной (определяющей) причиной, предлагаемой к рассмотрению авторами многочисленных гипотез, а комплексом факторов с различным вкладом в общий итог разной энтальпийности выходящих из ВТ потоков. Создание теоретической модели вихревой стратификации газов, методики расчета вихревых труб и их экспериментальная проверка мы считаем актуальной задачей.

Обозначения:

b_c – ширина сопла, м; мм
 C_p – удельная теплоёмкость при $P = \text{const}$, кДж/кг·град; ккал/кг·град
 $D_{\text{тр}}$ – внутренний диаметр вихревой трубы, м
 d_d – диаметр диафрагмы, м
 $d_d = d_d / D_{\text{тр}}$ – относительный диаметр отверстия диафрагмы, б/р
 d – удельные потери эксергии, кДж/кг; ккал/кг
 e – удельная эксергия потока вещества, кДж/кг; ккал/кг
 F_c – площадь проходного сечения соплового ввода, м²
 $F_{\text{тр}}$ – площадь сечения вихревой камеры, м²
 $\bar{F}_c = F_c / F_{\text{тр}}$ – относительная площадь соплового ввода, б/р
 G – весовой расход газа, кг/ч
 g – ускорение свободного падения, м/с²
 h_c – высота сопла, м
 i – удельная энтальпия газа, кДж/кг; ккал/кг
 k – показатель адиабаты, б/р
 $L_{\text{вк}}$ – длина вихревой камеры, м
 $L_{\text{тр}}$ – длина вихревой трубы, м
 $L_{\text{тр}} = L_{\text{тр}} / D_{\text{тр}}$ – относительная длина вихревой камеры, б/р
 $\ell_{\text{конд}}$ – количество конденсата, л/ч
 n – показатель политропы, б/р
 P – избыточное давление газа (абсолютное оговаривается), МПа
 $Q_{\text{конд}}$ – теплота конденсации компонентов, кДж/кг; ккал/кг
 $Q_{\text{потр}}$ – потребная холодопроизводительность, кДж/ч; ккал/ч
 $Q_{\text{охл}}$ – количество тепла, отведенного с вихревой камеры, кДж/ч; ккал/ч
 Q_x – холодопроизводительность вихревой трубы, кДж/ч; ккал/ч
 $q_{\text{охл}}$ – удельный тепловой поток, отведенный от вихревой камеры ВТ, кДж/кг; ккал/кг
 $q_x =$ – удельная холодопроизводительность ВТ, °С
 $q_r =$ – удельная теплопроизводительность ВТ, °С
 $q_x^{\text{экс}}$ – эксергопроизводительность холодного потока, кДж/кг; ккал/кг
 $q_r^{\text{экс}}$ – эксергопроизводительность горячего потока, кДж/кг; ккал/кг
 R – газовая постоянная, кДж/кг · град; ккал/кг · град

r – текущий радиус вихревой камеры, м
 s – удельная энтропия газа, кДж/кг · град; ккал/кг · град
 T – температура торможения газа, °С, К
 T_o – температура окружающей среды, °С, К
 T_p – температура точки росы, °С
 ΔT_x – эффект охлаждения газа в вихревой трубе, °С
 $\Delta T_x^{\text{вихр}}$ – «чистый» эффект Ранка–Хилша, °С
 ΔT_r – эффект нагрева газа в вихревой трубе, °С
 ΔT_s – эффект охлаждения газа при изоэнтропном расширении, °С
 $\Delta T_{\text{др}}$ – эффект Джоуля–Томпсона, °С
 $\Delta T_{\text{нед}}$ – недорекуперация на тёплом конце теплообменника, °С
 $\Delta T_{\text{пот}}$ – параметр, учитывающий холодопотери в окружающую среду, °С
 ΔT_t – охлаждение высоконапорного газа в теплообменнике, °С
 V – объёмный расход газа, м³/ч, м³/сут
 $V_{\text{отн}} = V \cdot 100 / V_{\text{max}}$ – относительный расход газа, %
 Z – коэффициент сжимаемости газа, б/р
 β_c – степень открытия сопла, б/р
 α_c – коэффициент истечения газа из сопла, б/р
 $\alpha_{\text{др}}$ – коэффициент дросселирования, °С/МПа
 γ – удельный вес газа, кг/м³
 π – отношение давлений (степень расширения) газа, б/р
 μ – доля холодного потока, б/р
 $\eta_{\text{ад}}$ – адиабатный к.п.д., б/р
 η_r – температурный к.п.д., б/р
 $\eta_{\text{экс}}$ – эксергетический к.п.д., %
 θ – приведенный показатель эффективности, %
 ϕ – степень очистки (выделения) компонентов, %

Индексы

в – вход в вихревую трубу
вихр – «чисто» вихревой эффект Ранка–Хилша
г – горячий поток
др – дросселирование
конд – конденсат
ном – номинальный параметр
о – окружающая среда
ов – охлаждающая вода
р – расчётное
см – смешанный поток
с – сопло
ср – усреднённое значение параметра
ст – статический параметр
т – теплообменник
хт – холодный поток после теплообменника
у – вход в вихревую установку
угл – углеводороды
х – холодный поток

экс — эксергетический параметр
max — максимальное значение параметра
min — минимальное значение параметра

Аббревиатуры

ВТ — вихревая труба
ВУ — вихревая установка
ГСУ — газосепарационная установка
ГПЭС — газопоршневая электростанция
ГРС — газораспределительная станция
ГРП — газораспределительная подстанция

ДВТ — двухпоточная вихревая труба
ДЭГ — диэтиленгликоль
КВС — когерентные вихревые структуры
МИМ — мембранный исполнительный механизм
НВТ — неадиабатная вихревая труба
НТС — низкотемпературная сепарация
ПОГ — пульсационные охладители газа
р.у. — рабочие условия
ТВТ — трёхпоточная вихревая труба
ТДА — турбодетандерные агрегаты
КВС — когерентные вихревые структуры

ЛИТЕРАТУРА

1–32. См. в №6 за 2015 г., с. 76–77.

33. Жидков М.А. Сверхзвуковая сепарация углеводородных газов в вихревых трубах Ранка–Хилша / М.А. Жидков, А.П. Гусев, А.П. Рябов, В.П. Овчинников, Д.А. Жидков // OIL&GAS JOURNAL. — 2007. — № 3–4. — С. 101–106.
34. Бродянский В.М., Мартынов А.В. Вихревая труба // Авторское свидетельство СССР. — 1967. — № 202880.
35. Жидков М.А. Опыт пуска промышленной установки очистки природного газа от высших углеводородов с применением вихревого эффекта / М.А. Жидков, И.Л. Лейтес, Г.А. Комарова, В.А. Половинкин, В.В. Долгов, В.М. Меренков, Я.Ф. Зенко // Азотная промышленность. — № 6. — 1981. — С. 16–19.
36. Чернов А.Н. Исследование работы трёхпоточной вихревой трубы на нефтяном газе / А.Н. Чернов, Е.М. Брещенко Г.Н. Бобровников, А.А. Поляков // Труды ВНИИОЭНГ «Переработка нефтяных газов». — М. — ВНИИОЭНГ. — вып. 7. — 1981. С. 115–123.
37. Исхаков Р.М. Применение ТВТ для конденсации тяжелых углеводородов из попутного нефтяного газа / Р.М. Исхаков, В.В. Николаев, М.А. Жидков, Г.А. Комарова // Газовая промышленность. — № 7. — 1998 — С. 42–43.
38. Гусев А.П. Система подготовки попутного газа нефтедобычи к транспорту с применением регулируемой трехпоточной вихревой трубы / А.П. Гусев, Р.М. Исхаков, М.А. Жидков, Г.А. Комарова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — № 7. — 2000. — С. 16–18.
39. Жидков М.А. Взаимосвязь сепарационных и термодинамических характеристик трехпоточных вихревых труб // М.А. Жидков, Г.А. Комарова, А.П. Гусев, Р.М. Исхаков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — № 5. — 2001. — С. 8–11.
40. Целищев А.В. Методика расчета и моделирования процесса фазоразделения газожидкостного потока в противоточной вихревой трубе // Автореферат дис... к.т.н. — Уфа, 2012. — 16 с.
41. Жидков М.А. Работа трехпоточной вихревой трубы в качестве низкотемпературного газодинамическо-го сепаратора / М.А. Жидков, А.П. Гусев, А.П. Рябов, Н.В. Кошовец, С.П. Вшивцев, Б.Г. Коляко, Е.П. Соболев, Г.С. Староконев // Нефтегазовые технологии. — № 11. — 2006. — С. 3–7.
42. Зеленцов А. На Капитоновском попутный газ сжигать не будут / А. Зеленцов, П. Солдатов, М. Жидков, А. Рябов, В. Исламкин, Г. Пахомова // OIL&GAS JOURNAL RUSSIA. — 2007. — № 9. — С. 28–31.
43. Жидков М. Трехпоточная вихревая труба успешно эксплуатируется на Капитоновском месторождении / М. Жидков, А. Гусев, В. Бетлинский, П. Солдатов, В. Овчинников, А. Рябов. // OIL&GAS JOURNAL RUSSIA. — 2008. — № 1–2. — С. 42–46.
44. Гусев А. Подготовка нефтяного газа к транспорту с использованием трехпоточных вихревых труб / А. Гусев, А. Рябов, М. Жидков, В. Исламкин, Г. Пахомова // OIL&GAS JOURNAL. — 2007. — №1–2. — С. 90–95.
45. Жидков М.А. Особенности работы ТВТ Добринского месторождения (опыт пуска наладки) / М.А. Жидков, Д.А. Жидков, Е.Н. Лаптев, А.Г. Сыпин, М.О. Намазов // Нефть. Газ. Новации. — 2010. — № 9. — С. 6–11.
46. Жидков М.А., Температурная эффективность высокорасходных ТВТ на установке подготовки нефтяного газа Комсомольского месторождения (опыт пуска наладки) / М.А. Жидков, К.Г. Бунятов, Р.Н. Иванов, А.Х. Габдулхаков, В.С. Спиридонов, О.В. Кирикова, Жидков Д.А. // Нефть. Газ. Новации. 2012, № 5, с. 46–52.
47. Боковикова Т.Н. Разработка и исследование вихревого аппарата для подготовки попутного нефтяного газа к транспорту / Т.Н. Боковикова, С.Ю. Савицкий // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2011. — № 8. — С. 27–29.
48. Савицкий С.Ю. Закономерности процесса ароматизации низших алканов на модифицированном Sc-Ga цеолитном катализаторе // Автореферат диссертации на... к. х. н. — Краснодар. — 2012. — 23 с.
49. Биндас В.Г., Юрьев Э.В. Трёхпоточная вихревая труба // Патент РФ № 2423168. — 2010.

50. Erdelyi J. Wirkung des Zentrifugalkraffeldes auf des Warmerustand dtr Gase, Erklärung der Ranque-Enscheinung-Forchund // Ingenierwesens. — 1962. — Bd. 28. — N 6. — S. 181–186.
51. Алексеев Т.С. О природе эффекта Ранка // Инж. -физ. журн. — 1964. — т. 7. — № 4. — С. 1121–1130.
52. Webster D.S. An analysis of the Hilsch Vortex Tube // Refr. Engng. // — 1950. — N 2. — P. 16–21.
53. Славин В.И. Радиальная передача энергии полем давления — основная причина теплового разделения потока газа в вихревой трубе // Куйбышев, КуАИ. — 1988. — С. 31–34.
54. Калашник М.В., Вишератин К.Н. Циклострофическое приспособление в закрученных газовых потоках и вихревой эффект Ранка // ЖЭТФ. — 2008. — т. 133. — Вып. 4. — С. 935–947.
55. Вишератин К.Н. Трубка Ранка — теоретическое и экспериментальное исследование путей повышения эффективности / К.Н. Вишератин, В.И. Васильев, М.В. Калашник, Н.И. Сизов // Труды регионального конкурса научных проектов в области естественных наук. — Вып. 14. — Калуга: АНО КНЦ. — 2008. — С. 498–506.
56. Вулис Л.А. Элементарная теория эффекта Ранка / Л.А. Вулис, А.А. Кострица // Теплоэнергетика. — 1962. — № 10. — С. 72–77.
57. Дубинский М.Г. Течение вращающихся потоков газа в кольцевых каналах // Известия АН СССР, ОТН. — 1955. — № 11.
58. Fulton C.D. Ranque's Tube // Refrigerating Engineering. — Mau. — 1950.
59. Барсуков С.И. Вихревой эффект Ранка / С.И. Барсуков, В.И. Кузнецов // — Иркутск. — Издательство Иркутского университета. — 1983. — 121 с.
60. Кузнецов В.И. Теория и расчет эффекта Ранка // — Омск. — Издательство ОмГТУ. — 1995. — 217 с.
61. Scheper G.W. The Vortex Tube-internal flow data and a heat transfer theory // Refrigerating Engineering. — 1951. — vol. 59. — Oct. — P. 985–988.
62. Гуляев А.И. Исследование вихревого эффекта // Журн. Техн. физики. — 1965. — Т. 35, № 10. — С. 1869–1881.
63. Schults-Grunow F. Die Wirkungweise des Ranque-wirbelrohres // Kalttechnik. — 1950. — Bd. 2. — S. 273–284.
64. Хинце И.О. Турбулентность. — М.: Изд-во физ.-мат. лит. 1963.
65. Гольдштик М.А. К теории эффекта Ранка (закрученный поток газа в вихревой камере) // Изв. АН СССР. Серия МЖГ. — 1969. — № 4. — С. 153–162.
66. Гуцол А.Ф. Эффект Ранка // Успехи физических наук. — 1997. — Т.167. — № 6. — С. 665–687.
67. Fronhlingsdorf W., Unger H. Numerical investigation of the compressible flow and the energy separation in the Ranque-Hilsch vortex tube. Int J Heat Mass Transfer, № 42, 1999. P. 415–422.
68. Aljuwayhel N.F., Nellis G.F., Klein S.A. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. Int J. Refrig, № 28, 2005. P. 442–450.
69. Mohammad Ameri, Behrooz Behnia. The study of key design parameters effects on the vortex tube performance. Journal of Thermal Sciencet, Vol. 18, № 4, 2009. P. 370–376.
70. Соловьев А.А. Численное и физическое моделирование процессов энерго- и фазоразделения в вихревых трубах // Диссертация на к.т.н., Уфа, 2008, 152 с.
71. Фузеева А.А. Численное моделирование температурной стратификации в вихревых трубах // Математическое моделирование, т.18, № 9, 2009, с. 113–120.
72. Сафонов В.А. О распределении молекул при криволинейном движении газа // Вихревой эффект и его промышленное применение: Материалы III Всесоюз. науч.-техн. конф. — Куйбышев, 1981. — С. 33–36.
73. Сафонов В.А. Образование диссипативных структур при вихревом эффекте // Математические методы теории теплопереноса, Минск, ИТМО АН БССР, 1984, с. 128–136.
74. Некофар К.Х. Моделирование процесса температурного разделения газа (эффект Ранка) на основе расширенной версии термодинамики // Диссертация на... к.т.н., Москва., 2005, 108 с.
75. Дыскин Л.М. Обоснование, разработка и повышение систем осушки и кондиционирования воздуха с использованием вихревых труб // Диссертация на... д.т.н., Ленинград, 1990, 442 с.
76. Бурдыга Ю.Ю. Термомеханический метод в исследовании процессов в вихревой трубе // Диссертация на... к.т.н., Москва, 2001, 169 с.
77. Beliansky Y. Experimental investigation of a temperature separation effect inside a short vortex chamber // Proceedings of the 9-th International Conference on Heat Transfer. Fluid Mechanics and Thermodynamics. Malta. July 2012. P. 1482–1487.
78. Белявский Я.Д. Влияние звука на теплоперенос в газах // Электронный журнал «Техническая акустика». 2014. №6. С. 1–14.
79. Kotelnikov V.I. High-Efficiency Vortex Pipes. TIEES-96, Trabzon, Turkey, ISBN 975–95505–8–X.
80. Kotelnikov V.I. The Vortex Effect in Transfer of Energy. Sustainable Energy and Environmental Technology, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd, ISBN 981–02–2829–5, Singapore, 1996.
81. Жидков Д.А. Ударно-волновые (пульсационные) проявления процесса стратификации газовой среды в вихревых трубах Ранка–Хилша / Д.А. Жидков, М.В. Иванов, В.А. Девисилов, М.А. Жидков // Химическая технология, 2015, № 8, с. 501–510.

REFERENCES

1–32 Look in No. 6 for 2015, page 77–78

33. Zhidkov M.A. Supersonic separation of hydrocarbon gases in vortex tubes Rank–Hilsch. OIL & GAS JOURNAL. 2007, I. 3–4, pp. 101–106. (in Russian)
34. Brodyanskiy V.M., Martynov A.V. Vikhrevaya truba. Avtorskoye svidetel'stvo SSSR. 1967. № 202880. (in Russian)
35. Zhidkov MA The experience of start industrial gas cleaning plant of higher hydrocarbons using a vortex effect. Nitric industry. 1981, I. 6, pp. 16–19. (in Russian)
36. Chernov A.N. Research work on the third-flow vortex tube petroleum gas. Proceedings VNIOENG “Refining petroleum gas.” Moscow, VNIOENG Publ., 1981, V. 7, pp. 115–123. (in Russian)
37. Iskhakov R.M. Application of TVT for condensation of heavy hydrocarbons from associated petroleum gas. Gas industry. 1998, I. 7, pp 42–43. (in Russian)
38. Gusev A.P. The system of preparation of associated gas oil extracting to transport with adjustable third-flow vortex tube. Chemical and Petroleum Engineering. 2000, I. 7, pp 16–18. (in Russian)
39. Zhidkov M.A. Interrelation separation and thermodynamic characteristics of the third-flow vortex tubes. Chemical and Petroleum Engineering. 2001, I. 5, pp. 8–11. (in Russian)
40. Tselishchev A.V. Method of calculation and simulation of gas separation process of gas-liquid flow in a countercurrent vortex tube. Cand. Diss. Ufa, 2012. 16 p. (in Russian)
41. Zhidkov M.A. Work third-flow vortex tube as a low-temperature gas-dynamic separator. Oil and Gas Technologies. 2006, I. 11, pp. 3–7. (in Russian)
42. Zelencov A. On Kapitonovskoye field associated gas will not burn. OIL & GAS JOURNAL RUSSIA. 2007, I. 9, pp. 28–31. (in Russian)
43. Zhidkov M. Third-flow vortex tube successfully operated at the Kapitonovskoye field. OIL & GAS JOURNAL RUSSIA. 2008, I. 1–2, pp 42–46. (in Russian)
44. Gusev A. Prepare to transport petroleum gas using third-flow vortex tubes. OIL & GAS JOURNAL. 2007, I. 1–2, pp. 90–95. (in Russian)
45. Zhidkov M.A. Features of the TVT at Dobrinsky field (experience in of commissioning). Oil. Gas. Innovations. 2010, I. 9, pp 6–11. (in Russian)
46. Zhidkov M.A., Bunyadov K.G., Ivanov R.N., Gabdulhakov A.X., Spiridonov V.S., Kirikova O.V., Zhidkov D.A. Thermal efficiency with high flow TVT treatment plants of Komsomolsk petroleum gas field (the experience of commissioning). Oil. Gas. Innovations. 2012, I. 5, pp. 46–52. (in Russian)
47. Bokovikova T.N. Development and investigation of vortex apparatus for the preparation of associated gas to transport. Chemical and Petroleum Engineering. 2011, I. 8, pp. 27–29. (in Russian)
48. Savitskiy S.Y. Laws of process flavoring lower alkanes in the Sc-Ga modified zeolite catalyst. Cand. Diss. Krasnodar, 2012. 23 p. (in Russian)
49. Bindas V.G., Yur'yev E.V. Trokhpotochnaya vikhrevaya truba. Patent RF № 2423168. 2010. (in Russian)
50. Erdelyi J. Wirkung des Zentrifugalkraftfeldes auf des Warmerustand dtr Gase, Erklarung der Ranque-Enscheinung-Forchund. Ingenieurwesens. 1962. Bd. 28. N 6, S. 181–186.
51. Alekseev T.S. On the nature of the Ranque effect. Ing. -fiz. Zh. 1964, V. 7, I. 4, pp. 1121–1130. (in Russian)
52. Webster D.S. An analisis of the Hilsch Vortex Tube. Refr. Engng. 1950. N 2, pp. 16–21. (in Russian)
53. Slavin V.I. The radial pressure field energy transfer - the main cause of thermal separation of the gas flow in the vortex tube. Kuibyshev, Kuai. 1988, pp. 31–34. (in Russian)
54. Kalashnik M.V., Visheratin K.N. Cyclostrophic device in swirling gas flow and vortex effect Ranque. Zh. 2008, m. 133, V. 4, pp. 935–947. (in Russian)
55. Visheratin K.N., Vasiliev V.I., Kalashnik M.V., Sizov N.I. Ranque tube — theoretical and experimental investigation of ways to improve the efficiency. Proceedings of the regional competition of scientific projects in the field of natural sciences. Vol. 14. Kaluga, ANO KSC Publ., 2008, pp 498–506. (in Russian)
56. Vulis L.A. The elementary theory of the Ranque effect. Thermal Engineering. 1962, I. 10, pp 72–77 (in Russian)
57. Dubinskiy M.G. The flow of gas flows in the rotating annuli. Izvestiya AN SSSR, OTN. 1955, I. 11. (in Russian)
58. Fulton C.D. Ranque's Tube. Refrigerating Engineering. Mau. 1950.
59. Barsukov S.I. Vikhrevoy effekt Ranka. Irkutsk, Izdatel'stvo Irkutskogo universiteta Publ., 1983. 121 p. (in Russian)
60. Kuznetsov V.I. Teoriya i raschet efekta Ranka. Omsk, Izdatel'stvo OmGTU Publ., 1995. 217 p. (in Russian)
61. Scheper G.W. The Vortex Tube-internal flow data and a heat transfer theory. Refrigerating Engineering. 1951, V. 59, Oct., pp. 985–988.
62. Gulyayev A.I. Issledovaniye vikhrevogo efekta. Zhurn. Tekhn. fiziki. 1965, V. 35, I. 10, pp. 1869–1881. (in Russian)
63. Schults-Grunow F. Die Wirkungweise des Ranque-wirbelrohres. Kaltetechnik. 1950. Bd. 2, S. 273–284.
64. Khintse I.O. Turbulentnost'. Moscow, Izd-vo fiz.-mat. lit. Publ. 1963. (in Russian)
65. Gol'dshtik M.A. K teorii efekta Ranka (zakruchennyy potok gaza v vikhrevoy kamere). Izv. AN SSSR. Seriya MZHG. 1969, I. 4, pp. 153–162. (in Russian)
66. Gutsol A.F. Ranque effect. Successes of physical sciences. 1997, V. 167, I. 6, pp. 665–687. (in Russian)
67. Fronhlingsdorf W., Unger H. Numerical investigation of the compressible flow and the energy separation in the Ranque-

- Hilsch vortex tube. Int J Heat Mass Transfer, № 42, 1999. P. 415–422.
68. Aljuwayhel N.F., Nellis G.F., Klein S.A. Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model. Int J Refrig, № 28, 2005. P. 442–450.
 69. Mohammad Ameri, Behrooz Behnia. The study of key design parameters effects on the vortex tube performance. Journal of Thermal Science, Vol. 18, N 4, 2009. P. 370–376.
 70. Solov'yev A.A. Chislennoye i fizicheskoye modelirovaniye protsessov energo- i fazorazdeleniya v vikhrevykh trubakh. Cand. Diss., Ufa, 2008, 152 p. (in Russian)
 71. Fuseeva A.A. Numerical modeling of temperature stratification in vortex tubes. Mathematical modeling. 2009, V. 18, I. 9, pp. 113–120. (in Russian)
 72. Safonov V.A. The distribution of molecules in the curvilinear motion of gas. Vortex effect and its industrial application: Materials of III All-Union. scientific and engineering. Conf. Kuibyshev, 1981, pp. 33–36. (in Russian)
 73. Safonov V.A. The formation of dissipative structures in vortex effect. Mathematical methods of the theory of heat transfer, Minsk, IFMO Byelorussian Academy of Sciences, 1984, pp. 128–136. (in Russian)
 74. Nekrofar K.H. Modelling a process of the temperature gas separation (effect Ranque) based on the an extended version of thermodynamics. Cand. Diss., Moscow, 2005, 108 p. (in Russian)
 75. Dyskin L.M. Obosnovaniye, razrabotka i povysheniye sistem osushki i konditsionirovaniya vozdukh s ispol'zovaniyem vikhrevykh trub. Cand. Diss., Leningrad, 1990, 442 p. (in Russian)
 76. Burdyga Y.Y. The thermomechanical method in the investigation of processes in vortex tube. Cand. Diss., Moscow, 2001, 169 p. (in Russian)
 77. Beliaevsky Y. Experimental investigation of a temperature separation effect inside a short vortex chamber. Proceedings of the 9-th International Conference on Heat Transfer. Fluid Mechanics and Thermodynamics. Malta. July 2012, pp. 1482–1487.
 78. Belyavskiy Y.D. Influence of sound on heat transfer in gases. Electronic Journal "Technical Acoustics". 2014, I. 6, pp. 1–14. (in Russian)
 79. Kotelnikov V.I. High-Efficiency Vortex Pipes. TIEES-96, Trabzon, Turkey, ISBN 975–95505–8–X.
 80. Kotelnikov V.I. The Vortex Effect in Transfer of Energy. Sustainable Energy and Environmental Technology, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd, ISBN 981–02–2829–5, Singapore, 1996.
 81. Zhidkov D.A., Ivanov M.V., Devisilov V.A., Zhidkov M.A. Shock-wave (pulsation) manifestations of the process stratification of the gas environment in the vortex tubes Ranque–Hilsch. Chemical Technology, 2015, I. 8, pp. 501–510. (in Russian)

Vortex Technology of Gases Stratification for Ecological Issues Solving in Oil, Gas and Chemical Industries (Review)

D.A. Zhidkov, Postgraduate Student, Bauman Moscow State Technical University, Moscow

V.A. Devisilov, First Deputy Head of Chair, Ph.D. of Engineering, Associate Professor, Bauman Moscow State Technical University, Moscow

One of the important tasks for the Russia's economy and ecology is development and realization of energy and resource saving technologies, allowing the most efficient use of both primary and secondary resources. In oil, gas and chemical industries are widely used processes, in which the potential energy of hydrocarbon or waste gases pressure is either loosing, either recycling with minimum efficiency. The loosing energy should be used for low-temperature purification of waste and prepared gases, thus reducing environmental pollution. One way to solve this problem is to use a vortex technology based on the Rank-Hilsch vortex effect. By efficiency this purification method exceeds manifold standard throttling systems. In this review an analysis related to both theoretical and technological aspects of vortex effect research has been presented. Vortex tubes' different constructions have been considered along with the incoming flow regulation as the one of the important conditions for these tubes' operation and realization in the industry. It has been shown that the realization of the regenerative scheme with vortex tubes will improve the core technology's ecological and economic indicators. A critical review of existing theories related to the Ranque-Hilsch effect has been presented. The development prospects of vortex effect's shock-wave mechanism allowing explain the excessive cooling capacity of triple-flow vortex tubes used for associated petroleum gas preparation for transportation have been considered.

Keywords: vortex effect, ecology, gas purification, double-flow vortex tube, triple-flow vortex tube, vortex unit, cooling capacity, enthalpic balance, natural gas, associated petroleum gas, waste gas, air, condensate, temperature, pressure, flow rate.