

А. В. Тарнопольский

Вихревые
теплоэнергетические устройства

Монография



Пенза
Издательство
Пензенского государственного
университета
2007



Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, заслуженный работник высшей школы,
заведующий кафедрой «Конструирование и компьютерное моделирование
технологического оборудования и машино- и приборостроения»
Саратовского государственного технического университета

Б. М. Бржозовский;

доктор технических наук, профессор, Почетный работник высшего
образования РФ, заведующий кафедрой «Водоснабжение и водоотведение»
Пензенского государственного университета архитектуры и строительства

Б. М. Гришин

Тарнопольский, А. В.

Т21

Вихревые теплоэнергетические устройства : монография / А. В. Тарнопольский. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2007. – 184 с. : ил. – Библиогр. : с. 167–182.

Изложены результаты разработки и исследований комплекса вихревых промышленных теплоэнергетических устройств. Приведены описание и характеристики вихревых труб, гидравлических теплогенераторов и вихревых диспергаторов-распылителей.

Рассмотрены области практического применения вихревых устройств в машиностроении и теплоэнергетике, в том числе для автономного отопления и горячего водоснабжения, для подготовки и подачи в зону резания воздушно-жидкостных аэрозолей смазывающе-охлаждающих технологических сред, приготовления эмульсий, нагрева и активации моющих растворов, а также для кондиционирования и увлажнения воздуха в производственных помещениях и др. Показано, что промышленное применение вихревых теплоэнергетических устройств во многих случаях обеспечивает ресурсосбережение и повышение эффективности производства.

Монография предназначена для специалистов в области машиностроения, промышленной теплоэнергетики, отопления, горячего водоснабжения, кондиционирования и увлажнения воздуха, может быть полезна также аспирантам и студентам машиностроительных и теплоэнергетических специальностей вузов.

УДК 621.7; 628.8

© Тарнопольский А. В., 2007

© Издательство Пензенского государственного университета, 2007

Предисловие

Разработка и промышленное применение вихревых теплоэнергетических устройств, обеспечивающих преобразование энергии в вихревых потоках газообразных и жидких сред, все чаще становятся одним из направлений создания ресурсосберегающих технологических процессов в различных областях производства. Вихревые теплоэнергетические устройства находят практическое применение в качестве циклонов, вихревых охладителей воздуха, горелок, гидравлических теплогенераторов, распылителей, разделителей газовых смесей и др. Многообразие направлений применения закрученного потока и огромное число конструктивных схем устройств, работающих с использованием вихревых потоков, не позволяют унифицировать методику расчёта, затрудняют и удорожают поиск оптимальных решений при разработке новых поколений вихревых устройств.

В настоящей работе сделана попытка обобщить и систематизировать результаты исследований и накопленный опыт в области создания новых видов вихревых преобразователей энергии, а также оборудования и технологических процессов с их использованием. В работе приводится описание новых видов теплоэнергетического оборудования, обеспечивающего ресурсосбережение при его применении в промышленности, ресурсосберегающих технологических процессов обработки материалов резанием при дозированной подаче воздушно-жидкостных аэрозолей СОТС в зону резания, сборки соединений с натягом, методов повышения эффективности технологических процессов очистки и мойки деталей машин перед сборкой, нанесения защитных покрытий, автономного теплоснабжения технологического оборудования путем применения ресурсосберегающего оборудования с использованием вихревых преобразователей энергии.

Благодаря технико-экономическим преимуществам разработанные вихревые устройства и технологии на их основе должны занять

важное место в ряду прогрессивных теплоэнергетических устройств и найти широкое применение в промышленности.

Автор выражает искреннюю признательность директору ООО «Термовихрь» В. М. Пичугину за участие в освоении промышленного производства вихревых устройств, доктору технических наук, профессору Н. Е. Курносову за ценные консультации, инженерам П. А. Цветкову, С. Н. Бурцеву, С. Н. Курносову, А. А. Николотову, А. Г. Елистратовой за участие в разработке вихревых теплоэнергетических устройств и помощь при подготовке монографии к изданию.

Введение

Современные экономические условия требуют инновационного подхода к развитию науки и промышленного производства. В основе такого подхода лежит увеличение доли наукоемкой продукции, востребованной потребителем. Экономика России в настоящее время, в сравнении с индустриально развитыми странами, потребляет энергоресурсов в 3...4 раза больше на единицу произведенной продукции [135]. В связи с этим при решении научных и технологических задач большое внимание должно уделяться разработке энергосберегающих технологий. Работы в данной области соответствуют одному из приоритетных направлений развития науки, технологий и техники Российской Федерации «Энергетика и энергосбережение».

Одним из направлений развития энергосберегающих технологий все чаще становится промышленное применение устройств, обеспечивающих преобразование энергии в вихревых потоках газообразных и жидких сред, и разработка ресурсосберегающих технологических процессов с их использованием. В работе всех видов вихревых преобразователей энергии имеется общее, характерное для всех вихревых устройств свойство, заключающееся в том, что при создании вихревых потоков газа или жидкости в них протекают интенсивные процессы тепло- и массопереноса, изменяющие физические характеристики рабочей среды и ее состояние. При этом энергетическое воздействие на рабочую среду осуществляется за счет различных способов организации и управления вихревым движением потоков.

Вихревое движение потоков газа, жидкости и двухфазных гетерогенных сред сопровождается различными физическими эффектами, среди которых можно выделить наиболее значимые: нагрев или охлаждение рабочих сред, перемешивание и диспергирование разнородных жидкостей или образование двухфазных жидкостно-газовых сред, распыление рабочих сред. Данное обстоятельство объясняется различными свойствами используемых рабочих сред и, соответственно, различными механизмами тепло- и массопереноса в вихревых потоках. Раскрытие этих механизмов и понимание природы процессов, происходящих в вихревых потоках газов, жидкостей и двухфазных жидкостно-газовых вихревых потоках, позволит создать базу для разработки новых вихревых преобразователей энергии, исполь-

зование которых открывает широкие возможности для ресурсосбережения и повышения эффективности ряда промышленных теплоэнергетических устройств и технологических процессов.

Интенсивные процессы тепло- и массопереноса, происходящие в вихревых потоках газов и жидкостей обуславливают все более широкое применение вихревых устройств в различных отраслях народного хозяйства в качестве циклонов, вихревых охладителей воздуха, горелок, гидравлических теплогенераторов, распылителей, разделителей газовых смесей и др. Однако в технологических процессах машиностроительных производств вихревые устройства применяются неоправданно ограничено, хотя сфера их применения может быть весьма широкой. Использование вихревых устройств в технологических процессах машиностроения обеспечит ресурсосбережение за счет повышения производительности обработки, уменьшения энергозатрат, повышения стойкости инструмента и т. д.

К наиболее перспективным областям применения вихревых устройств можно отнести приготовление и подачу в зону резания воздушно-жидкостных аэрозолей смазывающе-охлаждающих технологических сред (СОТС), приготовление стойких мелкодисперсных эмульсий, нагрев и активацию моющих растворов, пузырьково-активаторную мойку деталей или стирку тканей, автономное отопление и горячее водоснабжение помещений и технологического оборудования, кондиционирование и увлажнение воздуха в производственных помещениях и др.

Повышение эффективности технологических процессов машиностроения и промышленного теплотехнического оборудования посредством разработки и применения вихревых преобразователей энергии, обеспечивающих интенсификацию процессов тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов, жидкостей и двухфазных жидкостно-газовых технологических средах и решающих комплекс технологических задач, является актуальной задачей и имеет важное народнохозяйственное значение.

Изучению процессов преобразования энергии, тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов и жидкостей посвятили свои работы зарубежные исследователи R. Corliss [137], R. Hilsch [138], R. Kassner [139], G. J. Ranque [142], W. Scheper [145] и отечественные ученые

В. С. Мартыновский [72–74], М. Г. Дубинский [28–30], А. П. Меркулов [75–78], А. В. Мартынов и В. М. Бродянский [71], А. Д. Сулов [117, 118], А. И. Азаров [2–5], М. А. Гольдштейн [21, 22], Ш. А. Пиралишвили [109–112], В. В. Бирюк [12–14], В. И. Кузнецов [46–47], А. Ф. Гуцол [26], В. В. Фисенко [127, 128], А. А. Халатов [129], Ю. С. Потапов [115], Н. Е. Курносков [48, 49, 54, 58, 60, 61] и целый ряд других исследователей. За последние 30 лет опубликованы многочисленные данные о результатах экспериментальных исследований, в которых наблюдались явления тепло- и массопереноса.

В настоящее время наиболее всесторонне и глубоко исследованы конструкции вихревых труб, получены их термодинамические и геометрические характеристики, определены области их практического применения. Значительно меньше опубликовано результатов исследований вихревых гидравлических теплогенераторов и практически только начинаются исследования нового вида вихревых устройств – вихревых диспергаторов-распылителей жидкости и порошков. При этом необходимо отметить, что весь опыт исследований вихревых процессов показывает сложность их теоретического описания, которое дает в большинстве случаев приблизительные результаты, не учитывающие множество существенных факторов. Однако, несмотря на обширный теоретический и экспериментальный материал, широкое внедрение вихревых преобразователей энергии сдерживается тем, что до сих пор управление механизмами тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов и жидкостей остается серьезной проблемой [21, 22, 76, 78, 110].

Разнообразные эффекты, проявляющиеся в вихревых потоках газов, жидкостей и двухфазных жидкостно-газовых вихревых потоках обусловили возможности широкого использования вихревых устройств в различных областях техники и технологических процессах в целях повышения их эффективности и ресурсосбережения [3–5, 12, 14, 22, 25, 32, 35, 37, 38, 39, 45, 48, 50–57, 65, 71, 72, 75, 77, 80, 107, 113, 115, 117, 119, 121–123, 129, 130].

Как показал анализ публикаций, вихревые трубы находят применение в качестве холодильных агрегатов в кондиционерах, авиационной технике, технологии машиностроения, а также для осушки, очистки и разделения газовых смесей.

Высокая надежность, безопасность и экономичность делают применение вихревых гидравлических теплогенераторов в качестве автономных источников теплоснабжения технологического оборудования, более эффективным по сравнению с существующими видами электронагревателей. Их применение позволит повысить надежность и экономичность работы оборудования, в том числе обеспечит заданный температурный режим гальванических ванн.

Применение небольших по мощности теплогенераторов, работающих в режиме кавитации, обеспечит качественное приготовление в производственных условиях стойких мелкодисперсных эмульсий СОТС, используемых при обработке материалов резанием. В процессе приготовления СОТС с использованием вихревого теплогенератора проявляется синергетический эффект взаимного усиления процессов перемешивания, диспергирования, нагрева, обеззараживания и активации жидкости при движении в вихревых потоках.

— Интенсифицировать процесс стирки тканей, очистки и мойки деталей при ремонте, после механической обработки, перед сборкой и нанесением гальванических покрытий позволит применение гидродинамического вихревого нагревателя жидкости. При подаче моющего раствора электронасосом в вихревой гидродинамический нагреватель в его вихревой камере происходит интенсивный тепло- и массоперенос, при этом создаваемые гидронагревателем вихревые потоки моющего раствора нагреваются, насыщаются мельчайшими паровоздушными пузырьками и при направленной подаче в моечный бак обеспечивают качественную мойку и очистку поверхности деталей, экономию моющих средств.

Одним из эффективных способов повышения производительности процессов механической обработки стала подача в зону резания СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля. Большой вклад в разработку и внедрение данного метода внесли отечественные ученые Ю. Г. Проскуряков [116], Л. В. Худобин и Е. Г. Бердичевский [132], М. Н. Клушин [40] и ряд других исследователей. Была доказана эффективность данного способа подачи СОТС в зону резания. В последние годы способ подачи СОТС в распыленном виде находит все более широкое применение на машиностроительных предприятиях Германии [114]. В 2006 г. в Штутгарте проводилась специализиро-

ванная выставка в области металлообработки на тему «Сухая обработка», т. е. технологии обработки с минимальным использованием смазочно-охлаждающей жидкости (MMS технологии), что свидетельствует о важности и актуальности данной проблемы. Однако применение MMS технологии на предприятиях России крайне ограничено и сдерживается необходимостью применения более сложного оборудования, чем при подаче СОТС поливом. Разрешение данного противоречия стало возможным при использовании разработанных конструкций вихревых диспергаторов-распылителей [92, 101, 102], позволяющих распылять жидкие и порошкообразные материалы. Конструкция устройств очень проста, и для их работы необходим только сжатый воздух; они имеют широкие перспективы использования в технологии обработки материалов резанием для подготовки и подачи в зону резания воздушно-жидкостных аэрозолей распыленных СОТС. При этом за счет эффективного тепло- и массообмена обеспечивается активация охлаждающего, химического и смазочного действия СОТС, в результате чего значительно повышается стойкость режущих инструментов, обеспечивается их существенная экономия и снижение затрат на утилизацию СОТС и стружки.

Вихревые диспергаторы-распылители могут применяться также для дозированного распыления жидких и порошкообразных материалов в целях увлажнения воздуха, окраски изделий, нанесения пленочных и защитных покрытий, например, в технологических процессах нанесения антикоррозионного эмалевого покрытия на стальные трубы.

Создание научно-технических основ для разработки новых видов вихревых преобразователей энергии, позволяющих решать комплекс технологических задач, обеспечивающих повышение эффективности устройств для отопления и горячего водоснабжения, кондиционирования и увлажнения воздуха в производственных помещениях и способствующих повышению эффективности и культуры производства, является актуальной проблемой, имеющей важное народнохозяйственное значение.

При решении поставленных задач разработан ряд вихревых устройств и технологий, обеспечивающих ресурсосбережение и повышение эффективности производства. Все разработки защищены российскими патентами.

1 Особенности конструкции и тенденции развития вихревых теплоэнергетических устройств

Преимущества закрученного течения газообразных и жидких сред известны и хорошо изучены [1, 2, 9, 21, 23, 24, 26, 28–30, 33, 41, 42, 49, 61, 66–69, 71–76, 81, 105, 108, 117, 118, 120, 124, 125, 129, 137, 139, 145]. Они заключаются в наличии сдвиговых напряжений, приводящих к повышенному уровню турбулентности в закрученном потоке по сравнению с прямолинейными струйными течениями, повышенному времени пребывания частицы в потоке, большими возможностями по реализации траекторий движения. Большинство закрученных потоков формируют в вихревых устройствах, которые способствуют интенсификации процессов тепло- и массопереноса и фазовых переходов, происходящих в вихревых потоках газов, жидкостей и жидкостно-газовых сред. Многообразие направлений применения закрученного потока и огромное число конструктивных схем устройств, работающих с использованием вихревых потоков (циклонов, горелок, вихревых труб, гидравлических теплогенераторов, распылителей), не позволяют унифицировать методику расчёта, затрудняют и удорожают поиск оптимальных решений при разработке новых поколений вихревых устройств. В работе известного исследователя вихревых течений Ш. А. Пиралишвили [112] отмечается, что, несмотря на изучение вихревого эффекта свыше семидесяти лет, многое остается неясным и до сих пор не создана адекватная общепризнанная физико-математическая модель.

Понимание природы процессов, происходящих в вихревых потоках газов, жидкостей и двухфазных жидкостно-газовых вихревых потоках, позволит целенаправленно вести разработку нового более совершенного технологического и теплотехнического оборудования с использованием вихревых преобразователей энергии. Работа в данном направлении открывает широкие возможности для ресурсосбережения при организации теплоснабжения объектов и совершенствования технологических операций машиностроительного производства.

1.1 Виды вихревых преобразователей энергии и особенности их конструкции

Вихревые трубы обеспечивают преобразование энергии в вихревых потоках газов. Вихревые преобразователи энергии, обеспечивающие нагрев и охлаждение газообразных сред, а также их разделение на компоненты в результате специальным образом организованного движения потоков в вихревой камере [2, 6, 10, 13, 15, 34, 35, 42, 47, 49, 67, 68, 71, 75, 76, 109–112, 117, 130, 134], в течение последних десятилетий все чаще используются в различных технических объектах. Происходящие при вихревом движении газов интенсивные процессы тепло- и массопереноса обуславливают все более широкое применение вихревых труб в различных отраслях промышленности [3, 4, 14, 20, 25, 32, 35, 37, 38, 48, 53, 77, 78, 80, 113].

Способ осуществления энергетического разделения потока газа в вихревой трубе на два потока с различной температурой получил название по имени его первооткрывателя – эффект Ранка (Ranque G. J.). Ж. Ранк в 1931 г. во Франции получил патент на устройство, известное под названием трубка Ранка, вихревая трубка, аэродинамический или вихревой холодильник, вихревой энергоделитель. Эффект Ранка, или вихревой эффект, заключается в том, что при подаче сжатого воздуха через сопло, тангенциально расположенное относительно цилиндрической вихревой камеры, внутри которой образуются два вихревых потока – периферийный и осевой, в результате энергетического разделения периферийный поток нагревается, а осевой – охлаждается до 30 °С относительно температуры подаваемого сжатого воздуха.

Ж. Ранк предложил два основных типа конструкции вихревой трубы: прямоточную (рисунок 1.1) и противоточную (рисунок 1.2) вихревые трубы.



Рисунок 1.1 – Прямоточная вихревая труба

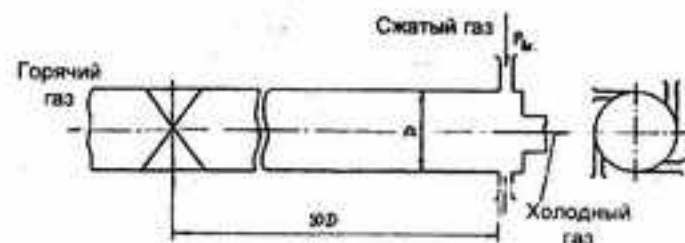


Рисунок 1.2 – Противоточная вихревая труба

В 1933 г. Ж. Ранк сделал доклад на заседании французского физического общества [142], в котором пытался развить центробежную теорию вихревого эффекта. Достигнутый в эксперименте эффект охлаждения примерно в 8 раз превышал предсказываемый теорией, поэтому сообщение изобретателя было встречено с недоверием, опытные данные объявлены ошибкой измерения и об эффекте Ранка забыли.

Второй раз эффект вихревого энергетического разделения газов был открыт во время второй мировой войны профессором Р. Хилшем, который в 1946–1948 гг. опубликовал ряд работ, привлечших к себе внимание в связи с бурным развитием авиационных систем кондиционирования [138]. Турбоохладильники имели в то время адиабатный КПД $\leq 0,3$, их ресурс и надежность не удовлетворяли потребителей, поэтому альтернативные источники охлажденного потока представляли большой интерес.

В пятидесятые годы XX в. появляется ряд работ зарубежных исследователей, посвященных энергетическому разделению в закрученных потоках [137, 139, 145]. В эти же годы в СССР В. С. Мартыновским и его сотрудниками были начаты исследования по изучению эффекта Ранка [72–74]. В 1948–1968 гг. была выдвинута и проверена гипотеза взаимодействия вихрей, выявлены некоторые объекты внедрения, изготовлены и испытаны вихревые трубы. Исследования, проведенные М. Г. Дубинским, завершились созданием ряда оригинальных конструкций и теоретических разработок [28–30]. Но все же возникшие трудности, связанные с малым темпом прироста термодинамической эффективности, привели к значительному сокращению числа исследований.

В дальнейшем работы по вихревому эффекту выполнялись в основном силами советских инженеров и ученых, которые разработали и исследовали ряд новых аппаратов, основанных на вихревом эффекте: А. И. Азаров [2–5], В. В. Бирюк [12–14], Л. А. Вулис [18], М. А. Гольдштик [21, 22], М. А. Жидков [32, 33], Н. Е. Курносов [48, 49, 85], А. В. Мартынов [70, 71], В. С. Мартыновский [72–74], А. П. Меркулов [75–78], Ш. А. Пиралишвили [105, 106, 108–112], А. Д. Сулов [117, 118]. С 1953 г. в Куйбышевском авиационном институте (ныне Самарском государственном аэрокосмическом университете) под руководством А. П. Меркулова проводились работы по исследованию вихревого эффекта и его промышленному применению. В частности, были изобретены вихревые эжектор, сепаратор, ректификатор, разработаны методы расчета вихревых труб. Расширение области применения вихревых аппаратов происходило непрерывно и особенно бурно в семидесятые–восемидесятые годы XX в. Были разработаны конструкции охлаждаемой вихревой трубы [2–5]. Охлаждаемая вихревая труба отличается тем, что имеет один выход. Обычно она снабжена наружным кожухом, в который подается газ или жидкость, охлаждающие корпус вихревой камеры и периферийный горячий вихревой поток. Сжатый газ, поступающий через сопловой ввод, охлаждается на $20...30^\circ$ и выходит через отверстие диафрагмы. Охлаждаемая вихревая труба не обеспечивает больших эффектов охлаждения, но от других вихревых труб отличается максимальной холодопроизводительностью.

В Пензенском государственном университете под руководством Н. Е. Курносова разработаны конструкции вихревых труб, обеспечивающие высокую эффективность температурного разделения при подаче сжатого воздуха давлением до 0,2 МПа (рисунок 1.3).

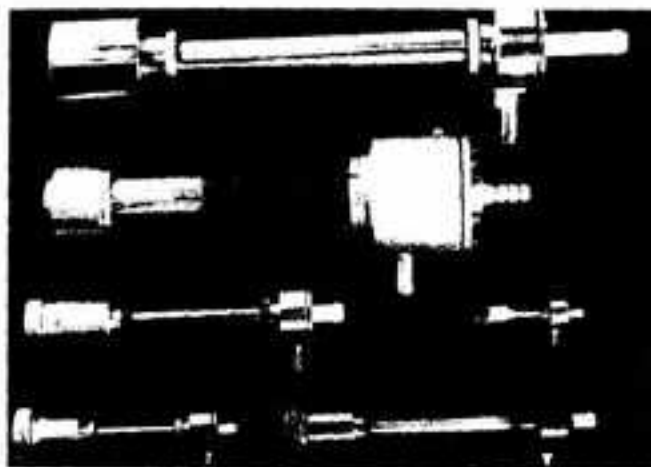


Рисунок 1.3 – Вихревые трубы Н. Е. Курносова

В настоящее время количество работ, посвященных изучению и применению вихревого эффекта Ранка, также растет в связи с расширением области применения вихревых труб. Возможность различного и многофункционального применения закрученных потоков в различных областях техники объясняет интерес к ним широкого круга исследователей.

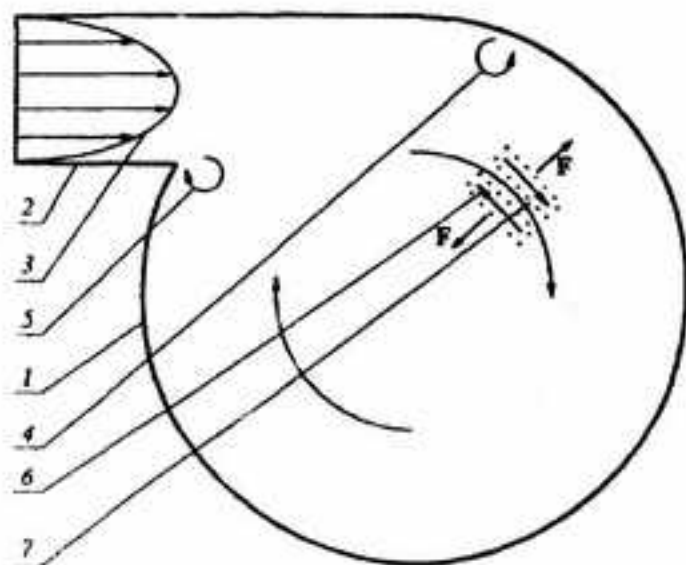
Анализ выполненных исследований вихревых труб показал, что в настоящее время существует несколько моделей процессов, происходящих в вихревых потоках газов. Гипотезы взаимодействия вихрей предлагаются в работах [74, 75, 109]. Рассматривается два вихря: периферийный свободный вихрь и центральный (осевой) вынужденный вихрь. Предполагается, что в сопловом сечении вихревой трубы возникает потенциальное вращательное течение с образованием свободного вихря при втекании сжатого воздуха через тангенциальное сопло. В осевой зоне вихревой камеры формируется вынужденный

вихревой поток. Распределение статической температуры в вихрях по радиусу принимается изотропным.

Процесс энергетического разделения газа в вихревой трубе [75] описывается следующим образом. Энергия турбулентности газа в вихревой трубе используется для осуществления работы охлаждения вынужденного вихря. За счет радиальной составляющей турбулентной пульсационной скорости элементарные объемы перемещаются из-за радиального градиента статического давления. Они адиабатно сжимаются и расширяются, передавая тепло от зоны низкого к зоне высокого статического давления, осуществляя, таким образом, элементарные холодильные циклы. Представляя эти циклы в виде циклов Карно, автор определяет работу, потребную для охлаждения холодного потока от температуры T_0 до температуры T на произвольном радиусе соплового сечения.

На основании исследований [23, 41, 42, 74–76, 81] было сделано предположение, что в основе механизма энергообмена в вихревой трубе лежит турбулентность, которая является источником энергии, обеспечивающей элементарные холодильные циклы, совершаемые турбулентными элементами внутри трубы. На основе центробежной сепарации турбулентных элементов по величине тангенциальной скорости обоснование эффекта Ж. Ранка дано в работе [26]. Суть предлагаемой модели состоит в следующем. Благодаря наличию трения и турбулентности как на выходе из тангенциального сопла, так и в самой трубе имеются элементы потока, двигающиеся с различными скоростями. Эти элементы имеют разную кинетическую энергию. Предполагается, что на одном и том же радиусе (рисунок 1.4) имеются два микрообъема, один из которых имеет положительную пульсацию окружной скорости, а другой – отрицательную. Наличие разных тангенциальных скоростей при одном и том же центростремительном ускорении приведет к разделению этих элементов: более «быстрый» – удалится от центра потока, а более «медленный» – сдвинется к центру. Таким образом, периферийный поток будет обогащаться «быстрым» газом, а центральный – «медленным». В итоге, в центральной области с пониженным статическим давлением соберется заторможенный газ, который испытает в силу низкой теплопроводности практически адиабатическое охлаждение, расширяясь в

условиях падения давления. На периферии более «быстрый», чем исходный, газ испытывает частичное торможение о стенки, что приведет к его нагреву.



1 – стенка трубы; 2 – тангенциальное входное сопло; 3 – профиль скорости газа на входе в вихревую трубу; 4 – микровихрь, образующийся при взаимодействии тангенциального потока с цилиндрической стенкой; 5 – микровихрь, образующийся при взаимодействии тангенциального потока с вихревым течением; 6 – элемент газа с отрицательной пульсацией скорости; 7 – элемент газа с положительной пульсацией скорости; F – результирующая сила

Рисунок 1.4 – Формирование на входе в вихревую трубу турбулентных элементов и их разделение в поле центробежных сил

Таким образом, причиной энергетического разделения газа в вихревых трубах является центробежная сепарация турбулентных элементов по величине тангенциальной скорости. Охлаждение центральных слоев является результатом совместного протекания двух процессов – центробежной сепарации «заторможенных» элементов и их адиабатического расширения.

В качестве основной энергетической характеристики вихревой трубы используются [78] разность температур входящего и холодного потоков газа ΔT_c и относительный массовый расход холодного газа μ

$$\Delta T_c = T_0 - T_c \quad (1.1)$$

$$\mu = Q_c / Q_0, \quad (1.2)$$

где T_0, T_c – соответственно температура входящего и холодного потоков газа;

Q_0, Q_c – соответственно массовый расход входящего и холодного газа.

Другой важной характеристикой вихревой трубы является удельная холодопроизводительность, которая характеризует мощность трубы как холодильника

$$q_c = \mu \Delta T_c c_p, \quad (1.3)$$

где μ – относительный массовый расход холодного газа;

ΔT_c – разность температур входящего и холодного потоков газа;

c_p – теплоемкость газа при постоянном давлении.

Для обобщения данных по эффективности различных вихревых труб очень удобно рассматривать введенную Р. Хилшем [168] безразмерную величину η , называемую температурной эффективностью и представляющую собой отношение получаемой величины охлаждения ΔT_c к эффекту охлаждения ΔT_s (при изэнтропическом расширении газа).

$$\eta = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_s}, \quad (1.4)$$

Величина ΔT_s определяется начальной температурой T_0 , перепадом давлений $n = P_0 / P_c$, показателем адиабаты $k = c_p / c_v$ по известному выражению [1]

$$\Delta T_s = T_0 \left[1 - n^{(1-k)/k} \right]. \quad (1.5)$$

В работе [112] отмечается, что, несмотря на всестороннее изучение вихревого эффекта, многое остается неясным и до сих пор не создана адекватная общепризнанная физико-математическая модель. Поэтому постановка целенаправленных экспериментальных исследований является основным методом изучения таких течений, помогающим исследователям в прикладных задачах использования закрученных потоков газа.

Вихревые гидравлические теплогенераторы являются одним из новых видов вихревых энергетических устройств и применяются в основном для нагрева жидких теплоносителей с целью автономного теплоснабжения различных объектов. Разработаны несколько видов теплогенераторов, различающихся по способу передачи энергии жидкому теплоносителю. Особенности конструкции и структура вихревых теплогенераторов с цилиндрической вихревой камерой хорошо видны на примере конструкции теплогенератора одного из первых разработчиков – Ю. С. Потапова [86, 115].

Основным элементом конструкции вихревого теплового генератора (теплогенератора) является вихревая труба 3, показанная на рисунке 1.5.

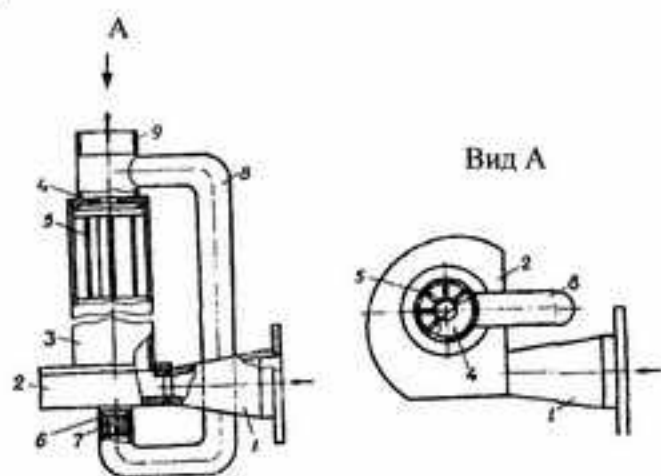


Рисунок 1.5 – Схема вихревой трубы теплогенератора Ю. С. Потапова.

Инжекционный патрубок 1 соединяется с фланцем центробежного насоса (на рисунке 1.5 не показан). Вода подается под давлением 0,4...0,6 МПа. Улитка 2 создает закрученный поток, который далее поступает в цилиндрическую часть вихревой трубы 3, длина которой ориентировочно в 10 раз больше ее диаметра. Центральное отверстие 4 служит для выхода горячего потока. Перед выходом закреплено тормозное устройство 5, выполненное в виде нескольких плоских пластин, радиально приваренных к центральной втулке, расположенной соосно с трубой 3.

При движении вихревого потока в трубе 3 к тормозному устройству 5 в осевой зоне трубы 3 формируется противоток по направлению к штуцеру 6, врезанному в плоскую стенку улитки 2 соосно с трубой 3 и предназначенному для выпуска «холодного» потока. В штуцере 6 установлен спрямитель потока 7, аналогичный тормозному устройству 5. Он служит для частичного превращения кинетической энергии «холодного» потока в тепловую. Выходящий теплый поток по байпасу 8 подается в патрубок 9 вывода горячего потока. Далее нагретая вода поступает на вход жидкостного насоса, при этом часть ее отводится к потребителю. Охлажденная в теплообменных устройствах вода также возвращается на вход насоса.

Более совершенная конструкция вихревого гидравлического теплогенератора в настоящее время производится в ООО «Термовихрь» (г. Пенза) [54–56, 91]. Теплогенератор отличается рядом конструктивных изменений вихревой камеры, обеспечивающих целенаправленное воздействие на характер движения вихревых потоков жидкости. Достоинством данной конструкции является расположение вихревой камеры в теплоизолированной емкости, что уменьшает потери тепла в окружающую среду.

Другим видом гидравлического теплогенератора является гидродинамическая установка фирмы «ТЕКМАШ», схема вихревой камеры которой представлена на рисунке 1.6.



Рисунок 1.6 – Схема работы гидродинамической установки фирмы «ТЕКМАШ» (Украина)

Поток жидкости, подлежащей нагреву, разгоняется насосом и направляется в специальную насадку-смеситель, где скорость его значительно повышается, а давление падает. Одновременно через сопла, расположенные в стенках насадки, в основной поток с большой скоростью внедряются струи той же или другой подмешиваемой жидкости. В результате соударения потоков в жидкости возникают центры парообразования в виде кавитационных микропузырьков, которые уносятся потоком жидкости и растут до размеров в несколько миллиметров. Попадая в зону расширения потока, где его давление возрастает, пузырьки начинают уменьшаться в размерах и схлопываются. Массовая обработка жидкости микроударами приводит к ее нагреву.

Еще один способ превращения энергии движения жидкости в тепло реализован в теплогенераторах «Термер» (рисунок 1.7).

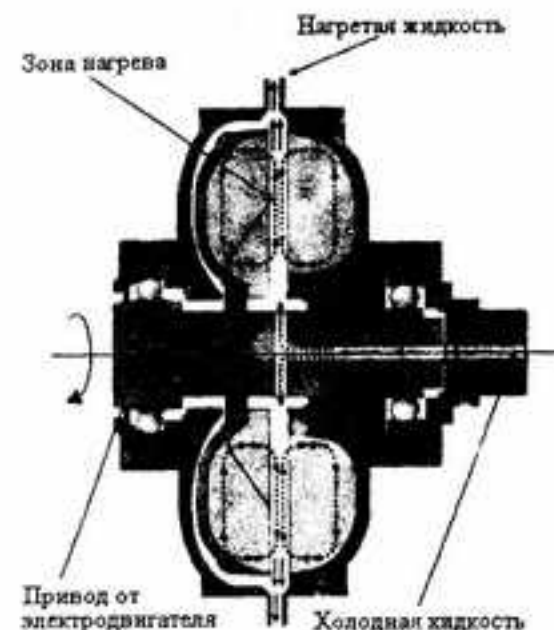


Рисунок 1.7 – Принципиальная схема и принцип работы теплогенератора «Термер» (г. Киев)

Механическая энергия вращения электродвигателя передается на активатор, имеющий радиальные лопатки. Жидкость внутри полости активатора раскручивается, приобретая запас кинетической энергии, и, будучи заторможенной на неподвижных лопатках корпуса, преобразуется в тепло. В данном случае кинетическая энергия множества движущихся потоков жидкости при мгновенных остановках и вследствие внутреннего трения и кавитации превращается в тепловую энергию.

Аналогичный принцип действия имеет кавитационный роторный теплогенератор ООО «Энергия-Сервис» (рисунок 1.8).

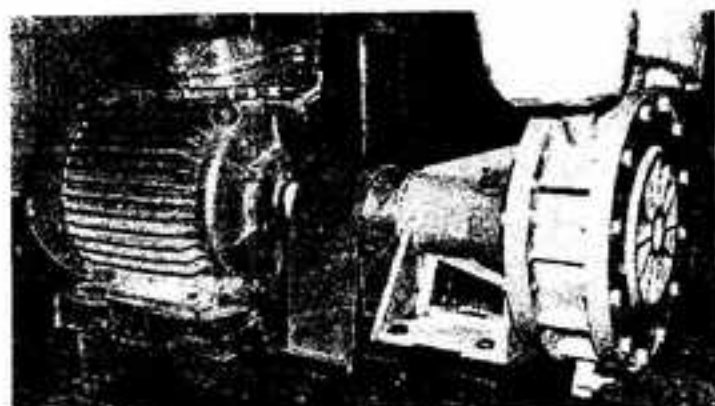


Рисунок 1.8 – Кавитационный роторный теплогенератор
ООО "Энергия-Сервис" (г. Киев)

Большинство современных вихревых теплогенераторов производят нагрев жидкости в результате ее многократной циркуляции по контуру: насос – вихревая камера – насос. При движении потока жидкости в вихревой камере ее температура растет.

Передача тепла от теплогенератора осуществляется с помощью подачи части жидкости к потребителю и возврата охлажденной жидкости для последующей циркуляции. Подобные системы показали свою полную состоятельность и эффективность, проработав много лет в системах отопления и горячего водоснабжения ряда стран СНГ. Вихревые теплогенераторы составили конкуренцию прямым преобразователям электрической энергии в тепловую, так как лишены многих существенных недостатков, присущих водогрейным устройствам с тепловыми электрическими нагревателями.

Основное преимущество вихревых теплогенераторов заключается в том, что с их помощью можно нагревать практически любые жидкости, в то время как ТЭНы требовательны к качеству подогреваемой воды. При использовании в качестве теплоносителя воды отсутствуют жесткие требования по ее подготовке, отсутствуют накипь и отложения на элементах устройства. Имеется возможность работы с использованием различных видов жидких теплоносителей, в том числе незамерзающих, химически агрессивных и пожароопасных.

При повышении давления в системе выше атмосферного, что достигается герметизацией замкнутого водяного контура, температуру воды на выходе из теплогенератора можно существенно повысить. Так при давлении 0,5 МПа температура достигает 150 °С.

Анализ патентной и технической информации показал, что в последние годы можно выделить несколько основных направлений разработки вихревых гидравлических теплогенераторов.

Предлагается увеличить эффективность преобразования энергии за счет введения дополнительных элементов в базовые конструкции теплогенераторов с цилиндрической вихревой камерой: патенты [86–88, 91, 93, 97], а также за счет создания кавитационного режима течения жидкости с последующим преобразованием энергии вихревого движения жидкости в тепловую [62, 89].

Повысить эффективность процесса преобразования механической энергии в тепловую за счет усиления кавитационного режима работы роторно-пульсационного аппарата на резонансной частоте пульсаций потока жидкости через активные элементы предложено в патенте на способ нагрева жидкости [87]. Автором экспериментально выявлен диапазон частот пульсаций потока жидкости в роторно-пульсационном аппарате, в пределах которого имеет место резонансный режим кавитации (3,8...4,8 кГц).

Приведенные материалы показывают, что технический прогресс в области разработки высокоэффективных вихревых теплогенераторов развивается высокими темпами. Данный факт свидетельствует о том, что важное и весьма перспективное для малой энергетики направление устойчиво развивается. Однако механизм тепловыделения при вихревом движении жидкости в теплогенераторе до настоящего времени не имеет общепринятого объяснения. Следовательно, для повышения эффективности работы вихревых гидравлических теплогенераторов необходимо проведение теоретических и экспериментальных исследований.

Устройства для диспергирования и распыления жидкостей различаются принципом действия, производительностью и качеством распыления [16, 27, 82, 83, 92, 101, 102, 129]. Распыление жидкости является сложным физическим процессом, параметры которого зависят от многих факторов. Мелкодисперсное распыление жидкости

обеспечивает интенсивный тепло- и массообмен с окружающей средой и ее эффективное испарение.

Распыляющие устройства, работающие с использованием принципа гидравлического распыления, широко известны под названием гидравлических форсунок [16]. Недостатками этих устройств является то, что дисперсность распыления довольно крупная и неоднородная, затруднено регулирование расхода при заданном качестве диспергирования.

Механическое распыление осуществляется с помощью механизмов, вращающихся от привода. Основными недостатками механического распыления являются высокая стоимость аппарата, необходимость в сложном громоздком приводе, высокая энергоемкость, создание узкого неравномерного горизонтального факела. Кроме того, механические распылители обладают вентилирующим эффектом.

В случае пневматического распыления диспергирование является следствием динамического взаимодействия потока распыляемой жидкости с потоком распыляющего газа. Недостатком этого способа распыления является повышенный расход энергии на распыление (50...60 кВт на тонну жидкости) [83].

При ультразвуковом распылении различают две схемы распыления. В одном случае струя (пленка) жидкости подается на колеблющийся элемент пьезоэлектрического или магнитострикционного генератора, в другом – она подвергается действию ультразвуковых колебаний воздуха. Недостатками этих устройств являются их малая производительность (от 0,5 до 6 литров в час) и необходимость сложного дорогостоящего оборудования.

Новым видом распылителя жидкости является вихревой диспергатор-распылитель [92]. В его основе лежит конструкция самовакуумирующейся вихревой трубы. Создаваемые в устройстве вихревые потоки воздуха обеспечивают эжектирование, диспергирование и мелкое распыление различных по вязкости жидкостей.

Принцип работы вихревого диспергатора-распылителя поясняется схемой, приведенной на рисунке 1.9.

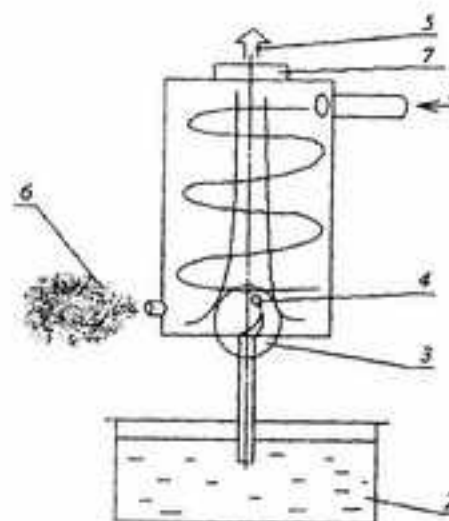


Рисунок 1.9 – Схема вихревого диспергатора-распылителя

При подаче сжатого воздуха через тангенциальный ввод 1 в корпусе распылителя возникают вихревые потоки, при этом в осевой области 3 создается зона разрежения, в которую из емкости через трубопровод поступает жидкость 2. Вихревые потоки диспергируют поступающую жидкость в зоне 4 и распыляют ее через сопло в виде факела мелкодисперсного потока жидкости 6. Часть воздуха, отражаясь от дна рабочей полости, увлажняется и выходит через верхнее отверстие 7. Вследствие действия эффекта Ранка и частичного испарения жидкости температура выходящего воздуха 5 снижается.

Распылитель работает при подаче сжатого воздуха давлением 0,02...0,20 МПа (расход 50...350 л/мин). Расход распыляемой жидкости составляет 70...200 г/мин. Размер капель находится в пределах от 5 до 20 мкм, что обеспечивает эффективный тепло- и массообмен с окружающей средой за счет интенсивного испарения влаги. Разработанная конструкция диспергатора-распылителя весьма проста и может применяться для распыления различных по вязкости жидкостей, а также порошков.

Вихревые устройства для диспергирования и распыления жидкости могут найти применение как элементы систем кондиционирования и устройств для поддержания необходимой влажности воздуха в производственных помещениях [99, 100], а также для подготовки и подачи топливной смеси в тепловых двигателях и тепловых установках [122]. Широкие возможности открываются для их применения в медицине для увлажнения воздуха и аэрогенной иммунизации людей и животных при противоэпидемической иммунизации, для противомикробной обработки помещений и нанесения тонкослойных покрытий на лекарственные препараты, а также для сушки лекарственных материалов при распылении.

1.2 Ресурсосбережение в машиностроении посредством применения вихревых теплоэнергетических устройств

Вихревая технология подготовки и подачи в зону резания смазочно-охлаждающих технологических сред в виде воздушно-жидкостных аэрозолей – новое, перспективное направление ресурсосбережения при механической обработке материалов. При обработке материалов резанием используют большое количество разнообразных СОТС, применение которых удорожает производство изделий, требует дополнительных затрат на очистку деталей и стружки перед ее утилизацией, может вызвать у оператора заболевание кожи и легких. Например, только в течение одного года в металлообрабатывающей промышленности Германии было использовано около 800 тыс. тонн СОТС, применение которых не только удорожает стоимость обработки, но и значительно загрязняет окружающую среду [114]. В связи со все более ужесточающимися требованиями к охране окружающей среды при ликвидации отходов утилизация СОТС в странах Европы стоит сейчас дороже их изготовления. Описанные проблемы делают применение СОТС в механической обработке все менее желательным. Одним из наиболее перспективных направлений сокращения производственных расходов и обеспечения при этом экологической безопасности является внедрение технологии резания с минимальным количеством СОТС при обеспечении высокой производительности и качества обработки. Решение данной задачи по-

зволит без существенных капиталовложений получить значительную экономию средств.

Метод обработки при подаче распыленных СОТС был предложен в 1944 г. Г. И. Покровским. Дальнейшее развитие он получил в работах Ю. Г. Проскурякова [116], Л. В. Худобина и Е. Г. Бердичевского [132], М. Н. Клушина [40] и ряда других исследователей. Была показана эффективность данного способа подачи СОТС в зону резания. Опыт применения технологии механической обработки с минимальной подачей СОТС во многих фирмах Германии (Ludwig Schmitt, IMI Norgren, Daimler Chrysler, BMW-MOTOREN, Ford-Werke и других) на станках с ЧПУ, на ГПС из многоцелевых станков и автоматических линиях показал ее высокую эффективность [114]. Даже ограниченное применение такой технологии показало, что при подаче малого количества СОТС в виде аэрозоля возможна высокопроизводительная обработка на имеющемся оборудовании. Применение такой технологии на отечественном оборудовании весьма ограничено, что объясняется отсутствием надежных, удобных и дешевых устройств для приготовления и подачи в зону резания воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС.

Разрешение данного противоречия стало возможным при использовании нового вихревого диспергатора-распылителя [179], позволяющего распылять жидкие и порошкообразные материалы. Конструкция устройства очень проста, и для его работы необходим только сжатый воздух. На основе вихревых преобразователей энергии выполнена разработка вихревых устройств для подготовки и подачи в зону обработки смазочно-охлаждающих технологических сред в виде воздушно-жидкостных аэрозолей [59, 102, 119]. Совместное применение вихревых труб, обеспечивающих охлаждение воздуха, и диспергаторов-распылителей жидкости имеет широкие перспективы использования в технологии обработки материалов резанием для подготовки и подачи в зону резания воздушно-жидкостных аэрозолей СОТС.

Опыт эксплуатации вихревого устройства для подачи минимального количества аэрозоля СОТС при фрезеровании роторов винтовых компрессоров показал, что при этом за счет активации химического и смазочного действия СОТС стойкость инструмента увеличилась практически в два раза [57, 119, 121, 123].

Автономное теплоснабжение технологического оборудования может обеспечиваться посредством применения вихревых гидравлических теплогенераторов [121]. Высокая надежность, безопасность и экономичность делают применение вихревых гидравлических теплогенераторов, обеспечивающих нагрев жидкости при ее вихревом движении, более эффективным по сравнению с тепловыми электронагревателями (ТЭНами) и паром. При этом они имеют существенное преимущество – возможность нагрева различных по составу и вязкости жидкостей, в том числе загрязненных. Применение вихревых теплогенераторов позволит повысить надежность и экономичность работы оборудования, обеспечивающего заданный температурный режим гальванических ванн.

Качественное приготовление в производственных условиях мелкодисперсных эмульсий СОТС обеспечит применение небольших по мощности теплогенераторов, работающих в режиме кавитации [123]. Решение данной задачи позволит без существенных капиталовложений получить значительную экономию средств на изготовление и поддержание в рабочем состоянии эмульсий различных видов СОТС. В процессе приготовления СОТС с использованием вихревого теплогенератора проявляется синергетический эффект взаимного усиления процессов перемешивания, диспергирования, нагрева, обеззараживания и активации СОТС при движении жидкости в вихревых потоках.

Повысить эффективность технологических процессов очистки и мойки деталей возможно за счет применения вихревых гидравлических теплогенераторов.

Детали машин при ремонте и перед сборкой подвергаются очистке от загрязнений и мойке в специальных моющих машинах. В настоящее время для нагрева моющего раствора используются либо пар, либо ТЭНы, а для интенсификации процесса мойки обеспечивают подачу моющего раствора под давлением. Однако этим устройствам свойственны определенные недостатки, главными из которых являются энергоемкость и невысокая надежность.

Интенсифицировать процесс очистки и мойки деталей при ремонте, после механической обработки, перед сборкой и нанесением гальванических покрытий поверхности позволит применение гидро-

динамического вихревого нагревателя жидкости [121]. Процесс мойки осуществляется потоком моющего раствора, насыщенного пузырьками воздуха, эжектируемого гидронагревателем. Насос центробежного типа подает под давлением моющий раствор в гидронагреватель, который создает поток моющего раствора, циркулирующий в баке. Нагрев моющего раствора производится без применения ТЭНов за счет кавитации в объеме жидкости. Максимальный эффект мойки достигается за счет активации потока моющего раствора всепроникающими пузырьками воздуха. За счет многоциклового комбинированного температурного, гидродинамического и пузырьково-активаторного воздействия потока моющего раствора на изделия и детали снижается расход моющих средств и потребляемой электроэнергии, повышается качество мойки.

Вихревые трубы могут применяться в машиностроении в качестве холодильного агрегата. Они находят применение для охлаждения систем ЧПУ металлорежущих станков [3, 4] и в ряде технологических процессов. Например, на операции сборки соединения с натягом направляющей втулки и корпуса клапана запорной арматуры. Действующий технологический процесс сборки соединения предусматривал нагрев корпуса в печи до температуры 250 °С, выдержку при данной температуре в течение 30...40 минут. Было предложено заменить нагрев корпуса охлаждением втулки с помощью вихревой трубы, которое обеспечило бы соответствующее уменьшение ее диаметра перед запрессовкой. Время охлаждения составляло 40 минут. Охлаждение втулки до минус 40 °С позволило снизить максимальное усилие запрессовки до 7 кН, и отпала необходимость нагрева корпуса и его транспортировки в нагретом состоянии на участок сборки.

1.3 Автономное отопление и горячее водоснабжение с использованием вихревых гидравлических теплогенераторов

Вихревые гидравлические теплогенераторы изначально нашли применение для автономного отопления и горячего водоснабжения жилых, общественных и производственных помещений. Они эффективно используются в местах, где отсутствует централизованное теплоснабжение, а также в районах, где отсутствует снабжение природ-

ным газом, а также в качестве резервной или мобильной системы отопления и горячего водоснабжения на случай чрезвычайных или аварийных ситуаций в системах теплоснабжения. Вихревой теплогенератор может комплектоваться жидкостным насосом с приводом от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания, что обеспечивает мобильность системы теплоснабжения. Блок управления обеспечивает автоматическое поддержание температуры теплоносителя в заданных пределах, при этом теплоноситель подается потребителям либо в традиционные системы водяного отопления, либо в воздушные конвекторы, позволяющие быстро прогреть воздух помещений и просушить одежду.

В ООО «Термовихрь» (г. Пенза) разработана конструкция и освоено промышленное производство ряда вихревых термогенераторов мощностью от 2 до 45 кВт (рисунок 1.10). Конструкция термогенератора имеет патентную защиту, изделия сертифицированы.

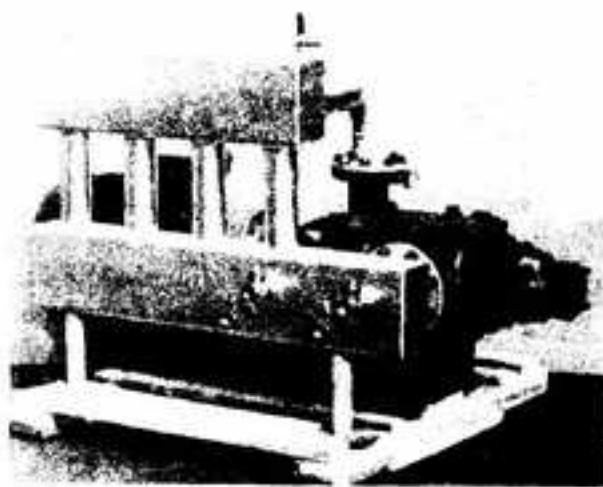


Рисунок 1.10 – Серийный образец вихревого теплогенератора мощностью 45 кВт

Вихревые теплогенераторы могут использоваться в различных вариантах:

- 1 Горячее водоснабжение жилых домов.
- 2 Отопление и горячее водоснабжение объектов, к которым затруднена прокладка теплотрасс (исторические районы городов, парковые зоны и т. п.), а также отдельно стоящих торговых павильонов, мастерских, гаражей, пунктов общественного питания.
- 3 Горячее тепло и водоснабжение технологического оборудования, например гальванических ванн, как непрерывное, так и периодическое.
- 4 Горячее водоснабжение душевых помещений в летних лагерях отдыха, кемпингах, турбазах.

Вихревые теплогенераторы могут составить конкуренцию системам централизованного теплоснабжения, электрическим котлам и водонагревателям, так как отличаются:

- более высокой эффективностью (экономичнее электрических на 20...25 %);
- меньшей величиной потерь тепла при транспортировке потребителю (от ТЭЦ – до 40 %);
- меньшими первоначальными и эксплуатационными затратами (при газификации объектов выполняется проект, подводка газа, монтаж, пуско-наладочные работы, предъявление);
- высоким уровнем безопасности и не требуют специальной подготовки обслуживающего персонала;
- возможностью использования в условиях временного проживания людей (вахтовые поселки, передвижные вагончики для рабочих и др.), так как вместо воды в качестве теплоносителя могут быть использованы незамерзающие жидкости, что позволяет использовать термогенераторы периодически только в случае необходимости.

С использованием вихревых теплогенераторов может быть организовано автономное отопление и горячее водоснабжение объектов, к которым затруднена прокладка теплотрасс (исторические районы городов, парковые зоны и т.п.), отдельно стоящих торговых павильонов, мастерских, гаражей, пунктов общественного питания. Исполь-

зование для этих целей вихревых теплогенераторов позволит при минимальных расходах на эксплуатацию иметь в наличии горячую воду.

1.4 Кондиционеры и увлажнители воздуха испарительно-вихревого типа

Вихревые устройства могут быть использованы в качестве холодильных агрегатов при разработке экологически безопасных кондиционеров воздуха для рабочих мест и кабин большинства видов транспортных средств. В летний период температура воздуха во многих производственных помещениях, а также в кабинах транспортных средств (автомобили, железнодорожные локомотивы, сельскохозяйственные машины), в спецмашинах связи, наведения и т.п., превышает установленные санитарные нормы. Отсутствие комфортных условий в рабочей зоне приводит к повышенной утомляемости, ухудшению внимания, снижению производительности труда и увеличивает вероятность ошибочных действий. Так как от состояния персонала зависит безопасность людей и сохранность материальных ценностей, то кондиционирование воздуха в кабинах автомобилей, железнодорожных локомотивов и других транспортных средств, на рабочих местах операторов не только желательно, но и необходимо.

В настоящее время для охлаждения воздуха при кондиционировании используются компрессионные или парокомпрессионные, термоэлектрические, турбодетандерные, дроссельные, вихревые холодильные машины, а также испарители косвенного или прямого охлаждения [3, 20, 39, 43, 44, 50, 53, 69, 78, 79, 99, 131, 133].

Способ получения холода с использованием компрессионных или парокомпрессионных устройств наиболее распространен из-за относительной простоты, высокого значения холодильного коэффициента и из-за исторически сложившегося направления развития холодильной техники. Основными недостатками парокомпрессионных кондиционеров являются высокая стоимость, низкая надежность при эксплуатации особенно в дорожных или полевых условиях, токсичность используемых хладагентов и отказы при работе в условиях высокой температуры. Кондиционеры, работающие в режиме рециркуляции, например сплит-системы, не обеспечивают подачу в помещение свежего воздуха. При этом в кондиционируемом помещении практиче-

ски отсутствуют отрицательно заряженные ионы воздуха и снижается содержание кислорода, что приводит к дискомфорту и снижению работоспособности людей.

К преимуществам термоэлектрических холодильных агрегатов относятся высокая надежность, стойкость к вибрациям, бесшумность в работе, простота и плавность регулирования и др. К недостаткам следует отнести высокую стоимость, большую потребляемую мощность, в связи с чем область применения термоэлектрических холодильных агрегатов ограничена.

Охлаждение воздуха испарителями косвенного или прямого типа [133] осуществляется за счет испарения воды с их поверхности. В состав устройства охлаждения обычно входят основной блок обдува, косвенно-испарительный блок, вспомогательный блок обдува, увлажнитель. К преимуществам следует отнести невысокую стоимость и низкое энергопотребление, простоту конструкции, надежность работы в условиях повышенной вибрации, простоту в обслуживании. Эффективность работы зависит от погодных и климатических условий: чем меньше влажность воздуха, тем больший эффект охлаждения можно получить.

В системах кондиционирования нашли применение и воздушные холодильные машины (вихревые трубы, дроссели, турбодетандеры) [131].

Основой вихревых кондиционеров воздуха является вихревая труба или устройство, использующее вихревой эффект. Они применяются при решении многих задач, когда возникает периодическая потребность в получении холода. Например, при кондиционировании мобильных объектов и транспортных средств [69], при экстремальных условиях работы: близость открытого пламени, высокая температура, вибрации на объекте и т. д.

Переносная установка для создания микроклимата на основе вихревой трубы, работающей от шахтной пневматической сети при давлении сжатого воздуха $P = 0,5 \dots 0,6$ МПа, применяется в шахтах [20]. Переносные устройства для индивидуального кондиционирования применяют для вентиляции и охлаждения защитных костюмов, скафандров, в частности, космических, и т. п. Они могут обеспечиваться индивидуальными холодильными устройствами, изготовленными на базе вихревых труб. В работе [75] описано одно из таких устройств для регулирования температуры в защитных костюмах.

В случаях, когда создание локальных зон с заданными климатическими параметрами более экономично, чем сооружение установок, обрабатывающих воздух во всем объеме, вихревые холодильные установки выигрывают по сравнению с фреоновыми [20, 43].

Проведенный анализ патентной информации показал, что техническое развитие вихревых кондиционеров происходило в основном за счет использования вихревой трубы в качестве источника для получения холода. При этом, как правило, энергия горячего потока оставалась неостребованной и сбрасывалась, хотя обладала определенным энергетическим потенциалом, так как являлась составляющей общего потока (патенты RU 2004880, 2087333, 1820157, 2171955, 1815540, 1770682).

Разработан вариант вихревого кондиционера для стационарных и мобильных объектов [90] с полным использованием сжатого воздуха давлением 0,2 МПа и реализацией испарительного охлаждения за счет применения вихревого диспергатора-распылителя [92].

При кондиционировании воздуха большое преимущество имеют кондиционеры, обеспечивающие подачу в помещение свежего охлажденного воздуха. Такая возможность появляется при использовании в качестве основного генератора холода вихревой трубы в сочетании с вихревым диспергатором-распылителем жидкости (рисунок 1.11).

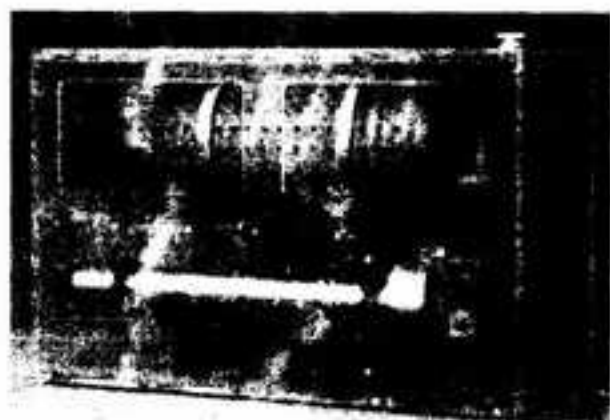


Рисунок 1.11 – Кондиционер испарительно-вихревого типа

Так как удельная поверхность распыленной жидкости в 600...700 раз больше, чем у нераспыленной [40], испарение мельчайших частиц воды интенсифицирует теплоотвод за счет высокой скрытой теплоты парообразования жидкости.

Вихревые увлажнители воздуха на основе вихревых диспергаторов-распылителей жидкости находят применение в ряде отраслей промышленности. Если обогрев, вентиляция, кондиционирование еще обеспечиваются в той или иной степени, то проблема поддержания необходимого уровня влажности в помещениях зачастую решается по остаточному принципу или не решается вовсе. Для человека оптимальная относительная влажность воздуха находится в пределах 40–60 %. Поддержание требуемой влажности воздуха также необходимо для ряда отраслей промышленности, особенно при технологических процессах с наличием гигроскопических материалов. Накопление статического электричества при движении бумаги приводит к слипанию листов, возникают простои оборудования, снижается производительность. При пониженной влажности воздуха нарушается правильный процесс сушки древесины, снижается ее качество и меняются размеры деталей. Все это выливается в огромный процент брака продукции.

Таким образом, разработка и введение в оборот увлажнителя воздуха с целью создания оптимальных параметров влажности в производственных помещениях, защиты от статического электричества, осадения пыли и другого является актуальной задачей. Потребителями таких увлажнителей воздуха могут быть предприятия деревообрабатывающей, текстильной, электронной, пищевой, полиграфической промышленности, медицинские предприятия лечебного и производственного профиля. В настоящее время вихревые увлажнители воздуха используются в технологических процессах при работах со взрывоопасными материалами в целях защиты от статического электричества.

Вихревые климатические системы составят конкуренцию многим известным типам кондиционеров по параметрам надежности, безопасности и цены. На их основе возможна разработка кондиционеров для всех видов транспортных средств: автомобильного, железнодорожного, сельскохозяйственных машин, мобильных установок с

электронной аппаратурой гражданского и двойного назначения (аэродромных навигационных систем, мобильных систем наведения передвигющихся командных пунктов, бронетехники и т. п.).

1.5 Проблемы разработки и промышленного применения вихревых преобразователей энергии

Тенденции развития вихревых преобразователей энергии предполагают решение ряда задач, среди которых можно выделить главные:

1 Разработка новых и повышение эффективности разработанных вихревых промышленных теплоэнергетических устройств.

2 Повышение эффективности производственных процессов и оборудования, обеспечение ресурсосбережения посредством применения вихревых преобразователей энергии.

Эффективность применения вихревых устройств необходимо оценивать путем сравнения показателей базовых и разработанных вариантов. Экспериментальные исследования показателей эффективности энергопреобразования в вихревых потоках газов и жидкостей позволяют определить оптимальные размеры и параметры работы вихревой камеры, при которых эффективности процессов тепло- и массообмена и фазовых переходов были бы наибольшими. В этой связи важность накопления соответствующих опытных данных и их правильный анализ трудно переоценить.

Поскольку физические процессы, происходящие в вихревом диспергаторе-распылителе, весьма сложны, то для их моделирования может быть использован программный продукт COSMOS FloWorks. Данная разработка базируется на последних достижениях вычислительной газо- и гидродинамики, которая позволяет рассчитывать параметры широкого круга различных течений несжимаемых и сжимаемых сред: двумерные и трехмерные, ламинарные, турбулентные и переходные, стационарные и нестационарные, в том числе двухфазные течения с учетом шероховатости стенок, с теплообменом между текучей средой и твердым телом. В основу математической модели COSMOS FloWorks легли уравнения Навье–Стокса, описывающие в нестационарной постановке законы сохранения массы, импульса и

энергии этой среды. Этими уравнениями моделируются турбулентные, ламинарные и переходные течения.

Вихревое движение потоков газа, жидкости и двухфазных гетерогенных сред сопровождается различными физическими эффектами, среди которых можно выделить наиболее значимые: нагрев и охлаждение рабочей среды, образование двухфазных жидкостно-газовых сред, сопровождающееся кавитацией, диспергированием или распылением. Исследования процессов тепло- и массопереноса в вихревых двухфазных газо-жидкостных потоках должны раскрыть закономерности образования мелкодисперсной жидкой фазы в диспергаторе-распылителе, энергетические затраты на ее образование, характеристики дисперсности жидкой фазы и способствовать разработке методики проектирования вихревых диспергаторов-распылителей. В связи с особенностями процессов тепло- и массопереноса в вихревых потоках жидкости и сложностью исследования их характеристик непосредственно внутри вихревой камеры в основу методики экспериментальных исследований могут быть положены эксперименты на оптически прозрачной вихревой камере, позволяющие визуально наблюдать характер и поведение вихревых потоков.

Определены и постоянно расширяются области возможного применения вихревых преобразователей энергии в различных технологических процессах, что объясняется различными свойствами используемых рабочих тел и, соответственно, различными физическими эффектами и механизмами тепло- и массопереноса в вихревых потоках. Раскрытие механизмов и понимание природы процессов, происходящих в вихревых потоках газов, жидкостей и двухфазных жидкостно-газовых вихревых потоках, позволит создать базу для разработки новых вихревых преобразователей энергии, использование которых открывает широкие возможности ресурсосбережения и повышения эффективности ряда теплоэнергетических устройств и технологических процессов с их использованием.

Таким образом, дальнейшее развитие вихревых теплотехнических устройств предполагает решение широкого спектра практических задач по их разработке, оптимизации конструкции и режимов работы, расширению областей их применения в различных отраслях народного хозяйства.

2 Вихревые охладители воздуха

2.1 Способы формирования вихревых потоков и теплоэнергетические характеристики вихревой трубы

Вихревые потоки газов формируются различными способами, обеспечивающими их закручивание [21, 24, 71, 81, 112, 117, 129, 134]. В вихревых трубах потоки газов могут быть закручены специальными устройствами (завихрителями), которые придают потоку вращательную составляющую скорости. Наличие вращательной составляющей скорости приводит к возникновению в потоке центробежных массовых сил и образованию радиального градиента статического давления. При этом вектор скорости закрученного потока отклоняется от осевого направления, а его основной характеристикой является угол закрутки между вектором суммарной скорости потока и осью канала.

На практике встречаются завихрители различных типов [112]. Здесь и далее рассматриваются только завихрители тангенциального типа, обеспечивающие формирование вихревых потоков в вихревой камере (рисунок 2.1).

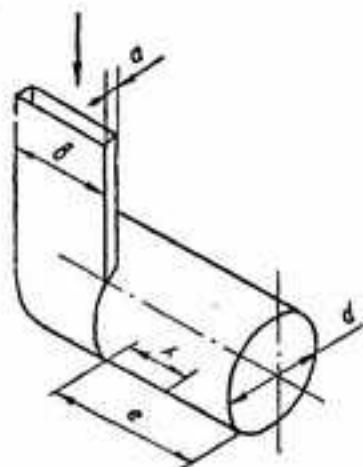


Рисунок 2.1 – Тангенциальный завихритель.

Тангенциальный завихритель – наиболее простое и распространенное устройство. Форма подводящих каналов в завихрителях может быть прямоугольной, круглой, овальной и т. д. Число подводящих каналов изменяется от одного до четырех, с их увеличением степень угловой неравномерности скорости после завихрителя уменьшается. Основными геометрическими параметрами тангенциальных завихрителей являются ширина b и высота a подводящего канала, диаметр d и длина отводящего патрубка l . В качестве геометрического параметра закрутки такого завихрителя используется безразмерный комплекс $n^* = d(d - a)/ab$ [9].

В завихрителях тангенциального типа подвод потока в канал осуществляется без осевой составляющей скорости. Раскручивание потока и формирование поступательно-вращательного движения происходит на длине канала, равной 1...2 диаметрам трубы.

Аэродинамика потока в цилиндрических каналах малой длины ($l/d = 0,5...2,5$) характеризуется специфическими особенностями, которые могут использоваться для организации и интенсификации процессов тепло- и массообмена. При истечении закрученного потока в среду той же физической природы (газ в газ) возникают нестационарные (пульсирующие) режимы течения, характеризующиеся формированием крупномасштабных периодических пульсаций давления и скорости, которые охватывают течение в камере и в окружающей среде [125].

При течении потока через завихритель возникают потери давления на входе и выходе, а также внутри завихрителя. Входные потери имеют место вследствие внезапного уменьшения площади поперечного сечения потока и изменения направления его движения. Выходные потери обусловлены внезапным расширением площади поперечного сечения, изменением направления потока и перемешиванием дискретных струй, вытекающих из каналов завихрителя. Потери давления внутри завихрителя обусловлены трением потока о стенки канала и завихрителя, изменением скорости потока по длине каналов завихрителя, неравномерностью поля скорости внутри завихрителя, вследствие возникновения вторичных трений, а также трехмерным характером течения в каналах завихрителя и др.

Расчет отдельных составляющих потерь давления вызывает серьезные трудности вследствие трехмерного характера течения, высокого уровня турбулентности, возникновения отрывных областей и других причин. В связи с этим подавляющее большинство формул для расчета гидравлического сопротивления завихрителей получено экспериментальным методом. При этом они учитывают, как правило, суммарно все виды потерь в виде местного коэффициента сопротивления.

В качестве основной энергетической характеристики вихревой трубы используются разность температур входящего и холодного потоков газа ΔT_c и относительный массовый расход холодного газа μ [78]

$$\Delta T_c = T_0 - T_c, \quad (2.1)$$

$$\mu = Q_c / Q_0, \quad (2.2)$$

где T_0, T_c – температура входящего и холодного потоков газа;

Q_0, Q_c – массовый расход исходного и холодного газа, соответственно.

Удельная холодопроизводительность характеризует мощность вихревой трубы как холодильника

$$q_c = \mu \Delta T_c c_p, \quad (2.3)$$

где μ – относительный массовый расход холодного газа;

ΔT_c – разность температур входящего и холодного потоков газа;

c_p – теплоемкость газа при постоянном давлении.

Относительный диаметр отверстия диафрагмы для выхода холодного газа [78]

$$d_c / D = 0,45, \quad (2.4)$$

или в общем случае,

$$d_c / D = 0,350 + 0,313 \mu, \quad (2.5)$$

где доля холодного воздуха μ берется из рабочего диапазона для вихревой трубы $0,2 < \mu < 0,8$.

Относительная площадь проходного сечения входного сопла определяется из соотношения

$$0,085 < 4S_0 / \pi D^2 < 0,1. \quad (2.6)$$

При этом используется одно сопло, имеющее прямоугольное сечение, ширина b и высота h которого имеют отношение $b/h = 2$, а само сопло построено в виде улитки по спирали Архимеда.

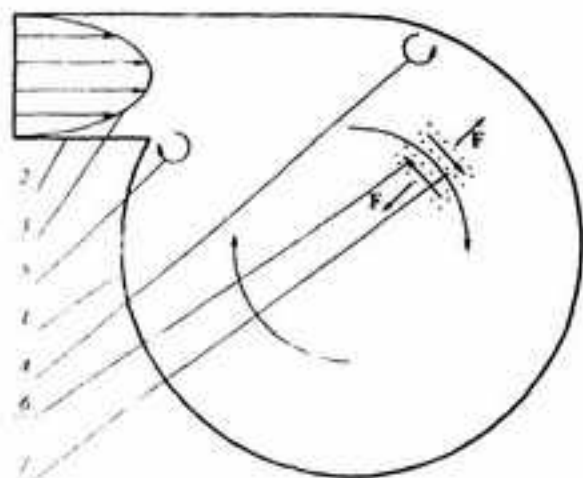
Как было отмечено в наших работах [48, 49], на эффективность температурного разделения газов в вихревой трубе существенное влияние оказывает качество внутренней поверхности вихревой камеры. При создании условий для снижения сил трения свободного вихря о стенки вихревой камеры интенсивность закрутки вихревого потока сохраняется практически на всей длине вихревой камеры постоянной. Образование вынужденного осевого вихревого потока более интенсивно происходит под воздействием развихрителя, разрушающего периферийный вихревой поток. При этом в процессе перехода в приосевую область элементы газа интенсивно турбулизируются. Высокая турбулентная вязкость вынуждает приосевую поток вращаться по закону твердого тела. Обратный осевой поток по мере продвижения к сопловому сечению закручивается более интенсивным свободным вихрем.

Кроме передачи кинетической энергии вращения от свободного к вынужденному вихрю, между ними происходит интенсивный турбулентный теплообмен при высоком градиенте статического давления, нормального к средней скорости движения потока. Благодаря наличию трения и турбулентности как на выходе из тангенциального сопла, так и в самой трубе имеются элементы потока, двигающиеся с различными скоростями. Эти элементы имеют разную кинетическую энергию. Радиальное перемещение турбулентного элемента газа происходит за счёт радиальной турбулентной пульсационной скорости. Попадая при этом в зону более высокого или низкого давления, элемент будет адиабатно сжиматься или расширяться.

На основании исследований [23, 41, 42, 74, 75, 81] было сделано предположение, что в основе механизма энергообмена в вихревой трубе лежит турбулентность, которая является источником энергии, обеспечивающей элементарные холодильные циклы, совершаемые турбулентными элементами внутри трубы. Суть предлагаемой модели энергетического разделения газов состоит в следующем. Благодаря наличию трения потока газа о стенки соплового ввода и резкому изменению сечения канала на выходе из тангенциального сопла создается турбулентность вихревого потока, которая затем распростра-

няется по всей длине вихревой камеры. В вихревом потоке имеются турбулентные элементы, двигающиеся с различными скоростями. Эти элементы имеют разную кинетическую энергию.

За счет различия скоростей произойдет разделение элементов: обладающие более высокой скоростью и энергией смещаются к периферии (к стенке) вихревой камеры, а элементы с меньшей скоростью будут смещаться в осевую зону (рисунок 2.2).



1 – стенка трубы; 2 – тангенциальное входное сопло; 3 – профиль скорости газа на входе в вихревую трубу; 4, 5 – микровихри, образующиеся при взаимодействии периферийного потока газа с цилиндрической стенкой и с осевым потоком; 6, 7 – элементы потока с отрицательной и положительной пульсирующей скоростью; F – результирующая сила

Рисунок 2.2 – Формирование на входе в вихревую трубу турбулентных элементов

В итоге, в центральной области с пониженным статическим давлением будет образовываться вихревой поток с малой кинетической энергией, который испытывает, расширяясь в условиях падения давления, в силу низкой теплопроводности, практически адиабатическое охлаждение. В периферийный вихревой поток будут смещаться турбулизированные элементы газа с более высокой тангенциальной скоростью и обладающие более высокой кинетической энергией, что при

ведет к нагреву периферийного потока. При этом в осевой зоне вихревой камеры будет снижаться статическое давление, что приведет к еще более интенсивному охлаждению осевого потока. Если после перемещения температура элемента газа окажется отличной от температуры окружающих его элементов, то произойдет нагревание или охлаждение их, т. е. турбулентные элементы совершают холодильные циклы, отдавая тепло периферийным слоям, источником механической энергии является турбулентность.

Как было отмечено, при проведении исследований на вихревых камерах, изготовленных из различных материалов, при использовании материала с минимальным коэффициентом трения наблюдается наибольшая эффективность температурного разделения. Данный факт объясняется тем, что при малом коэффициенте трения сохраняется высокая тангенциальная скорость периферийного вихревого потока, которая способствует притоку в периферийный поток элементов газа с высокой тангенциальной скоростью и более высокой кинетической энергией. При этом увеличивается эффективность разделения турбулизированных элементов газа по периферийной и осевой зонам вихревой камеры, что повышает и эффективность температурного разделения газа в вихревой трубе.

Тормоз-развихритель, установленный на выходе периферийного потока из вихревой камеры, обеспечивает дополнительную турбулизацию потоков, усиливающую центробежную сепарацию турбулентных элементов по величине тангенциальной скорости. При этом также происходит разделение элементов газа, обладающих различной скоростью и энергией, и элементы с малой скоростью будут смещаться в осевую зону, увеличивая эффективность температурного разделения потоков.

2.2 Моделирование геометрических параметров вихревой трубы

В алгоритме построения математической модели вихревой трубы можно выделить следующие этапы: задание исходных данных, расчет геометрических размеров вихревой трубы, введение необходимых поправок.

Исходными данными для расчета вихревого охладителя воздуха являются требуемые температура холодного потока T_x , холодопроизводительность Q_x и давление P_x холодного потока. Давление P_0 , температура T_0 и относительная влажность ϕ_0 набегающего потока задаются и корректируются, исходя из данных о внешней среде.

По условиям отвода тепла от охлаждаемого объекта задается допустимая величина изобарного подогрева ΔT_k холодного потока при теплообмене с охлаждаемым объектом.

По этим величинам и известной величине изобарной теплоемкости C_p газа определяется требуемый массовый расход холодного потока

$$G_x = \frac{W}{C_p \Delta T_k}, \quad (2.7)$$

где W – мощность тепловыделения;

ΔT_k – допустимая величина изобарного подогрева;

C_p – теплоемкость газа.

Для расчета геометрических размеров вначале определяются предполагаемая степень расширения газа

$$\pi = \frac{P_0}{P_x} \quad (2.8)$$

и относительная температура холодного потока

$$\Theta_x = \frac{T_x}{T_0}. \quad (2.9)$$

Далее, в первом приближении, вычисляются размеры вихревой трубы, для чего по полученным значениям Θ_x и π из обобщенных характеристик определяется требуемое значение доли μ холодного потока (наибольшее для данного значения π), и подсчитывается требуемый общий расход сжатого газа

$$G = \frac{G_x}{\mu}. \quad (2.10)$$

По общему расходу и параметрам входа определяется площадь проходного сечения сопла. Если располагаемая степень расшире-

ния $\pi > 4$, в сопловом сечении имеет место критическое истечение и площадь сопла подсчитывается по выражению [78]

$$F_{кр} = \frac{G \sqrt{RT_0}}{\alpha P_0} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}. \quad (2.11)$$

Здесь α – коэффициент расхода сопла, согласно исследованиям [21, 111] составляет величину 0,95...0,96. При использовании в качестве рабочего тела воздуха (показатель адиабаты $k = 1,4$; газовая постоянная $R = 287$ Дж/кг·К) и подстановке P_0 в барах, выражение (2.11) приводится к виду

$$F_{кр} = \frac{G \sqrt{T_0}}{0,38 P_0} \cdot 100. \quad (2.12)$$

При степени расширения газа $\pi < 4$ скорость истечения из сопла докритическая и с учетом того, что оптимальный режим работы вихревой трубы соответствует нулевой осевой скорости холодного потока на оси вихря соплового сечения, т. е. режиму, когда давление на оси вихря равно давлению холодного потока, скорость истечения определяется по выражению

$$v_0^2 = \frac{kRT_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (2.13)$$

где k – показатель адиабаты;

R – газовая постоянная;

T_0 – температура подаваемого сжатого воздуха.

Определение площади проходного сечения сопла при докритическом истечении проводится с помощью газодинамической функции приведенного расхода $q(\lambda)$

$$q(\lambda) = \lambda \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}. \quad (2.14)$$

По значению этой функции легко определяется площадь проходного сечения сопла при докритическом истечении

$$F_c = \frac{F_{кр}}{q(\lambda)}. \quad (2.15)$$

Здесь $F_{кр}$ подсчитывается по выражению (2.12).

При использовании прямоугольных тангенциальных входных сопел рекомендуется принимать их осевую ширину b вдвое большей их высоты h по выражениям

$$h = \sqrt{\frac{F_c}{2i}} \text{ и } b = \frac{F_c}{ih}. \quad (2.16)$$

Для определения диаметра D вихревой трубы необходимо задать значением относительной площади сопла $\overline{F_c}$. Она не играет определяющей роли, но может быть оптимизирована из соображений, вытекающих из полученных ранее аналитических зависимостей.

Для систем охлаждения при умеренных степенях расширения и давления холодного потока (близкого к атмосферному) оптимальным значением относительной площади сопла следует считать $\overline{F_c} = 0,09$ [78]. Для умеренных давлений сжатого воздуха на входе вихревой трубы $0,2 < P_0 < 0,6$ МПа, степенях расширения $2 < \pi < 6$ и массовых долях холодного потока $0,2 < \mu < 0,8$ рекомендовано принимать значения $0,09 < \overline{F_c} < 0,10$. При высоких давлениях $0,6 < P_0 < 1,2$ МПа на входе, степенях расширения $\pi > 6$ и массовых долях холодного потока $0,5 < \mu < 1,0$ принимают $0,07 < \overline{F_c} < 0,09$. При низком давлении $P_0 < 0,1$ МПа на входе (например, высотные условия), умеренных μ и π принимают $0,1 < \overline{F_c} < 0,2$. Увеличение $\overline{F_c}$ несколько увеличивает эффект охлаждения холодного потока при малых μ (снижает эффект подмешивания пограничного слоя), но уменьшает эффект охлаждения при больших μ (повышает осевые скорости и уровень давления в

вихревой зоне). По расчетному значению F_c и принятой величине $\overline{F_c}$ определяется диаметр вихревой трубы

$$D = \sqrt{\frac{4F_c}{3,14\overline{F_c}}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_c}{\overline{F_c}}}. \quad (2.17)$$

Диаметр отверстия диафрагмы подсчитывается по выражению

$$d_z = (0,350 + 0,313 \mu) D. \quad (2.18)$$

Длина вихревой зоны L обычно принимается равной девяти диаметрам D вихревой трубы. Тогда вихревая зона на горячем конце должна быть ограничена спрямляющей крестовиной. В случае автономной работы вихревой трубы этих величин оказывается достаточно для полного расчета. Таким образом, при заданных параметрах P_0 и T_0 сжатого газа и давления P_x холодного потока обобщенные характеристики совместно с выражением (2.17) позволяют определить все требуемые параметры выходящих из вихревой трубы потоков.

При работе вихревой трубы на влажном сжатом газе (воздухе) необходимо вводить поправку на влажность, так как она оказывает заметное влияние на получаемый эффект охлаждения. Так как температура холодного потока снижается ниже температуры точки росы влажного газа, то введение поправки оказывается обязательным, потому что поправка становится соизмеримой с получаемым эффектом охлаждения. Ощутимость поправки в случаях конденсации и замерзания влаги объясняется высокими значениями теплоты фазовых превращений воды, что даже при небольшом влагосодержании приводит к заметным температурным эффектам.

В работе [78] приводится зависимость между влагосодержанием d , относительной влажностью φ и давлением P_{s0} насыщенного пара в сжатом газе

$$d_0 = \frac{R}{R_n} \frac{\varphi_0 P_{s0}}{P_0 - \varphi_0 P_{s0}}, \quad (2.19)$$

где R , R_n – газовые постоянные сжатого газа и водяного пара, соответственно;

P_0 – давление сжатого воздуха;

φ_0 – относительная влажность сжатого воздуха;

P_{s0} – давление насыщенного пара в сжатом воздухе.

Давление P_{s0} насыщенного пара в этом выражении соответствует полной температуре T_0 сжатого газа.

В процессе конденсации и замерзания влаги, содержащейся в 1 кг влажного газа, выделяется тепло

$$q = (d_0 - d_x) (i_0 - i_x), \quad (2.20)$$

где i_0, i_x – удельные энтальпии воды при температуре T_0 и T_x , соответственно;

d_0, d_x – влагосодержание сжатого воздуха и холодного потока, соответственно.

После прохождения через температуру точки росы холодный поток всегда будет иметь влагосодержание d_x , соответствующее насыщенному влажному газу ($\varphi_x = 1$).

Выражение для потери эффекта охлаждения холодного потока за счет влажности сжатого газа имеет вид

$$\delta = \frac{R(i_0 - i_x)}{R_n C_p P_0} (\varphi_0 P_{s0} - P_{sx}). \quad (2.21)$$

Так как P_{s0} является функцией температуры T_0 сжатого газа, то поправка δ заметно увеличивается с возрастанием температуры T_0 и относительной влажности φ_0 и уменьшается с ростом давления P_0 .

Влияние влажности особенно существенно при малых давлениях сжатого воздуха, когда создаваемый в вихревой трубе эффект охлаждения оказывается соизмеримым с его потерями за счет влажности.

2.3 Методика расчета геометрических параметров и теплоэнергетических характеристик вихревых охладителей воздуха

В основу регулирования холодо- и теплопроизводительности заложено изменение удельного расхода холодного потока μ путем изменения диаметра диафрагм холодной и горячей составляющей. С учетом соотношений теплоэнергетических параметров вихревых ох-

ладителей (таблица 2.1) в редакторе Microsoft Excel составлены программы расчета основных геометрических размеров элементов вихревого охладителя по требуемой холодопроизводительности.

Т а б л и ц а 2.1 – Соотношения теплоэнергетических характеристик вихревой трубы

Удельный весовой расход холодного потока	$\mu = (T_{гор} - T_{хх}) / (T_{гор} - T_{ххх});$ $\mu = \Delta T_{гор} / (\Delta T_{гор} + \Delta T_{ххх})$
Холодопроизводительность	$Q_{ххх} = C_p (T_{хх} - T_{ххх}) G_{ххх}, \text{ Вт},$ где $G_{ххх} = \mu G_{хх}, \text{ кг/с}$
Теплопроизводительность	$Q_{гор} = C_p (T_{гор} - T_{хх}) G_{гор}, \text{ Вт},$ где $G_{гор} = G_{хх} - G_{ххх}, \text{ кг/с}$
Температурный перепад, °C	$\Delta T_{ххх} = T_{хх} - T_{ххх};$ $\Delta T_{гор} = T_{гор} - T_{хх}$

Пример расчета вихревой трубы, обеспечивающей холодопроизводительность 1 000 Вт при давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры 0,4 МПа, приведен в таблице 2.2.

Т а б л и ц а 2.2 – Расчет конструктивных параметров вихревой трубы по требуемой холодопроизводительности 1 000 Вт

μ	0,2
Холодопроизводительность, Вт	1000
Давление газа на входе сопла, Атм	4
Температура входного воздуха, °C	20
Снижение температуры, °C	
Расход воздуха, кг/с ($\text{м}^3/\text{ч}$)	0,050 (34,6)
Площадь сопла, мм^2	55,92
Высота сопла, мм	5,3
Ширина сопла, мм	10,6
Диаметр вихревой зоны, мм	27
Длина вихревой трубы, мм	246
Диаметр диафрагмы холодной, мм	15,5
Диаметр подводного штуцера, мм	11
Диаметр диафрагмы горячей, мм	10,4
Диаметр штуцера холодного, мм	17,1
Диаметр штуцера горячего, мм	11,4

Задавая показатели, помеченные темным фоном, можно рассчитать размеры всех элементов конструкции вихревой трубы. Требуемую холодопроизводительность обеспечит вихревая труба диаметром 27 мм и длиной 246 мм при расходе воздуха 34,6 м³/ч. Здесь же приведены результаты расчета размеров основных элементов вихревой трубы.

2.4 Эффективность процессов тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов

Выполненный в предыдущем разделе анализ теплоэнергетических характеристик вихревой трубы показал, что расчеты параметров вихревых труб могут быть только приблизительными. Большое количество конструктивных решений, направленных на оптимизацию вихревой трубы как холодильного агрегата, делает необходимым экспериментальную проверку расчетных размеров и, как правило, регулировку ряда определяющих параметров.

В качестве объектов для исследований и анализа была выбрана вихревая труба с диаметром вихревой камеры 12 мм (рисунок 2.3).



Рисунок 2.3 – Внешний вид вихревой трубы для экспериментальных исследований

Вихревая труба имеет цилиндрическую вихревую камеру длиной 108 мм. Входное сопло выполнено в форме улитки с профилем в вид

спирали Архимеда, приведенный условный диаметр сопла равен 7 мм. Диаметр холодной диафрагмы при проведении экспериментов принимался равным: $D1 = 5$ мм, $D2 = 6$ мм, $D3 = 7$ мм. Тормозное устройство было выполнено в виде крестовины с лопастями различной длины: $L1 = 18$ мм, $L2 = 26$ мм, $L3 = 50$ мм. Величина открытия дросселя на выходе горячего потока принималась: $K1$ – минимальная, $K2$ – средняя, $K3$ – максимальная.

При проведении экспериментальных исследований ставились задачи анализа и обобщения теории и практики управления процессами тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов, исследования процессов тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов, взаимосвязи теплоэнергетических характеристик вихревой трубы с ее конструктивным исполнением и параметрами рабочей среды, оптимизации энергетических характеристик вихревых труб принятых диаметров.

Для регистрации характера вихревых потоков выполняли фотографии вихревых потоков на оптически прозрачной модели вихревой камеры (рисунок 2.4). Для визуализации вихревых потоков в вихревую камеру вместе со сжатым воздухом подавали небольшое количество красящей жидкости, которая оставляла на внутренней поверхности вихревой камеры следы, соответствующие траектории движения периферийного вихревого потока.



Рисунок 2.4 – Оптически прозрачный корпус вихревой камеры с разнхрителем в виде крестовины и следами вихревого потока

По результатам экспериментов для вихревой трубы диаметром 12 мм построена графическая зависимость температур холодного и горячего потоков для различных условий работы (рисунок 2.5).



Рисунок 2.5 – Характеристика интенсивности температурного разделения при давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры 0,2 МПа

При давлении сжатого воздуха 0,2 МПа наиболее глубокое охлаждение вихревого потока (на 29 °С относительно температуры воздуха на входе вихревой камеры) наблюдается при сочетании диафрагмы $D\bar{3} = 7$ мм с большой длиной лопастей крестовины тормоза $L3 = 50$ мм при максимальном открытии дросселя КЗ. Отмечено, что максимальная эффективность процесса теплопереноса в вихревых потоках (максимальное снижение и повышение температуры потоков) наблюдается одновременно в обоих потоках. Обращает на себя внимание существенное отличие значений изменения температуры холодного и горячего потоков при различных сочетаниях размера диафрагмы на выходе холодного потока, величины открытия дросселя горячего потока и длины крестовины тормозного устройства.

Анализ полученных результатов позволяет сделать выводы о том, что при работе вихревой трубы имеют место явления резонанса или совпадения частоты колебаний вихревых потоков при принятом давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры. При наличии резонансных явлений активизируются процессы турбулизации вихревых потоков и повышается эффективность температурного разделения. Размеры диафрагмы в сочетании с длиной вихревой камеры, се-

чением дросселя и длиной лопастей тормоза определяют скорость и характер вихревых потоков. Можно отметить тенденцию увеличения эффективности охлаждения вихревого потока в осевой зоне вихревой камеры при использовании тормоза с лопастями большой длины $L3 = 50$ мм и при увеличении диаметра диафрагмы холодного потока с 5 до 7 мм.

Траектория движения периферийного вихревого потока представляет собой винтовую линию с изменяющимся шагом по длине вихревой камеры (рисунок 2.6).

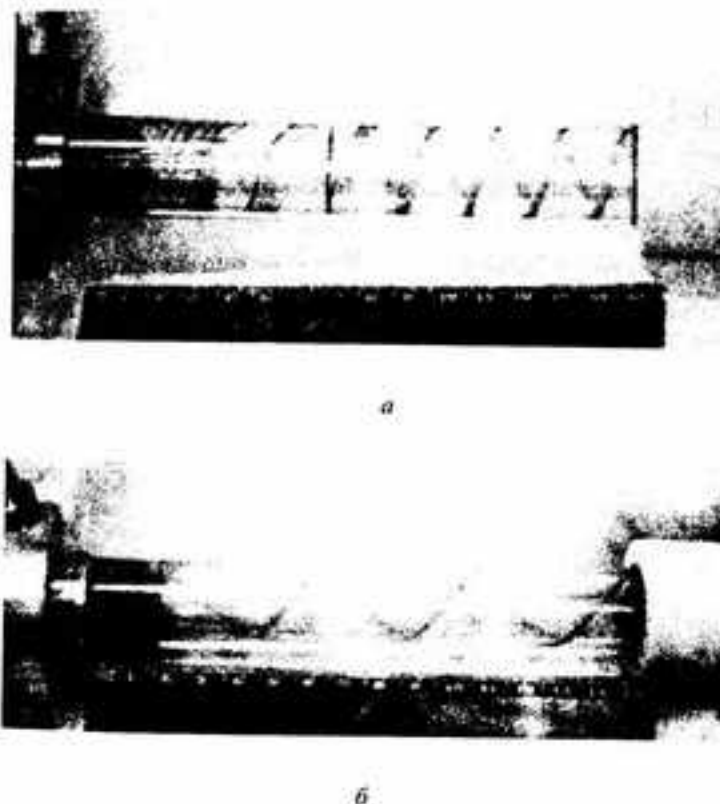


Рисунок 2.6 – Траектории движения периферийного вихревого потока

При изменении размеров основных элементов вихревой камеры (длина камеры, диаметр диафрагмы, длина лопастей тормоза, величина открытия дросселя) наблюдается изменение шага винтовой линии, по которой движется периферийный вихревой поток. Снижение скорости вихревых потоков происходит при уменьшении площади проходного сечения дросселя (см. рисунок 2.6,а), при этом уменьшается и шаг винтовой линии, по которой движется вихревой поток. При открытии дросселя уменьшается сопротивление на выходе периферийного потока и растет шаг траектории его движения (см. рисунок 2.6,б). Характер контакта периферийного вихревого потока с лопастями тормоза и параметры осевого холодного потока определяются длиной вихревой зоны, длиной лопастей крестовины тормоза и размером проходного сечения дросселя.

Изменение давления сжатого воздуха на входе в вихревой камеры существенно влияет на начальную скорость вихревого потока, а, следовательно, и шага винтовой траектории движения периферийного вихревого потока.

Вихревые энергоразделители необходимо проектировать с учетом полученных результатов. Такие параметры, как диаметр и длина вихревой зоны, диаметр диафрагмы холодного потока, длина лопастей крестовины тормоза, должны рассчитываться, а положение тормоза по оси вихревой камеры и величина открытия дросселя горячего потока должны подбираться при регулировке вихревой трубы по оптимальной температуре холодного потока или холодопроизводительности.

Теплоэнергетические характеристики вихревого охладителя воздуха диаметром 33 мм определялись экспериментально по аналогичной методике. В конструкции вихревой трубы было предусмотрено изменение диафрагм холодного и горячего потоков.

Анализ зависимости температуры холодного и горячего потоков, удельного расхода холодного потока от давления сжатого воздуха на входе в вихревой камеры при различных размерах диафрагм показал, что влияние величины давления сжатого воздуха и соотношения размеров диафрагм на эффективность температурного разделения в вихревой камере весьма существенно (рисунки 2.7, 2.8).

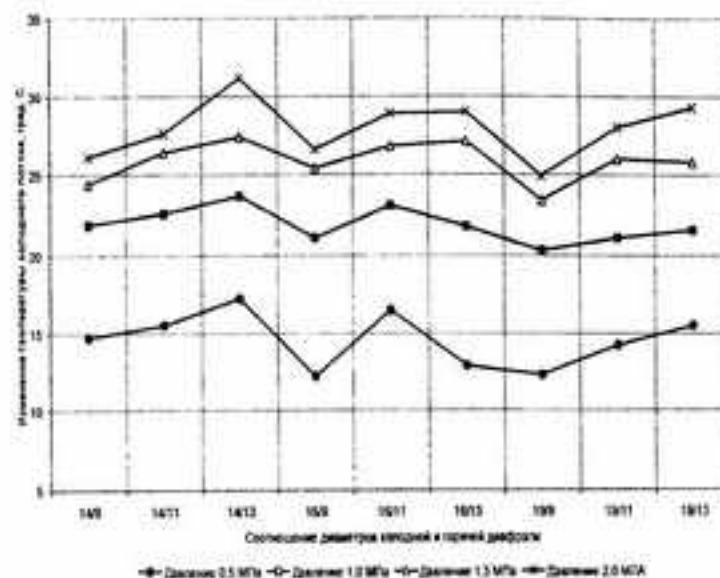


Рисунок 2.7 – Температурная эффективность вихревой трубы диаметром 33 мм

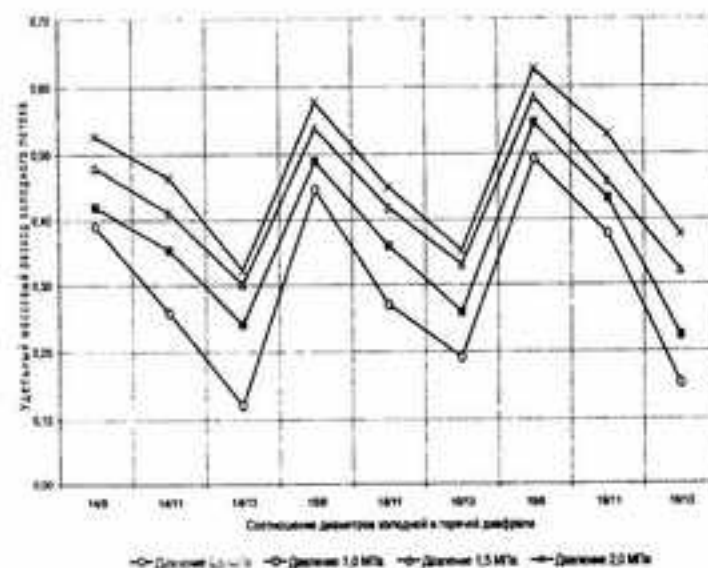


Рисунок 2.8 – Удельный массовый расход холодного потока μ в вихревой трубе диаметром 33 мм

Отмечен важный фактор роста удельного расхода холодного потока μ с увеличением давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры. Таким образом, увеличение давления на входе вихревой камеры повышает теплоэнергетическую эффективность вихревой трубы и за счет роста эффекта температурного разделения, и за счет увеличения доли холодного потока. При этом должна расти и холодопроизводительность вихревой трубы. Соотношение размеров отверстий диафрагм практически однозначно определяет величину удельного расхода холодного потока μ при постоянном давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры. Как и следовало ожидать, условия работы вихревой трубы, обеспечивающие максимальную холодопроизводительность, соответствуют условиям максимально большой доли холодного потока μ .

Таким образом, в результате исследований установлено, что изменение размеров основных элементов вихревой камеры (длины камеры, диаметра диафрагмы, длины лопастей тормоза, величины открытия дросселя) влечет изменение траектории движения периферийного вихревого потока и позволяет управлять параметрами осевого потока, а также процессами тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов. Доказано, что длина лопастей крестовины тормоза оказывает существенное влияние на характер вихревых потоков и на эффективность температурного разделения. По результатам исследований оптимальной является большая длина лопастей, которую можно задавать как функцию диаметра и длины вихревой камеры $L_d = (0,030 \dots 0,035) D L$ или приблизительно 4...5 диаметров вихревой трубы $L_d \approx (4 \dots 5) D$. При оптимальной длине лопастей тормоза в вихревой камере наблюдается появление вибраций, что свидетельствует о наличии резонанса при совпадении частот колебаний вихревых потоков. Данный режим работы вихревой трубы отличается наибольшей эффективностью процессов теплопереноса в вихревых однофазных потоках. Доказана высокая эффективность разработанной конструкции вихревой трубы. Снижение температуры осевого потока достигает 30 °C и 45 °C при давлении сжатого воздуха 0,2 МПа и 0,4 МПа, соответственно, что обеспечивает более высокую холодопроизводительность и ресурсосбережение.

Такие параметры вихревых энергоразделителей, как диаметр и длина вихревой зоны, диаметр диафрагмы холодного потока, длина

лопастей крестовины тормоза, должны проектироваться с учетом полученных результатов исследований, а положение тормоза по оси вихревой камеры и величина открытия дросселя горячего потока должны подбираться при регулировке вихревой трубы по оптимальной температуре холодного потока или холодопроизводительности. Материал для изготовления вихревой камеры должен выбираться с наименьшим коэффициентом трения на внутренней поверхности вихревой трубы, так как при этом тангенциальная скорость периферийного вихревого потока сохраняется до момента контакта с тормозом-развихрителем, за счет чего обеспечиваются высокая степень турбулизации осевого вихревого потока и наибольшая эффективность температурного разделения.

3 Вихревые гидравлические теплогенераторы

В известных конструкциях гидравлических теплогенераторов нагрев жидкости обеспечивается при её вихревом течении. Закономерности течения вихревых потоков жидкостей существенно отличаются от хорошо изученных осевых потоков [127, 128]. Закрученные вихревые потоки жидкости характеризуются интенсивными процессами тепло- и массопереноса, сопровождаются нагревом жидкости интенсивным перемешиванием и диспергированием разнородных составляющих рабочей среды. Именно эти отличия обуславливают перспективы широкого применения закрученных потоков жидкости для решения ряда практических задач [31, 54–56, 115, 119–123, 129] в частности, для автономного отопления и горячего водоснабжения теплоснабжения технологического оборудования, приготовления мелкодисперсных эмульсий, моющих растворов, мойки и очистки деталей перед сборкой и др.

Вихревые потоки в жидкостях возникают, как правило, при обтекании жидкостью различных препятствий вследствие образования перепада давлений. Интенсивность вихрей зависит в основном от скорости обтекания и формы препятствий. В предельных случаях вихревое течение жидкости сопровождается кавитацией. Кавитация – это нарушение сплошности внутри жидкости, т. е. образование в ней полостей, заполненных паром, газом или их смесью. Она возникает в результате местного понижения давления в жидкости ниже критического значения, которое приблизительно равно давлению насыщенного пара этой жидкости при данной температуре. Понижение давления может происходить вследствие местного повышения скорости в потоке жидкости (гидродинамическая кавитация) или вследствие прохождения в жидкости акустических волн (акустическая кавитация).

3.1 Способы формирования вихревых потоков в жидкостях

Большинство известных конструкций гидравлических теплогенераторов обеспечивают вихревое течение жидкости, в результате чего она нагревается. Они отличаются рядом конструктивных изменений

вихревой камеры, сопловых вводов, тормозных устройств, обеспечивающих вихревой характер движения потоков жидкости. Среди них можно выделить конструкции на основе вихревой трубы с цилиндрической или конической вихревой камерой и тангенциальным сопловым вводом, обеспечивающим создание закрученных вихревых потоков в вихревой камере [55, 56, 86, 88, 91, 93, 115]. При движении вихревых потоков в осевой зоне вихревой камеры вследствие падения давления происходит разрыв сплошности жидкости и образуются кавитационные пузырьки.

Второй тип устройств для создания вихревых потоков жидкости работает с использованием известного явления понижения давления жидкости при увеличении скорости её движения. Поток жидкости разгоняется насосом и направляется в специальную насадку-смеситель в форме сопла Лаваля, где скорость жидкости значительно повышается, а давление падает. Одновременно через сопла, расположенные в стенках насадки, в основной поток с большой скоростью внедряются струи той же или другой жидкости. В результате соударения потоков в жидкости возникают центры парообразования в виде кавитационных микропузырьков.

Еще один способ превращения энергии движения жидкости в тепло реализован в теплогенераторах, где механическая энергия вращения электродвигателя передается на активатор, имеющий радиальные лопасти. Жидкость внутри полости активатора раскручивается, приобретая запас кинетической энергии. При торможении жидкости на неподвижных элементах корпуса возникают интенсивные вихревые потоки. При этом кинетическая энергия множества вихревых потоков жидкости вследствие внутреннего трения и кавитации превращается в тепловую энергию.

Проведенный анализ научных публикаций [24, 62, 66, 94, 126, 129] и патентные исследования показали, что в вихревых гидравлических теплогенераторах превращение механической энергии в тепловую осуществляется, главным образом, за счет вихревого течения ассоциированной жидкости в режиме кавитации. При этом однофазная жидкая среда превращается в двухфазный жидкостно-газовый вихревой поток и снова в однофазную жидкость. Двухфазное газожидкостное течение может сопровождаться фазовыми превращениями

ми – конденсацией и испарением. При двухфазном течении происходит взаимодействие фаз путём обмена массой, импульсом и энергией, характер которого зависит от формы, массовой доли, физических свойств и размеров включений (жидких или пузырьков). При двухфазном течении процессы трения, теплообмена, характер распространения звука, интенсивность ударных волн существенно иные, чем при течении однородных смесей.

Эффективность работы гидравлических теплогенераторов во многом зависит от их конструктивных особенностей, а также от правильного подхода к возможности сочетания в нем вихревого и кавитационного режимов движения потока жидкости, обеспечивающих интенсивные процессы тепло- и массопереноса [31, 86, 88, 89, 94, 96, 115, 120]. Создание кавитационного режима течения жидкости с последующим преобразованием энергии вихревого движения жидкости в тепловую обеспечивает наибольшую эффективность работы теплогенератора. При многократной циркуляции ограниченного объема жидкости по контуру «насос – вихревая камера – насос» ее температура повышается. Важными характеристиками вихревого гидравлического теплогенератора являются автономность и возможность его многофункционального использования.

В дальнейшем будем рассматривать работу вихревого гидравлического теплогенератора с цилиндрической вихревой камерой, вихревые потоки жидкости в которой формируются с использованием тангенциально расположенного соплового ввода. Данный тип теплогенератора имеет наиболее простую конструкцию, технологичен в изготовлении и обеспечивает эффективный нагрев жидкого теплоносителя.

3.2 Теоретический анализ процессов тепловыделения в вихревых потоках жидкости

При движении вихревого потока жидкости в цилиндрической вихревой камере характер энергетического воздействия на жидкость может изменяться за счет различных способов организации её движения. Вихревой поток может быть однофазным или двухфазным жидкостно-газовым. При высокой интенсивности закручивания по-

тока наблюдается разрыв сплошности жидкости, вначале с образованием двухфазной жидкостно-газовой среды, а затем полого газового канала, расположенного в осевой зоне вихревой камеры, что подтвердилось в результате визуальных наблюдений при проведении экспериментальных исследований. При увеличении сечения отверстия в торцевой стенке вихревой камеры для выхода вихревого потока его скорость увеличивается и в осевой зоне в результате снижения давления происходит разрыв сплошности жидкости с образованием парогазового канала. Установка тормоза-развихрителя на торцевой стенке вихревой камеры перед отверстием для выхода жидкости способствует интенсивной турбулизации вихревого потока, что в сочетании с разрывом сплошности жидкости способствует образованию в осевой области обширной зоны, заполненной вращающейся парогазожидкостной средой.

В отличие от газов, у которых молекулы движутся хаотически, некоторые жидкости, например вода, имеют сложные надмолекулярные структуры, в которых отдельные молекулы частично образуют многомолекулярные объединения – ассоциаты и совместно существуют в динамическом равновесии. Причиной образования ассоциатов могут являться некомпенсированные водородные связи.

Внутренняя энергия ассоциата будет складываться из кинетической энергии E_k и потенциальной энергии взаимодействия E_p его молекул

$$E^{in} = E_k + E_p. \quad (3.1)$$

Кинетическая энергия E_k включает в себя энергию поступательного E_k^{post} и вращательного $E_k^{вр}$ движения

$$E_k = E_k^{post} + E_k^{вр}. \quad (3.2)$$

Молекулы жидкости удерживаются вместе силами притяжения, которые действуют на больших расстояниях r и определяют ее прочность на разрыв. На очень малых расстояниях между молекулами жидкости действуют силы отталкивания, определяя тем самым ее несжимаемость. Таким образом, энергия взаимодействия между молекулами зависит от расстояния r между ними. Она имеет мини-

мальное значение при $r = d$ (где d – равновесное расстояние между молекулами, на котором силы притяжения уравновешены силами отталкивания). При $r > d$ и $r < d$ энергия взаимодействия E_p возрастает (рисунок 3.1).

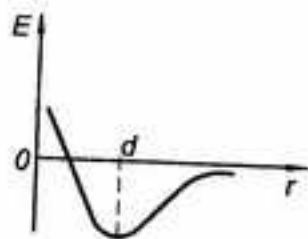


Рисунок 3.1 – Зависимость сил межмолекулярного взаимодействия от расстояния между молекулами

Если поток жидкости (воды) заставить вращаться в вихревой камере, то на собственный механический момент молекулы жидкости $\vec{L}$ будет накладываться внешний механический момент вращательного движения $\vec{L}_{\text{внешн}}$. Среди молекул всегда найдутся такие, у которых вектор $\vec{L}$ совпадает по направлению с вектором $\vec{L}_{\text{внешн}}$, а у других, наоборот, вектор $\vec{L}$ будет иметь противоположное направление. В результате за счет закручивания потока происходит образование микровихрей, отличающихся друг от друга суммарным моментом импульса $\sum_i (\vec{L} + \vec{L}_{\text{внешн}})$.

Образование микровихрей приводит к разрыву сплошности жидкости и образованию зародышей кавитационных пузырьков. В местах турбулентного течения жидкости с большими скоростями и малыми давлениями начинается рост этих кавитационных пузырьков за счет испарения жидкости, т. е. за счет перехода из жидкой фазы в газовую фазу. В результате возникает двухфазная жидкостно-газовая среда.

С энергетической точки зрения, данное явление можно охарактеризовать существенным возрастанием внутренней энергии ассоциата

$E^{\text{ан}}$ за счет увеличения кинетической энергии E_k . При этом может оказаться, что внутренняя энергия ассоциата будет больше внутренней энергии его составных частей. Действительно,

$$E^{\text{ан}} = E_1^{\text{ан}} + E_2^{\text{ан}} + \dots + (E_{k1} + E_{k2} + \dots), \quad (3.3)$$

где $E_1^{\text{ан}}, E_2^{\text{ан}}, \dots$ – внутренние энергии составных частей ассоциата.

Так как сумма кинетических энергий составных частей ассоциата сугубо положительная величина $(E_{k1} + E_{k2} + \dots) > 0$, то

$$E^{\text{ан}} > E_1^{\text{ан}} + E_2^{\text{ан}} + \dots \quad (3.4)$$

Следовательно, произойдет развал ассоциата (разрыв связей его составных частей) на отдельные более мелкие частицы и, возможно, на отдельные молекулы.

Создание кавитационного режима течения жидкости с последующим преобразованием энергии вихревого движения жидкости в тепловую обеспечивает наибольшую эффективность работы теплогенератора. Жидкость, используемая в качестве рабочей среды в большинстве теплогенераторов, имеет сложную надмолекулярную структуру, в которой отдельные молекулы частично образуют объединения-ассоциаты и совместно существуют в динамическом равновесии. Для каждого равновесного природного состояния, характеризуемого определенным набором термодинамических параметров, всегда существует определенное отношение концентраций молекул и объединений-ассоциатов. Объединения-ассоциаты образуются за счет некомпенсированных водородных связей молекул воды с энергетикой от 2,5 до 6,5 ккал/моль [126]. Для воды соотношение между мономерными и связанными в ассоциаты молекулами составляет

$$N_{\text{св}} / N_{\text{ас}} = e^{-500/RT}, \quad (3.5)$$

где $N_{\text{св}}, N_{\text{ас}}$ – концентрация свободных и ассоциированных молекул;

500 – энергия активации переходного процесса, кал;

R – газовая постоянная;

T – абсолютная температура.

Для воды в нормальных условиях выражение (3.5) дает величину соотношения концентраций $N_{св} / N_{жс} = 0,408$.

Процесс нагрева жидкости при вихревом движении обеспечивается выделением тепла в результате разрыва и восстановления межмолекулярных водородных связей воды, которое происходит при создании условий для кавитации в вихревой камере. В результате кавитации при вихревом движении жидкости происходит ее нагрев, сопровождающийся разрывом межмолекулярных связей. Возвращение воды к исходной структуре при выходе из вихревой камеры связано со снижением её температуры и идет с меньшей скоростью, поэтому вклад дополнительной энергии в нагрев воды за счет восстановления межмолекулярных связей несколько меньше. Данный процесс должен реализовываться в виде эффекта последствия, т. е. выделение тепла должно происходить в самих трубопроводах и теплообменниках при остывании воды, причем из-за небольшой скорости этот процесс идет медленно и растянут по времени. Данное заключение нашло подтверждение при испытаниях теплогенератора, подключенного к системе отопления, когда температура теплоносителя повышалась на 3...4 °С после выключения теплогенератора в течение 2...3 минут. Из сказанного следует, что выделение тепла связано не только с затратой работы устройств, создающих высокие давления жидкости, но и с изменением внутреннего состояния жидкости, ее надмолекулярной структуры.

В контексте со сказанным возможны два источника выделения тепловой энергии.

Первый источник – это кавитационные пузырьки. При этом жидкость в пузырьках переходит в критическое состояние, когда отсутствует всякое различие между жидкой и газообразной фазами. В критическом состоянии жидкость имеет максимальный объем и минимальное давление, а газ (пар), наоборот, имеет максимальное давление и минимальный объем. Плотность жидкости в критическом состоянии минимальна, а пара – максимальна. При критической температуре коэффициент поверхностного натяжения жидкости равен нулю, т. е. отсутствуют силы межмолекулярного сцепления, и теплота парообразования жидкости также равна нулю. Происходит полный разрыв межмолекулярных связей воды, переходящей в газообразное

состояние внутри кавитационных пузырьков. При температурах ниже критической вещество может существовать (в зависимости от давления) либо в жидком, либо в газообразном состоянии или находиться одновременно в виде двух фаз: жидкости и насыщенного пара, образуя парогАЗОЖИДКОСТНУЮ среду. В местах, где скорость потока жидкости резко уменьшается, а давление, соответственно, увеличивается, происходит переход жидкости из критического в обычное состояние. Он сопровождается схлопыванием кавитационных пузырьков и выделением большого количества тепла. Таким образом, места схлопывания пузырьков являются источником тепловой энергии.

Второй источник – это фазовые переходы. Микровихри с минимальным суммарным моментом импульса располагаются вблизи оси вихревой трубы, создавая наибольшее нарушение сплошности. Давление в этих местах существенно снижается, из-за чего происходит испарение жидкости и образование гомогенной двухфазной парожидкостной среды. В местах торможения такого потока паровая фаза переходит в жидкую, т. е. наблюдается процесс конденсации пара, который сопровождается выделением тепла. За счет большого градиента давления (плотности потока жидкости) по сечению вихревой трубы (минимальное давление вблизи оси трубы и максимальное у ее стенок) это тепло будет передаваться в плотные слои жидкости. Таким образом, места конденсации жидкости также являются источником тепловой энергии.

Оптимальная структура вихря, которая формируется в вихревых теплогенераторах, выполненных в виде «трубы Ранка», образуется в виде закрученной спирали по периферии трубы и разрежением по центру трубы. В слоях жидкости, контактирующих со стенками вихревой камеры, за счет сил трения образуется пристеночное вихревое течение, снижающее тангенциальную составляющую периферийного потока. При этом уменьшается разрежение вихревого потока в осевой зоне. Для эффективного тепло- и массопереноса необходимо обеспечить условия для разрыва сплошности жидкости и усиленную турбулизацию вихревого потока, сообщив ему максимально высокую скорость до момента набегания на лопасти тормоза-развихрителя. Для этого внутренняя поверхность вихревой камеры должна быть

выполнена с минимальным коэффициентом трения за счет подбора соответствующего материала и его обработки.

При вихревом течении закрученных потоков жидкости проявляются несколько физических эффектов: нагрев, перемешивание и диспергирование разнородных жидкостей, образование двухфазных жидкостно-газовых сред, разрыв межмолекулярных связей в воде и др. В результате взаимного усиления указанных эффектов в вихревых потоках жидкости протекают интенсивные процессы тепло- и массопереноса, изменяющие физические характеристики рабочей среды и ее состояние.

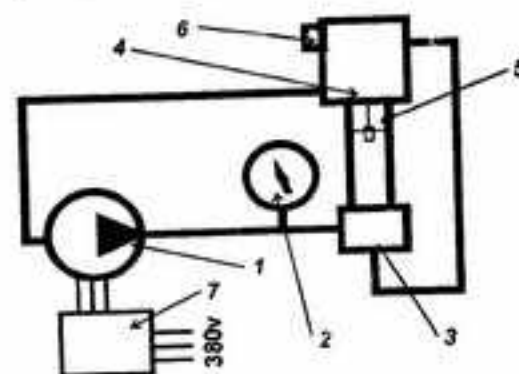
3.3 Теплоэнергетические характеристики вихревых гидравлических теплогенераторов

В основу методологии исследований теплоэнергетических характеристик вихревых гидравлических теплогенераторов положено сочетание теоретических и экспериментальных исследований, позволяющих определить соотношения размеров и конструкционные особенности завихрителя, вихревой камеры и тормоза-развихрителя потока, а также режимы работы, которые обеспечат максимальную эффективность процессов тепловыделения. При проведении экспериментальных исследований большой вклад в изучение характера вихревых потоков вносят визуальные наблюдения, позволяющие увязать условия формирования вихревых потоков, их структуру и эффективность тепло- и массопереноса.

При проведении исследований ставились цели – изучить характер вихревых потоков в зависимости от конструкции и размеров основных элементов вихревой камеры, установить связь характера вихревых потоков с эффективностью процессов тепло- и массопереноса. В качестве показателей эффективности были приняты скорости нагрева теплоносителя V_n ($^{\circ}\text{C}/\text{мин}$) и удельные затраты энергии на нагрев теплоносителя $W_{уд}$ ($\text{кВт} \cdot \text{ч} / ^{\circ}\text{C}$). Визуальные наблюдения за поведением и характером вихревых потоков осуществлялись через оптически прозрачную стенку вихревой камеры, при проведении экспериментов выполнялась фото- и видеосъемка вихревых потоков.

Структурная схема исследовательского стенда представлена на рисунке 3.2. Подачу рабочей жидкости (воды) в вихревую камеру обеспечивал

центробежный четырехступенчатый электронасос ЦНС 4×60. Питание электродвигателя насоса производилось через измерительный комплекс К506, который позволял регистрировать потребляемую мощность. Напорный трубопровод соединял насос с тангенциальным вводом вихревой камеры. Тангенциальный ввод потока жидкости в вихревую камеру осуществлялся через сопла различной конструкции и сечения.



1 – насос ЦНС 4×60; 2 – манометр; 3 – выход из «холодной диафрагмы»;
4 – выход из «горячей диафрагмы»; 5 – тормоз; 6 – термометр;
7 – измерительный комплекс К 506

Рисунок 3.2 – Схема исследовательского стенда

На напорном трубопроводе был установлен манометр МТП-160, регистрирующий давление жидкости на входе в вихревую камеру. Из вихревой камеры часть жидкости выходила через «холодную» диафрагму, а другая часть – через «горячую» диафрагму. Оба выхода вихревой камеры соединялись между собой перепускным патрубком. После «горячей» диафрагмы жидкость направлялась на всасывающий патрубок насоса, тем самым образуя контур циркуляции теплоносителя. После «горячей» диафрагмы был установлен термометр, который фиксировал температуру теплоносителя, циркулирующего по контуру.

Конструкция вихревой камеры предусматривала возможность установки различных по конструкции и размерам тангенциальных вводов для нагнетаемой насосом жидкости, различных по конструк-

ции тормозных устройств (развихрителей потоков) и диафрагм с различными проходными сечениями на обоих концах вихревой камеры. В качестве тормоза основного вихревого потока перед «горячей диафрагмой» использовались два вида устройств: крестовина с цилиндрической втулкой (рисунок 3.3,а) и конус с отверстиями (рисунок 3.3,б).

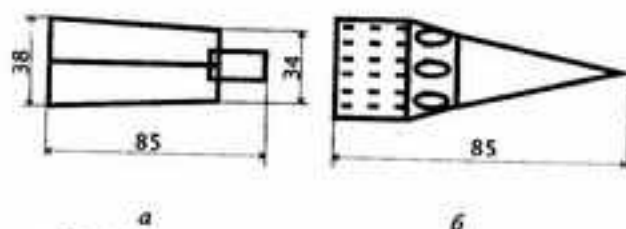


Рисунок 3.3 – Эскизы тормозных устройств (развихрителей потоков): а – крестовина с цилиндрической втулкой; б – конус с отверстиями

Тангенциальный ввод вихревой камеры был выполнен в 4 вариантах: улитка с прямоугольным окном 7×13 мм (профиль выполнен по спирали Архимеда), сечение ввода 91 мм^2 ; круглое сопло диаметром 12 мм, сечение 113 мм^2 ; круглое сопло диаметром 16 мм, сечение 200 мм^2 ; улитка с прямоугольным окном 14×26 мм (профиль выполнен по спирали Архимеда), сечение ввода 364 мм^2 .

Диаметр «холодной» диафрагмы в различных опытах принимался равным 5, 10 и 15 мм, а диаметр «горячей» – 5, 10 и 20 мм.

На первом этапе проводили исследование влияния конструктивных параметров вихревой камеры на эффективность процессов тепловыделения при вихревом движении жидкости. Исследования проводили, изменяя размеры отверстий диафрагм и соотношение их размеров, меняя устройства ввода в вихревую камеру и конструкцию тормоза-развихрителя. Диаметр вихревой камеры и ее длина имели фиксированные значения.

Серия экспериментов № 1

Постоянные параметры:

– температура теплоносителя начальная $T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;

– вход вихревой камеры: улитка 7×13 мм, сечение $S_{\text{вх}} = 91 \text{ мм}^2$;

– тормоз-развихритель – конус с отверстиями;

– диаметр горячей диафрагмы $d_r = 10$ мм, сечение $S_r = 78 \text{ мм}^2$.

Варьируемые параметры: диаметр холодной диафрагмы $d_x = 5, 10, 15$ мм, сечение $S_x = 20, 78, 176 \text{ мм}^2$.

Скорость нагрева теплоносителя V_n ($^\circ\text{C}/\text{мин}$) и удельные затраты энергии на его нагрев $W_{y\lambda}$ ($\text{кВт} \cdot \text{ч}/^\circ\text{C}$) фиксировались через каждые 5 минут. Полученные результаты представлены на рисунках 3.4 и 3.5.

Скорость нагрева ($^\circ\text{C}/\text{мин}$)

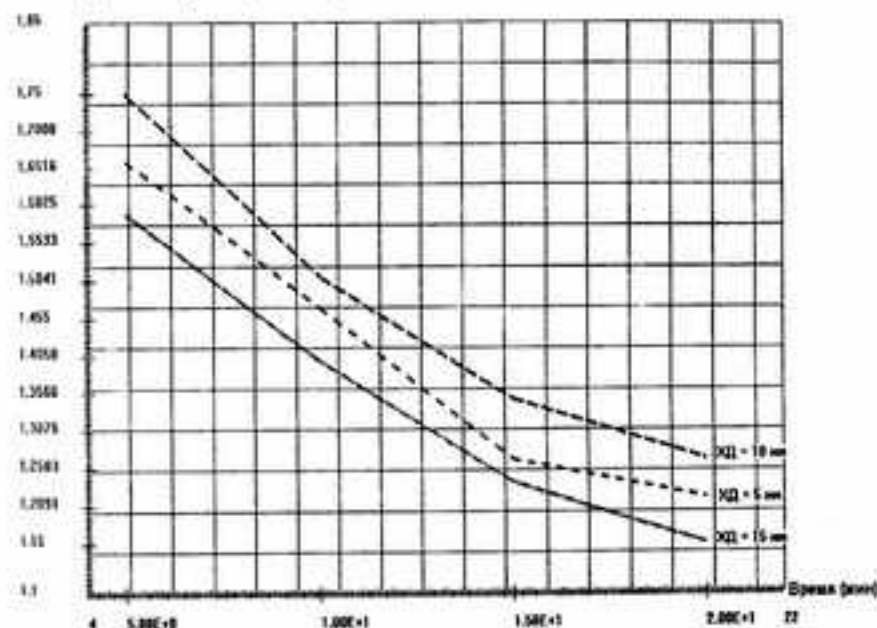


Рисунок 3.4 – Зависимость скорости нагрева теплоносителя V_n ($^\circ\text{C}/\text{мин}$) от времени работы для разных размеров «холодной» диафрагмы

Удельные энергозатраты за период времени ($\text{кВт} \cdot \text{ч} / ^\circ\text{C}$)

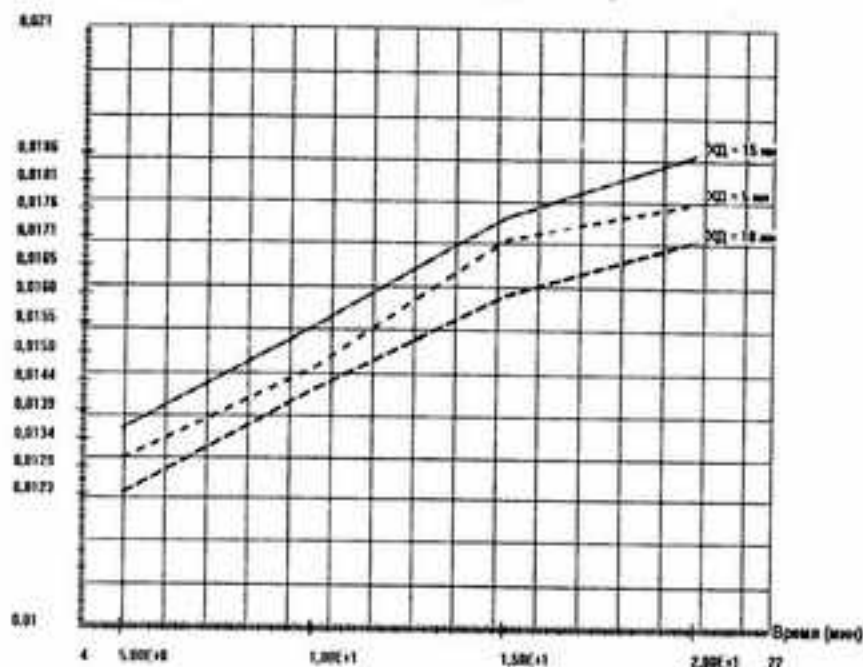


Рисунок 3.5 – Зависимость удельных затрат энергии на нагрев теплоносителя $W_{уд}$ ($\text{кВт} \cdot \text{ч} / ^\circ\text{C}$) от времени работы для разных размеров «холодной» диафрагмы

Наиболее эффективно процессы тепломассопереноса идут при установке «холодной» диафрагмы диаметром 10 мм. При этом соотношение площадей сечения «холодной» и «горячей» диафрагм равно единице. Обращает на себя внимание тот факт, что при этом удельные затраты энергии на нагрев теплоносителя $W_{уд}$ ($\text{кВт} \cdot \text{ч} / ^\circ\text{C}$) становятся минимальными. Изменение размера холодной диафрагмы от 15 до 5 мм приводит к изменению характера вихревых потоков (рисунок 3.6). При установке холодной диафрагмы диаметром 15 мм в осевой зоне вихревой камеры наблюдается разрыв сплошности вихревого потока (рисунок 3.6,а) в виде цилиндрического канала, заполненного паровоздушной средой. Соотношение размеров отверстий холодной и горячей диафрагм 15 мм / 10 мм не обеспечивает эффективного тепломассопереноса, что подтверждается зависимос-

тью, приведенной на рисунке 3.4. Более эффективно процессы тепло-массообмена происходят при сочетании сечений отверстий диафрагм холодного и горячего выводов вихревой камеры, равном $78/78 \text{ мм}^2$. При этом в осевой зоне вихревой камеры также происходит разрыв сплошности вихревого потока жидкости и образуется парогазовый канал, окруженный кавитационными пузырьками (см. рисунок 3.6,б).

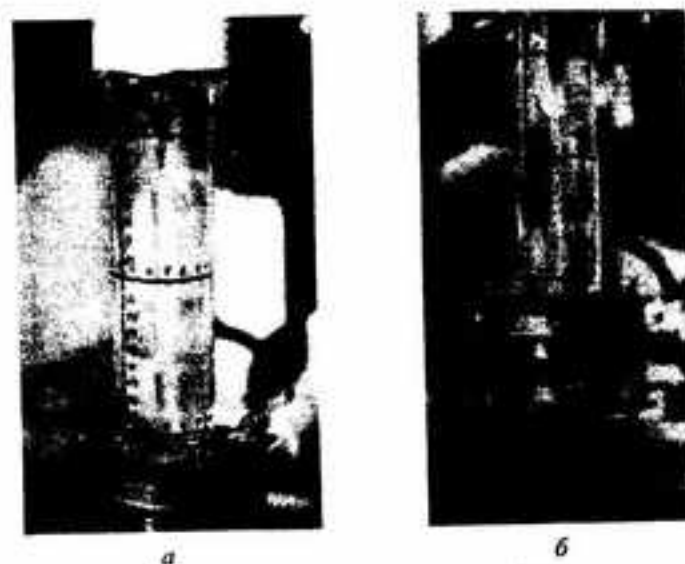


Рисунок 3.6 – Фотографии вихревых потоков и фазовых переходов

Анализ полученных результатов показывает, что скорость нагрева теплоносителя V_n ($^\circ\text{C}/\text{мин}$) по мере увеличения времени работы макета вихревого термогенератора снижается (см. рисунок 3.4). Это объясняется тем, что с увеличением температуры теплоносителя растет и теплоотдача от элементов конструкции в окружающую среду.

Удельные затраты энергии на нагрев теплоносителя $W_{уд}$ ($\text{кВт} \cdot \text{ч} / ^\circ\text{C}$) при этом растут (см. рисунок 3.5). Следовательно, для более эффективной работы термогенератора необходимо обеспечить тепло-изоляцию всех элементов конструкции, с которых возможны потери тепла в окружающую среду.

Серия экспериментов № 2 с целью повышения степени турбулизации вихревых потоков и образования более развитой парогазовой фазы предусматривала использование в качестве тормоза крестовины из плоских пластин с цилиндрической втулкой, расположенной на оси крестовины. Остальные условия проведения исследований принимались такими же, как в серии экспериментов № 1.

Анализ полученных результатов (рисунок 3.7) показывает, что скорость нагрева теплоносителя V_n ($^{\circ}\text{C}/\text{мин}$) при использовании в качестве тормоза крестовины несколько выше, чем при использовании конического тормоза.

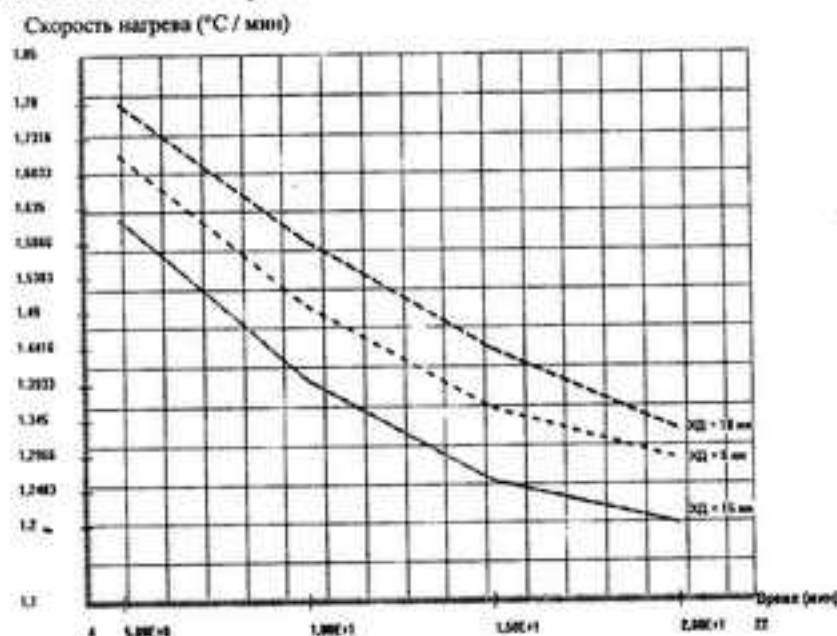


Рисунок 3.7 – Зависимость скорости нагрева теплоносителя V_n ($^{\circ}\text{C}/\text{мин}$) от времени работы для разных размеров «холодной» диафрагмы

При сочетании холодной диафрагмы сечением 78 мм^2 и горячей сечением 78 мм^2 в вихревой камере образуется вихревой поток, вращающийся по спиральной траектории. При этом наблюдается увеличение парогазовой фазы в вихревой камере в виде полупрозрачной пелены, состоящей из мельчайших пузырьков газа (рисунок 3.8).



Рисунок 3.8 – Образование парогазожидкостной фазы в вихревой камере

Таким образом, введение перед горячей диафрагмой тормоза-развихрителя потоков в виде крестовины с цилиндрической втулкой способствует образованию в вихревой камере двухфазных вихревых потоков. При этом несколько интенсифицируется образование кавитационных пузырьков малых размеров, что способствует дополнительному тепловыделению.

Кроме вида тормоза (развихрителя) на выходе горячего потока из вихревой камеры, существенное влияние на показатели эффективности оказывает соотношение площадей проходного сечения холодной и горячей диафрагм, установленных, соответственно, на холодном и горячем выходах из вихревой камеры (рисунок 3.9). Анализ результатов экспериментов из серий № 1 и № 2, проведенных при сечениях холодной диафрагмы 20, 78, 176 мм^2 , а горячей – 78 мм^2 , показывает, что оптимальным можно считать отношение площади холодной диафрагмы к площади горячей в пределах $0,8 \dots 1,1$.

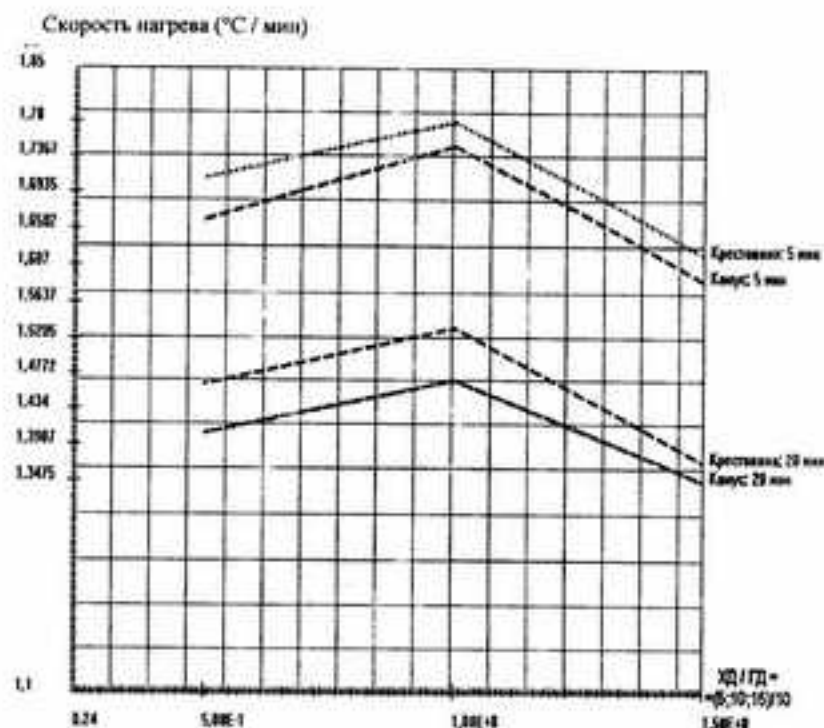


Рисунок 3.9 – Скорость нагрева теплоносителя в зависимости от соотношения площадей проходного сечения холодной и горячей диафрагм

С целью оптимизации отношения площади сечения ввода в вихревую камеру и суммарной площади диафрагм холодного и горячего выходов были проанализированы зависимости показателей эффективности работы от соотношения площади сечения ввода и выхода вихревой камеры по результатам серий экспериментов № 1, № 2. При этом использовались: улиточный ввод сечением 91 мм^2 , холодные диафрагмы сечением 20, 78, 176 мм^2 и горячая сечением 78 мм^2 . При соотношении сечений входа и выхода вихревой камеры в пределах $0,5 \dots 0,7$ наблюдается максимальная скорость нагрева теплоносителя (рисунок 3.10).

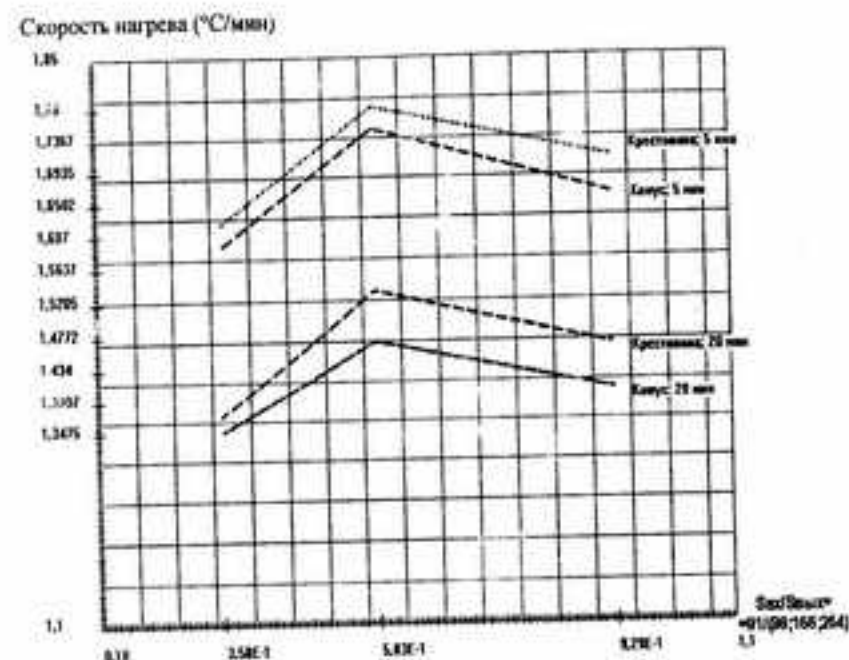


Рисунок 3.10 – Скорость нагрева теплоносителя в зависимости от соотношения площадей проходного сечения входа и выхода вихревой камеры

Такое соотношение обеспечивает наиболее благоприятные условия для возникновения развитой кавитационной каверны с большой поверхностью контакта жидкой и газообразной фаз в вихревых потоках. При этом интенсифицируются процессы тепло- и массопереноса. Однако определяющее проходное сечение вихревой камеры составляет всего 91 мм^2 (это минимальное проходное сечение для вихревой камеры, в данной серии экспериментов – сечение тангенциального соплового ввода).

Для выяснения влияния размеров и конструкции соплового ввода в вихревую камеру на показатели эффективности тепломассопере-

носа были проведены исследования различных типов и размеров сопловых вводов:

- улиточный размером 7×13 мм, сечением $S_{вх} = 91 \text{ мм}^2$;
- тангенциальный диаметром 12 мм, сечением $S_{вх} = 113 \text{ мм}^2$;
- тангенциальный диаметром 16 мм, сечением $S_{вх} = 200 \text{ мм}^2$;
- улиточный размером 14×26 мм, сечением $S_{вх} = 364 \text{ мм}^2$.

Скорость нагрева теплоносителя V_n ($^{\circ}\text{C} / \text{мин}$) и удельные затраты энергии на нагрев теплоносителя $W_{уд}$ ($\text{кВт} \cdot \text{ч} / ^{\circ}\text{C}$) зависят от вида и размеров ввода в вихревую камеру. Результаты эксперимента показывают, что для данной вихревой камеры лучшие результаты достигаются при использовании тангенциального ввода диаметром 16 мм и улитки сечением 14×26 мм. Характер вихревых потоков при использовании тангенциального ввода диаметром 16 мм представлен на рисунке 3.11,а. Вихревой поток состоит из множества мелких пузырьков парогазовой фазы. Поток, начиная от холодной диафрагмы, увеличивается в диаметре, занимая весь объем вихревой камеры. Разрыв сплошности жидкой фазы наблюдается практически по всему объему вихревой камеры, что обеспечивает хорошие условия для тепломассопереноса и фазовых переходов.

Несколько меньший объем вихревой камеры занимает двухфазный вихревой поток при использовании в качестве ввода вихревой камеры улитки с соплом прямоугольного сечения размером 14×26 мм. При этом эффективность тепловыделения также несколько ниже.

При использовании в качестве ввода тангенциально расположенного сопла диаметром 12 мм (сечение 113 мм^2) в сочетании с холодной диафрагмой диаметром 5 мм и горячей диаметром 10 мм наибольшая плотность кавитационных пузырьков наблюдается в пространстве от холодной диафрагмы до половины длины вихревой камеры (рисунок 3.11,б). В остальном пространстве вихревой камеры мелкие пузырьки парогазовой фазы распределяются по всему объему. Эффективность тепломассопереноса при этом уменьшается.

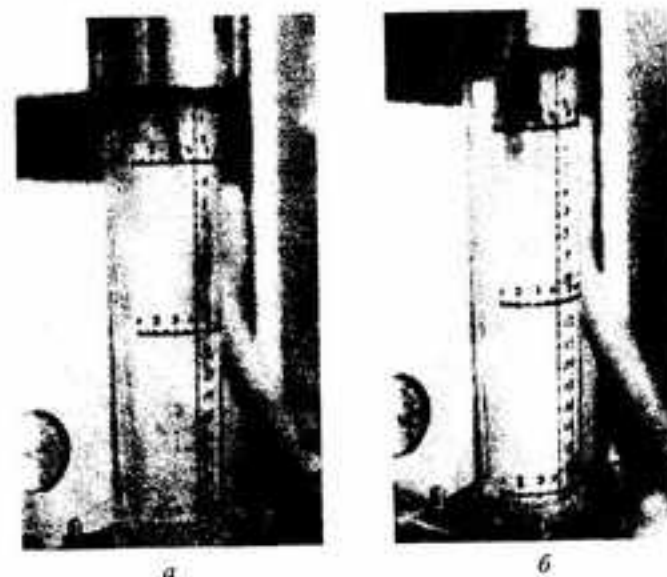


Рисунок 3.11 – Характер вихревых потоков

Зависимость показателей эффективности работы вихревого термогенератора от соотношения площадей сечения ввода и выхода для вихревой камеры, полученная при увеличенном в 2...3 раза определяющем (наименьшем) проходном сечении вихревой камеры, приведена на рисунке 3.12. В данной серии экспериментов наиболее эффективным определяющим сечением является суммарное сечение выхода из вихревой камеры $S_{вых} = 334 \text{ мм}^2$. При этом отношение сечений входа и выхода для вихревой камеры равно 1,09 и скорость нагрева жидкости составляет $2 ^{\circ}\text{C}/\text{мин}$, в то время как при определяющем сечении, равном 91 мм^2 , скорость нагрева была лишь $1,78 ^{\circ}\text{C}/\text{мин}$.

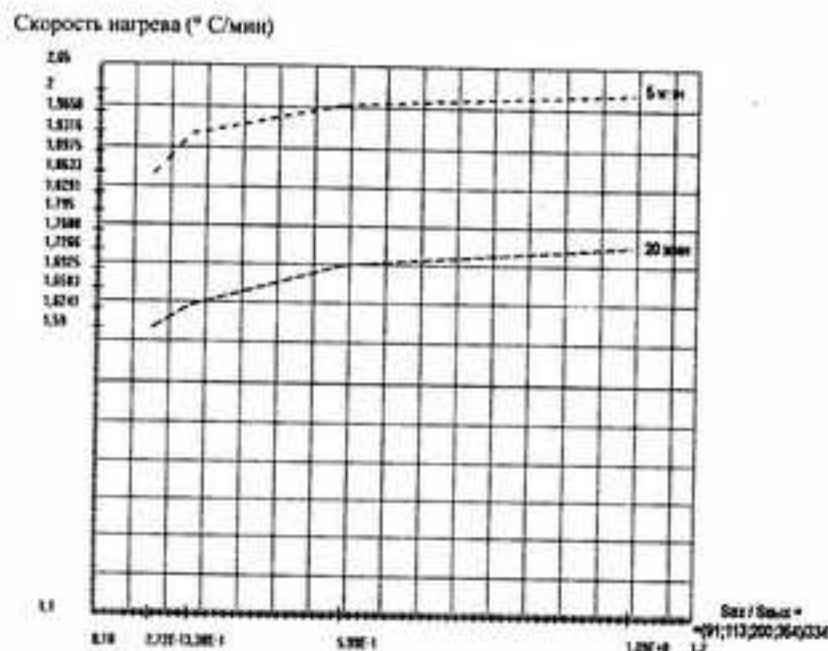


Рисунок 3.12 – Влияние соотношения сечений входного и выходного отверстий вихревой камеры на скорость нагрева теплоносителя

Анализ показал, что для данной вихревой камеры при определяющем проходном сечении в пределах (300...334) мм² лучшие значения показателей эффективности достигаются при отношении площади сечения ввода к площади сечения выхода в пределах 0,9...1,1. При этом форма сопла для ввода жидкости (улитка с прямоугольным сечением или сопло круглого сечения) не играет существенной роли.

Таким образом, режим работы вихревого гидравлического теплогенератора зависит от условий формирования вихревых потоков. При этом были установлены факторы, влияющие на характер движения вихревых потоков и на образование парогазожидкостной фазы в вихревых потоках жидкости:

- на эффективность работы теплогенератора оказывают влияние размеры соплового ввода, размеры холодной и горячей диафрагм на

выходе из вихревой камеры, а также соотношения размеров этих элементов;

- установлены оптимальные значения величины отношения площади холодной диафрагмы к площади горячей диафрагмы в пределах 0,85...1,15 и отношения площади сечения ввода к площади сечения выхода в пределах 0,9...1,1;

- наиболее эффективным определяющим сечением является минимальное суммарное проходное сечение вихревой камеры, соответствующее паспортным характеристикам насоса, подающего жидкость в вихревую камеру;

- более высокая скорость нагрева теплоносителя зафиксирована при использовании тормоза (развихрителя) в виде крестовины с цилиндрической втулкой, обеспечивающего образование более развитой зоны кавитации, что сопровождается уменьшением удельного потребления энергии;

- существенное влияние на показатели эффективности работы термогенератора оказывают потери тепла в окружающую среду с поверхности элементов конструкции. Для повышения эффективности работы необходимо предусмотреть теплоизоляцию на поверхности греющихся элементов конструкции термогенератора.

Исследования теплоэнергетических характеристик вихревого гидравлического теплогенератора проводились на специальном исследовательском стенде. Вихревая камера цилиндрической формы была установлена в теплоизолированной емкости и соединена металлическими патрубками с жидкостным насосом ЦНС 4×60 мощностью 3 кВт, расположенным в той же емкости. С целью сопоставительной оценки теплоэнергетических характеристик вихревого гидравлического теплогенератора в той же теплоизолированной емкости были установлены тепловые электрические нагреватели аналогичной мощности.

Полученные результаты представлены в таблице 3.1. За время работы вихревого гидравлического теплогенератора в течение 2 часов температура рабочей жидкости повысилась на 42,8 °C, энергопотребление насоса составило 5,2 кВт · ч, удельные затраты энергии на нагрев теплоносителя на один градус составили $W_{уд} = 0,121$ кВт · ч/°C.

Т а б л и ц а 3.1 – Результаты работы вихревого теплогенератора

Время работы T , мин	Температура воздуха T_1 , °C	Температура воды T_2 , °C	Давление на входе P , МПа	Потребляемая мощность W , кВт
0	18,1	14,4	0	0
15	18,7	20,1	0,09	2,60
30	19,1	25,6	0,09	2,60
45	19,3	31,1	0,09	2,60
60	19,5	36,7	0,09	2,60
75	19,7	41,7	0,09	2,60
90	19,8	47,0	0,09	2,60
105	19,8	52,1	0,09	2,60
120	19,7	57,2	0,09	2,60
120	$\Delta T_{\text{воздух}}, ^\circ\text{C}$ 1,6	$\Delta T_{\text{вода}}, ^\circ\text{C}$ 42,8	$P_{\text{ср}}, \text{МПа}$ 0,09	$W_{\text{ср}}, \text{кВт}$ 2,60

Для сопоставления затрат энергии на нагрев жидкости был проведен эксперимент с использованием тепловых электрических нагревателей мощностью 2,5 кВт, размещенных в той же теплоизолированной емкости. Результаты приведены в таблице 3.2.

Т а б л и ц а 3.2 – Результаты работы тепловых электрических нагревателей

Время работы T , мин	Температура воздуха T_1 , °C	Температура воды T_2 , °C	Потребляемая мощность W , кВт
0	18,5	21,0	0
15	18,7	26,3	2,50
30	18,8	31,5	2,50
45	19,0	36,6	2,50
60	19,1	41,6	2,50
75	19,2	46,5	2,50
90	19,3	51,3	2,50
105	19,3	55,9	2,50
120	19,4	60,4	2,50
120	$\Delta T_{\text{воздух}}, ^\circ\text{C}$ 0,9	$\Delta T_{\text{вода}}, ^\circ\text{C}$ 39,4	$W_{\text{ср}}, \text{кВт}$ 2,50

За время работы теплового электрического нагревателя в течение двух часов температура рабочей жидкости повысилась на 39,4 °C, энергопотребление составило 5 кВт · ч, удельные затраты энергии на нагрев теплоносителя на один градус составили $W_{\text{уд}} = 0,127 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / ^\circ\text{C}$.

Полученные результаты показывают, что тепловой электрический нагреватель (ТЭН) мощностью 2,5 кВт в течение двух часов работы показал скорость нагрева теплоносителя ниже, чем вихревой теплогенератор при сопоставимой потребляемой мощности. Удельные затраты электроэнергии на нагрев жидкости в вихревом гидравлическом генераторе ниже, чем при использовании тепловых электрических водонагревателей.

Было проведено сравнение характеристик вихревого гидравлического теплогенератора с электронасосом мощностью 15 кВт и германского водонагревателя проточного типа DB-13 с тепловыми электрическими водонагревателями. При работе водонагревателей обоих типов производились замеры расхода и температуры горячей воды (рисунок 3.13).

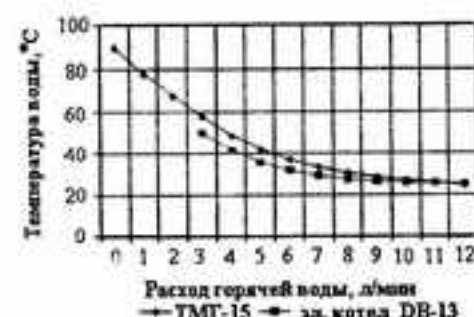


Рисунок 3.13 – Сравнительная характеристика теплогенератора ТМГ-15 и электрического водонагревателя DB-13

Сопоставление полученных результатов показало, что вихревой гидравлический теплогенератор с бойлером, объемом 500 л, обеспечивает больший расход горячей воды с той же температурой, чем тепловые электрические водонагреватели.

Вихревые гидравлические теплогенераторы могут составить конкуренцию системам централизованного теплоснабжения, электрическим котлам и водонагревателям, так как экономичнее электрических водонагревателей на 20–25 %, не требуют прокладки теплотрасс и предварительной подготовки воды. При длительной эксплуатации преимущества вихревых теплогенераторов становятся еще более ощутимыми.

4 Вихревые устройства для диспергирования и распыления жидкостей

4.1 Особенности конструкции и работы вихревого диспергатора-распылителя жидкости

Устройства для распыления жидкостей находят широкое применение в современной технике. Распыление жидкости является сложным физическим процессом, параметры которого определяются многими факторами. Важным фактором является воздействие на поверхность жидкости аэродинамических сил, величина которых зависит от относительной скорости жидкости и газа. Аэродинамические силы приводят к деформированию и разрыву жидкости, чему препятствуют силы поверхностного натяжения. На поверхности раздела газа и жидкости возникают неустойчивые волны, жидкость распадается на капли. Если поток воздуха, диспергирующий жидкость, дополнительно закручивать относительно поступающей жидкости, придавая ему вихревое движение, то это приведет к более интенсивному диспергированию жидкости и уменьшению размеров капель в потоке воздушно-жидкостного аэрозоля.

В основе конструкции вихревого диспергатора-распылителя [92] лежит самовакумирующаяся вихревая труба, у которой длина вихревой зоны составляет 2...3 её диаметра (рисунок 4.1).

На цилиндрической поверхности вихревой камеры выполнено радиальное отверстие, являющееся распылительным соплом. Диаметр диафрагмы для выхода охлажденного воздуха увеличен, а дроссель заменен диафрагмой с отверстием для подвода жидкости.



Рисунок 4.1 – Конструкция вихревого
диспергатора-распылителя

При подаче сжатого воздуха через тангенциальный ввод в корпусе распылителя образуются вихревые потоки, при этом в осевой зоне вихревой камеры создается разрежение. Если соединить осевую зону вихревой камеры трубопроводом с емкостью, заполненной жидкостью, то за счет разности давлений жидкость начнет поступать в вихревую камеру. Попадая в вихревую камеру, жидкость увлекается вихревыми потоками и за счет значительного различия удельных масс газа и жидкости последняя перемещается в периферийную зону вихревой камеры, образуя пленку на ее поверхности. При этом за счет турбулентного характера течения вихревого потока воздуха пленка жидкости становится неустойчивой, частично распадается на капли внутри вихревой камеры, образуя двухфазные газожидкостные вихревые потоки. Часть воздуха, отражаясь от дна вихревой камеры, выходит через диафрагму в атмосферу. Вследствие контакта воздуха с диспергированной жидкостью и её частичного испарения температура выходящего воздуха снижается.

При движении жидкостно-газового вихревого потока в вихревой камере капли жидкости дополнительно диспергируются за счет высокой турбулентности вихревых потоков. Движение периферийного вихревого потока в зоне радиально расположенного сопла сопровож-

дается дополнительными возмущениями, приводящими к образованию микровихрей в области сопла. При выводе закрученного жидкостно-газового потока в направлении, нормальном к оси вихревой камеры, обнаруживается ряд особенностей, отличающих этот процесс распыления. У выходного отверстия распылителя образуются настолько сильные вихревые потоки, что капли жидкости, движущиеся по периферии вихревой камеры, распадаются на капельки с размерами до 20 мкм, что может быть связано с образованием неустойчивых волн на поверхности раздела жидкости и газа.

В связи с новизной конструкции устройства и особенностями процессов диспергирования и распыления жидкости были проведены исследования с целью изучения характера вихревого течения двухфазных газожидкостных вихревых потоков внутри вихревой камеры и при выходе за ее пределы (при распылении в воздухе), а также количественных характеристик работы вихревого диспергатора-распылителя [51, 58, 60, 122].

4.2 Моделирование вихревого течения двухфазного вихревого потока в диспергаторе-распылителе

Поскольку физические процессы, происходящие в вихревом диспергаторе-распылителе, весьма сложны, то для их моделирования был использован программный продукт *COSMOS FloWorks*. Данная разработка базируется на последних достижениях вычислительной газо- и гидродинамики и позволяет рассчитывать широкий круг различных течений несжимаемых и сжимаемых сред: двумерные и трехмерные, ламинарные, турбулентные и переходные, с до и сверхзвуковыми областями; стационарные и нестационарные, в том числе двухфазные течения с учетом шероховатости стенок, с теплообменом между текучей средой и твердым телом. Используемые в математических моделях системы дифференциальных или интегральных уравнений обычно не имеют аналитического решения, приводятся к дискретному виду и могут быть решены только на некоторой расчетной сетке.

В основу математической модели *COSMOS FloWorks* [7] легли уравнения Навье–Стокса, описывающие в нестационарной постанов-

ке законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды. Кроме того, в предложенном программном продукте используются уравнения состояния компонентов текучей среды, а также эмпирические зависимости вязкости и теплопроводности этих компонентов среды от температуры. Этими уравнениями моделируются турбулентные, ламинарные и переходные течения. Для моделирования турбулентных течений упомянутые уравнения Навье–Стокса усредняются по Рейнольдсу, т. е. используется усредненное по малому масштабу времени влияние турбулентности на параметры потока, а крупномасштабные временные изменения, усредненные по малому масштабу времени составляющих газодинамических параметров потока (давления, скоростей, температуры), учитываются введением соответствующих производных по времени. Эта система уравнений сохранения массы, импульса и энергии нестационарного пространственного течения имеет следующий вид в рамках подхода Эйлера в декартовой системе координат $(x_i, i = 1, 2, 3)$, вращающейся с угловой скоростью Ω вокруг оси, проходящей через ее начало:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0, \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = S_i, \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + P) u_k + q_k - \tau_{ik} u_i) = S_k u_k + Q_H, \quad (4.3)$$

где t – время;

u – скорость текучей среды;

ρ – плотность текучей среды;

P – давление текучей среды;

E – полная энергия единичной массы текучей среды,

Q_H – тепло, выделяемое тепловым источником в единичном объеме текучей среды;

τ_{ik} – тензор вязких сдвиговых напряжений;

q_k – диффузионный тепловой поток;

S_i – внешние массовые силы, действующие на единичную массу текучей среды;

$$S_i = S_{iporous} + S_{igravity} + S_{itotation}, \quad (4.4)$$

где $S_{iporous}$ – действие сопротивления пористого тела;

$S_{igravity}$ – действие гравитации;

$S_{itotation}$ – действие вращения системы координат.

Нижние индексы величин в формулах означают суммирование по трем координатным направлениям.

Для ньютоновских текучих сред тензор вязких сдвиговых напряжений определяется следующим образом:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (4.5)$$

где $\mu = \mu_t + \mu_\mu$ – коэффициент динамической вязкости;

μ_t – коэффициент турбулентной вязкости;

δ_{ij} – дельта-функция Кронекера ($\delta_{ij} = 1$ при $i = j$; $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$);

k – кинетическая энергия турбулентности.

В соответствии с k – ε моделью турбулентности μ_t определяется через величины кинетической энергии турбулентности k и диссипации этой энергии ε

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (4.6)$$

где $f_\mu = [1 - \exp(-0,025 R_y)]^2 \left(1 + \frac{20,5}{R_r}\right)$;

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu_t};$$

$$R_r = \frac{\rho k^2}{\mu_t \varepsilon};$$

y – расстояние от поверхности стенки;

$C_\mu = 0,09$.

Кинетическая энергия турбулентности k и диссипация этой энергии определяются в результате решения следующих двух уравне-

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k k) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right) + S_k, \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right) + S_\varepsilon, \quad (4.8)$$

где $S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B$;

$$\tau_{ij}^R = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij};$$

$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k};$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i};$$

g_i – составляющая гравитационного ускорения в координатном направлении x_i ;

$\sigma_B = 0,9$;

$C_B = 1$ при $P_B > 0$ и $C_B = 0$ при $P_B \leq 0$;

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu} \right)^3, \quad f_2 = 1 - \exp(-R_T^2);$$

$C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$;

$\sigma_\varepsilon = 1,92$, $\sigma_k = 1$.

Диффузионный тепловой поток моделируется с помощью уравнения

$$q_k = - \left(\frac{\mu_l}{Pr} + \frac{\mu_l}{\sigma_\epsilon} \right) c_p \frac{\partial T}{\partial x_k}, \quad k = 1, 2, 3, \quad (4.9)$$

где $\sigma_\epsilon = 0,9$;

Pr – число Прандтля;

c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении;

T – температура текучей среды.

Ламинарные и турбулентные пограничные слои течения около поверхностей твердого тела, а также переход ламинарного пограничного слоя в турбулентный и, наоборот, турбулентного в ламинарный, моделируются с высокой точностью с помощью модифицированных универсальных пристеночных функций.

Для сжимаемых текучих сред используется уравнение состояния следующего вида:

$$\rho = \rho(P, T, y), \quad (4.10)$$

где $y = (y_1, y_2, \dots, y_N)$ – вектор концентраций компонентов текучей среды.

Для газов используется уравнение состояния идеального газа

$$\rho = P/(RT),$$

где R – газовая постоянная моделируемого газа, которая для смеси газов определяется как

$$R = R_{\text{унив}} \sum_{i=1}^N \frac{y_i}{M_i},$$

где M_i – молекулярная масса i -го компонента смеси.

Естественно, для несжимаемых жидкостей вместо уравнения (4.10) используется $\rho = \rho(T, y)$. Для многокомпонентных жидкостей

$\rho = \left(\sum_{i=1}^N \frac{y_i}{\rho_i} \right)^{-1}$. Для учёта зависимости от температуры используется уравнение

$$\rho = \left[\sum_{i=1}^N \frac{y_i}{\rho_{0i}} (1 + \beta_{Ti}(T - T_0)) \right]^{-1}, \quad (4.11)$$

где β_{Ti} – коэффициент объемного теплового расширения i -го компонента;

ρ_{0i} – плотность i -го компонента при некоторой температуре T_0 .

Для нахождения искомого численного решения задачи непрерывная нестационарная математическая модель физических процессов, используемая в *COSMOS FloWorks*, дискретизируется как по пространству, так и по времени.

Предварительный компьютерный анализ распределения давлений в диспергаторе-распылителе с использованием математической модели *COSMOS FloWorks* (рисунок 4.2) показал, что наибольшая скорость вихревого потока наблюдается в периферийной области плоскости соплового ввода и на стенках диафрагмы для выхода воздуха из вихревой камеры. Минимальная скорость вихревого потока наблюдается в зоне диафрагмы для подачи жидкости.

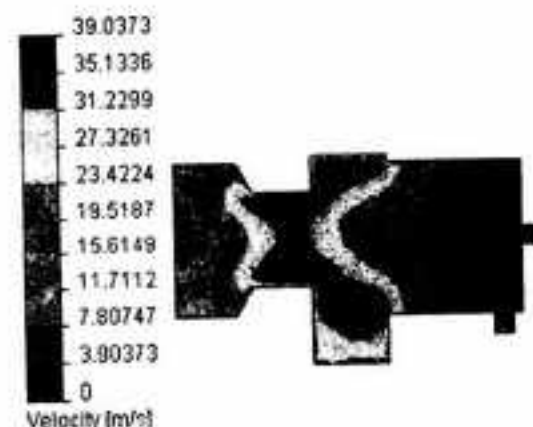


Рисунок 4.2 – Поле скоростей в рабочей полости диспергатора-распылителя при давлении сжатого воздуха 0,3 МПа

Распределение поля результирующих скоростей в вихревой камере распылителя показано на рисунке 4.3. Из графика видно, что максимальные значения скоростей наблюдаются вблизи цилиндрических стенок камеры у периферийного вихревого потока, а минимальные скорости – у осевого потока. Непосредственно у стенок вихревой камеры также наблюдается снижение скорости, обусловленное трением и вязкостью воздуха.

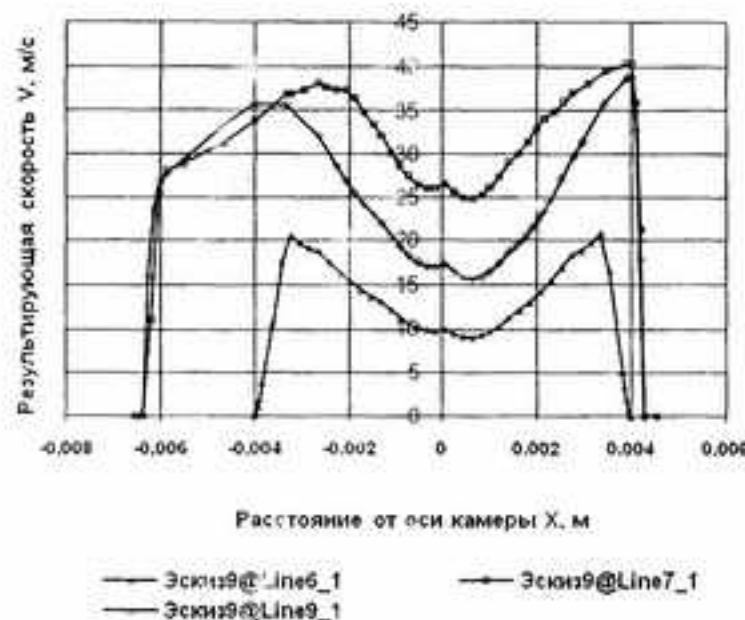


Рисунок 4.3 – Распределение результирующих скоростей вихревых потоков при давлении 0,3 МПа и расходе воздуха 0,0006833 кг/с

Для того, чтобы оценить диаметры периферийного и приосевого потоков, обратимся к графику распределения скоростей по направлению оси Z, совпадающей с центральной осью распылителя (рисунок 4.4). При этом ось координат Z совмещена с осью вихревой камеры и направлена в сторону диафрагмы для выхода воздуха, а ее начало находится в плоскости дна вихревой камеры.

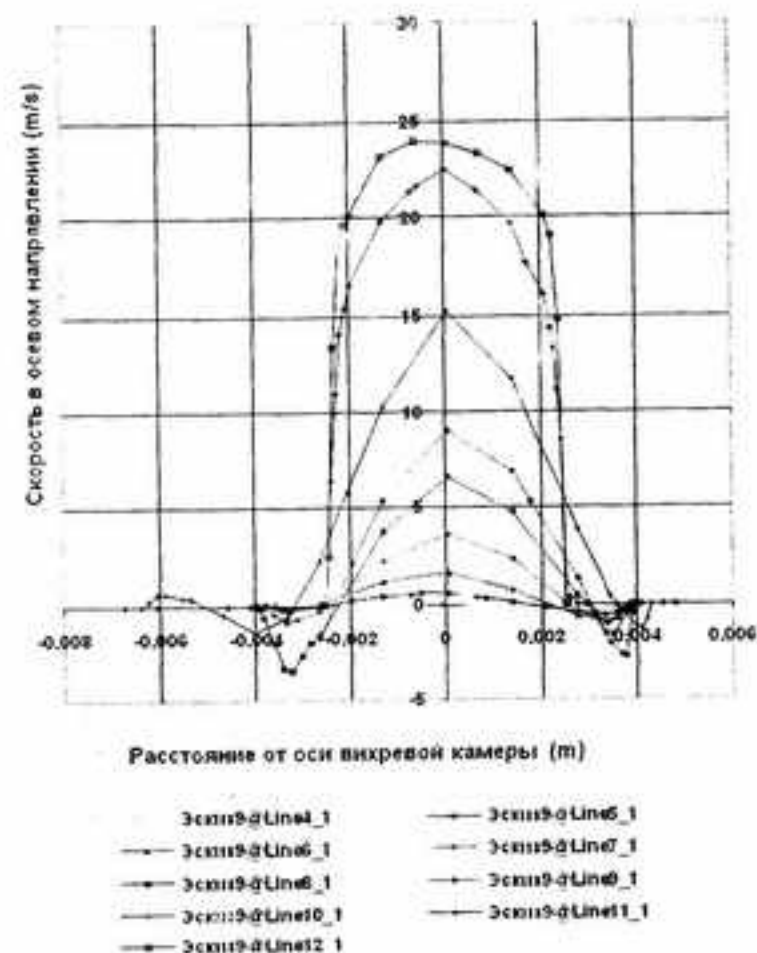


Рисунок 4.4 – Распределение осевой скорости вихревого потока по диаметру вихревой камеры

Как показывает график, диаметр сформировавшегося приосевого вихря составляет примерно 0,5...0,7 диаметра рабочей камеры распылителя. С повышением входного давления и расхода воздуха диаметр приосевого вихря увеличивается, его форма становится неустойчивой и он становится нестабильным. Между приосевым и пери-

ферийным потоком существует некоторая переходная область перераспределения скоростей, ширина которой примерно равна 1 мм.

Размер и внешний вид сформировавшегося осевого потока оказывают большое влияние на распределение скоростей по зонам вихревой камеры. Из полученных результатов можно сделать предположение, что увеличение скорости и снижение давления воздуха в осевом вихревом потоке будут способствовать не только эжекции жидкости в вихревую камеру, но и более активному диспергированию жидкости, уменьшению размеров капелек и повышению концентрации распыляемой жидкости в факеле аэрозоля.

Компьютерный анализ траекторий движения сжатого воздуха в полости диспергатора даёт возможность наглядно увидеть поведение вихревого закрученного потока (рисунок 4.5).

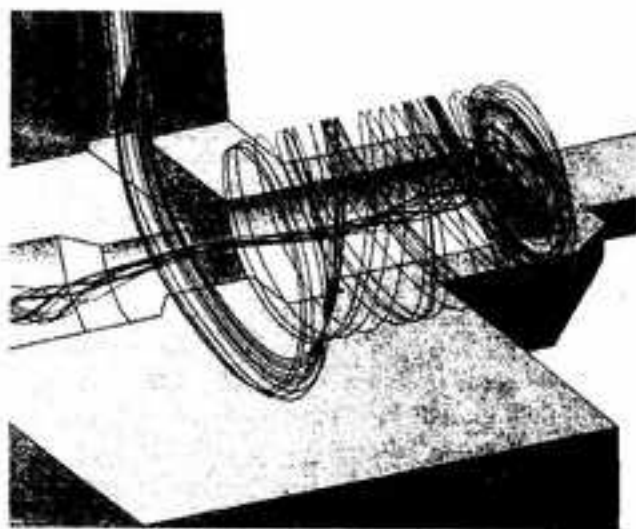


Рисунок 4.5 – Траектории воздушных потоков в вихревой камере диспергатора-распылителя

Приобретая центростремительное ускорение в улитке распылителя, поток равномерными концентрическими кольцами входит в вихревую камеру, прижимаясь под действием центробежных сил к её

стенкам. По мере приближения потока к задней стенке камеры он уплотняется, его скорость падает, а турбулентность возрастает. После торможения о заднюю стенку распылителя поток резко меняет своё направление на противоположное. В момент торможения начинает формироваться новый приосевой поток, линии воздушных токов образуют конусообразный вихрь, опирающийся своим основанием на заднюю стенку вихревой камеры. Именно этот новый вихрь с повышенной турбулентностью, вращающийся против хода вращения основного (периферийного) воздушного потока, эжектирует в полость распылителя жидкость.

В отличие от классической вихревой трубы, проведенные на математических моделях исследования не показали существенного разделения температуры вихревых потоков. Различия температур в различных зонах вихревой камеры составляет 0,2...0,3 °С. Это можно объяснить тем, что длина вихревой зоны диспергатора-распылителя составляет всего три ее диаметра и на такой длине температурное разделение происходит незначительно.

Учитывая, что процесс эжектирования и диспергирования происходит вблизи дна вихревой камеры, необходимо обеспечить как можно большие скорости течения воздушных потоков в этой зоне. Этого можно достичь, улучшив качество обработки внутренних цилиндрических рабочих поверхностей вихревого диспергатора-распылителя, тем самым уменьшив силу трения воздушного потока о стенки вихревой камеры.

Компьютерный анализ подтверждается результатами проведенных исследований распределения фаз жидкостно-газовых вихревых потоков на оптически прозрачной модели вихревой камеры [60, 119]. Для проведения исследований был изготовлен оптически прозрачный макет вихревого диспергатора-распылителя, корпус которого был из полиметилметакрилата ЛПГ (ТУ 6-05-95) (рисунок 4.6). При давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры 0,05 МПа в осевой части зоны, прилегающей ко дну вихревой камеры, образуется разрежение. Так как давление там снижается ниже атмосферного, жидкость эжектируется из бачка и происходит ее закрутка вихревым потоком воздуха. При этом жидкость распределяется в виде пленки и

капель на стенке вихревой камеры, где и происходит первая фаза ее диспергирования при взаимодействии с вихревым потоком воздуха.

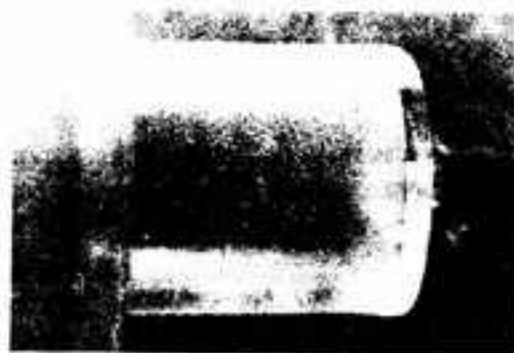


Рисунок 4.6 – Зоны распределения фаз жидкостно-газовой среды в вихревой камере диспергатора-распылителя

Окончательное диспергирование происходит при движении вихревого жидкостно-газового потока на участке выходного сопла. За счет разности давлений внутри вихревой камеры и снаружи, а также высокой скорости вихревого потока в сечении сопла происходит образование вторичных вихрей, обеспечивающих дополнительное диспергирование жидкости. В результате вихревого движения внутри вихревой камеры и на выходе из нее жидкость диспергируется и выбрасывается через сопло вместе с воздухом. На выходе из сопла наблюдался поток мелкодисперсного воздушно-жидкостного аэрозоля. Длина факела распыленной жидкости достигала 0,7 м. При повышении входного давления сжатого воздуха происходит смещение зон в сторону выходного отверстия. Так, при увеличении давления до 0,3 МПа и расхода воздуха до 0,0006833 кг/с воздушные потоки с более высокими скоростями полностью вытесняют жидкость из средней зоны вихревой камеры к ее дну. Это приводит к более интенсивному диспергированию жидкости.

В зоне расположения улитки и соплового ввода вихревой камеры присутствия жидкости не наблюдалось, так как она вытеснялась периферийным вихревым потоком воздуха. Через отверстие диафраг-

мы, расположенной на оси вихревой камеры, выходит поток увлажненного и охлажденного воздуха, поскольку часть диспергированной жидкости уносится из вихревой камеры и выбрасывается через отверстие диафрагмы вместе с потоком воздуха, при этом происходит увлажнение и охлаждение потока.

Анализируя результаты, полученные визуальными наблюдениями на оптически прозрачной модели и с использованием компьютерного моделирования, можно сделать вывод, что интенсивность процессов эжектирования жидкости в вихревую камеру, ее диспергирования и распыления должна иметь экстремальный характер в зависимости от давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры.

4.3 Качество распыления и производительность вихревого диспергатора-распылителя

Исследование характера зависимости расхода жидкости от давления воздуха на входе вихревой камеры производили измерением количества распыленной жидкости в единицу времени при различных давлениях сжатого воздуха на входе вихревой камеры.

Исследование характеристик вихревых диспергаторов-распылителей выполняли с использованием стенда для испытаний вихревых труб. Для проведения экспериментальных исследований был изготовлен вихревой диспергатор-распылитель с диаметром вихревой камеры 33 мм. При проведении экспериментов изменяли следующие параметры диспергатора-распылителя: диаметр отверстия для подачи жидкости $D1_{ж} = 3$ мм, $D2_{ж} = 5$ мм, $D3_{ж} = 6,5$ мм; диаметр диафрагмы для выхода холодного воздуха $D1_{в} = 21$ мм, $D2_{в} = 23$ мм.

При проведении исследований решались следующие задачи:

- изучение температурных характеристик вихревых потоков в диспергаторе-распылителе;
- изучение взаимосвязи расхода воздуха и количества распыляемой жидкости;
- определение размеров капель жидкости в распыляемом воздушно-жидкостном аэрозоле;
- плотность распределения капель жидкости по поперечному сечению струи распыляемой жидкости;

– определение условий получения минимальной дисперсности жидкости.

В ходе исследований оценку полученных результатов производили по следующим параметрам:

- снижение температуры холодного потока воздуха, выходящего из распылителя, относительно температуры входного $\Delta T_{хол} = T_{вх} - T_{хол}$;
- снижение температуры аэрозоля относительно температуры входного воздуха $\Delta T_{аэ} = T_{вх} - T_{аэ}$;
- количество подаваемого воздуха, $G_{вх}$, кг/с;
- количество распыляемой воды, $G_{воды}$, кг/с;
- условный коэффициент расхода жидкости по отношению к расходу сжатого воздуха $h = G_{воды}/G_{вх}$.

По результатам, полученным в ходе испытаний диспергатора-распылителя ВР 33, составлена сводная ведомость показателей эффективности его работы (таблица 4.1).

Т а б л и ц а 4.1 – Показатели эффективности работы ВР 33

$\Delta T_{хол} = T_{вх} - T_{хол}$						
P , атм	3/21	3/23	5/21	5/23	6,5/21	6,5/23
0,5	7,1	7,9	7,2	6,2	8	8,5
1	9,9	9,2	9,1	8,4	8,8	9,1
1,5	10,4	9,6	9,6	9,1	9,7	9,2
2	10,1	10,2	10,1	9,6	10,3	9,6

$h = G_{воды}/G_{вх}$						
P , атм	3/21	3/23	5/21	5/23	6,5/21	6,5/23
0,5	1,3	1,3	1,5	1,5	1,8	1,3
1	1,4	1,4	1,8	1,8	1,7	1,7
1,5	1,5	1,5	1,7	1,7	1,6	1,6
2	1,7	1,7	1,7	1,6	1,5	1,5

По экспериментальным данным построены графики зависимости температуры выходящего из распылителя потока воздуха и коэффициента относительного расхода жидкости h , показывающего отношение расхода жидкости к расходу сжатого воздуха, при различных параметрах диафрагм для ВР 33 (рисунки 4.7, 4.8).

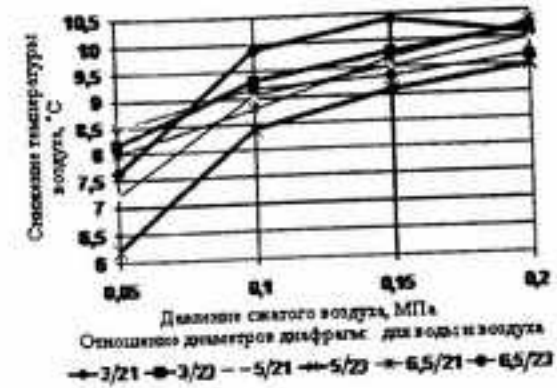


Рисунок 4.7 – Зависимость снижения температуры воздуха, выходящего из распылителя, $\Delta T_{хол} = T_{вх} - T_{хол}$ от давления воздуха на входе вихревой камеры

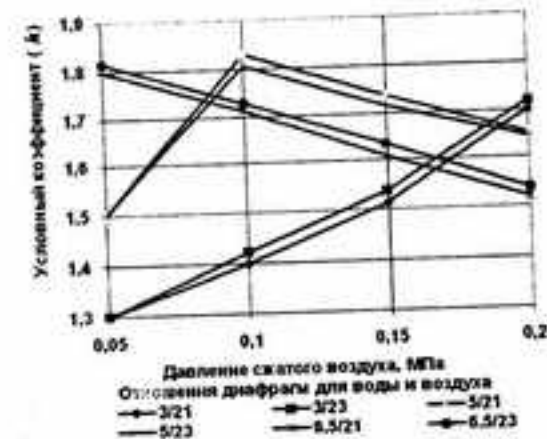


Рисунок 4.8 – Зависимость коэффициента $h = G_{воды}/G_{вх}$ от давления сжатого воздуха и размеров диафрагм

Зависимость снижения температуры потока воздуха, выходящего из распылителя, относительно температуры сжатого воздуха, подаваемого на вход распылителя, от давления воздуха на входе вихревой камеры имеет тенденцию роста при увеличении давления сжатого воздуха. Максимальное снижение температуры наблюдается при

диаметрах диафрагм: 21 мм – для выхода воздуха и 3 мм – для подачи воды. С увеличением давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры возрастают скорости вихревых потоков, что и приводит к интенсификации процессов диспергирования жидкости и ее испарения. Оптимальным давлением воздуха на входе вихревой камеры ВР 33 можно считать 0,10 – 0,15 МПа, при этом снижение температуры воздуха составляет 8–10 °С.

Относительный коэффициент расхода жидкости $h = G_{\text{вод}}/G_{\text{вх}}$ существенно зависит от соотношения диаметров диафрагмы для выхода охлажденного воздуха и отверстия для подачи воды. При соотношении диаметров 3/21 с возрастанием давления величина коэффициента увеличивается, при соотношении 5/21 и 5/23 с возрастанием давления происходит увеличение коэффициента и имеется максимум при давлении 0,1 МПа, при дальнейшем повышении давления сжатого воздуха значение коэффициента снижается (см. рисунок 4.8). При соотношении диаметров диафрагм 6,5/21 и 6,5/23 с увеличением давления воздуха значение коэффициента снижается.

Таким образом, расход жидкости определяется в большей степени соотношением размеров диафрагмы для выхода охлажденного воздуха и отверстия для подачи воды, чем давлением сжатого воздуха. Наиболее экономичным режимом работы диспергатора-распылителя ВР 33 можно считать соотношение диаметров диафрагмы для подачи жидкости и диафрагмы для выхода воздуха из вихревой камеры, равное 5/21 и 5/23.

Для уточнения полученных результатов были проведены дополнительные исследования зависимости количества распыляемой жидкости от давления сжатого воздуха, подаваемого на вход диспергатора-распылителя. Результаты измерения приведены в таблице 4.2.

Т а б л и ц а 4.2 – Результаты измерения и расчета расхода жидкости

№	Давление P , МПа	Время t , с	Расход Q , мл/с
1	0,05	66	1,515
2	0,10	60	1,667
3	0,15	68	1,471
4	0,20	77	1,298
5	0,25	94	1,063

Установленные взаимосвязи конструктивных параметров вихревой камеры и режимов её работы дают возможность, посредством изменения диаметров диафрагм вихревой камеры, управлять расходом распыляемой жидкости и величиной ее дисперсности. Расход жидкости определяется в большей степени соотношением размеров диафрагмы для выхода охлажденного воздуха и отверстия для подачи воды, чем давлением сжатого воздуха.

Исследование дисперсности и плотности распределения частиц жидкости диаметром несколько микрометров, летящих в факеле аэрозоля, является сложной задачей. Для исследования размеров капель диспергированной жидкости невозможно применение обычных универсальных средств (микроскопа, проектора, контактных приборов), дающих погрешности порядка 1...2 мкм, т. е. соизмеримые с размером частиц. В связи с трудностями экспериментального построения кривой распределения на практике пользуются частными характеристиками дисперсности – средним объемно-поверхностным и медианным диаметрами. Задача может быть решена дифракционным методом с весьма высокой точностью. Дисперсность распыляемой жидкости характеризуется средневзвешенным диаметром образующихся капель. В соответствии с положениями теории дифракции при прохождении пучка света через дисперсную среду, а затем через линзу с фокусным расстоянием f , параллельный световой пучок концентрируется в точках фокальной плоскости, на которой должны получиться кольцевые структуры максимумов и минимумов [35]. Зная фокусное расстояние линзы, можно определить их радиус.

Схема наблюдения дифракции Фраунгофера приведена на рисунке 4.9. Монохроматический коллимированный пучок лучей от лазера 1 падает на круглую частицу радиуса r и после прохождения через линзу 2 дает дифракционную картину на экране, расположенном на расстоянии l от линзы. При достаточно большом расстоянии l на экране возникает периодическое распределение интенсивности света в виде концентрических колец – дифракционных максимумов и минимумов, показанных на рисунке 4.9. Все частицы дают одинаковые дифракционные картины, налагающиеся друг на друга в плоскости 3.

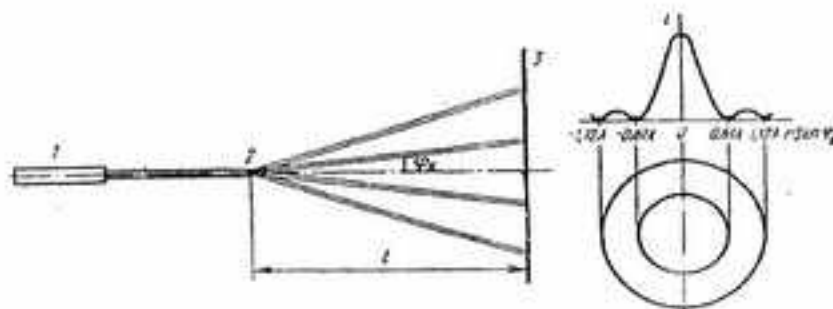


Рисунок 4.9 – Схема дифракции света при прохождении через воздушно-жидкостный аэрозоль

Условия максимумов: $r \sin \varphi_0 = 0$; $r \sin \varphi_2 = 0,81\lambda$; $r \sin \varphi_4 = 1,33\lambda$;

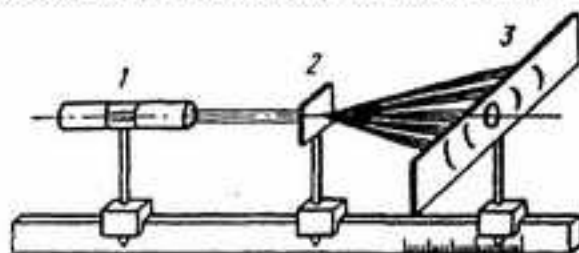
условия минимумов: $r \sin \varphi_1 = 0,61\lambda$; $r \sin \varphi_3 = 1,12\lambda$; $r \sin \varphi_5 = 1,62\lambda$;

где r – радиус частицы жидкости;

φ_k – углы дифракции ($k = 0, 1, 2, 3, 5$);

λ – длина световой волны.

Установка состоит из лазера непрерывного излучения 1 (типа ЛГ-56, ЛГ-75), линзы 2, непрозрачного экрана 3 со шкалой с ценой деления 1 мм. Установка собирается на оптической скамье по схеме, приведенной на рисунке 4.10. Оптическая скамья должна иметь длину не менее 1 м от выходной оправы лазера 1. На оптической скамье укрепляется отсчетная шкала с ценой деления не более 1 мм.



1 – лазер, 2 – оптическая система, 3 – экран

Рисунок 4.10 – Схема сборки установки на оптической скамье

Распыление жидкости производилось на участке между лазером и линзой. На оптической скамье для измерения расстояния l укреплялась отсчетная шкала с ценой деления не более 1 мм.

Экспериментальные исследования проводились при следующих условиях: расстояние от линзы до экрана $l = 400$ мм, длина световой волны $\lambda = 6,328 \cdot 10^{-8}$ мкм. Измеряемым параметром является радиус колец, образующихся на экране R , мм. Измерения проводятся несколько раз, расчеты ведутся по первому минимуму, т. е. по темным кругам, полученным на экране. Из рисунка 4.9 видно, что $\tan \varphi_k = R_k / l$; так как углы очень малы, то $\tan \varphi_k = \sin \varphi_k$. Радиус частиц распыляемой жидкости определяется из условий первого минимума по формуле $r = 0,61\lambda / \sin \varphi_1$, диаметр части $d = 2r$.

Измерения радиуса R дифракционных колец, образующихся на экране, проводили, изменяя расстояние от оси установки до сопла распылителя A , мм. Полученные результаты занесены в таблицу 4.3, и построен график зависимости дисперсности распыляемой жидкости от расстояния A , которое они пролетели в составе воздушно-жидкостного аэрозоля (рисунок 4.11).

Таблица 4.3 – Результаты измерений и расчета размеров частиц жидкости

Радиус дифракционных колец R , мм	1,55	3,1	6,2	10,3
Длина полета капли A , мм	30	200	400	600
Диаметр капель жидкости d , мкм	20	10	5	3

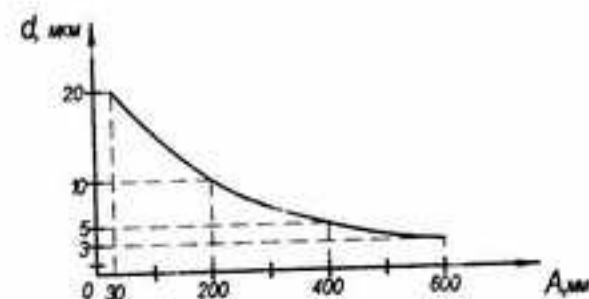


Рисунок 4.11 – Зависимость дисперсности распыляемой жидкости от расстояния A , которое они пролетели в составе воздушно-жидкостного аэрозоля

Обращает на себя внимание изменение размера капель жидкости при увеличении расстояния от сопла диспергатора-распылителя. По результатам исследований можно сделать выводы, что при начальном размере капель 20 мкм они в процессе полета на расстояние 600 мм уменьшаются в размере до 3 мкм. Данное явление можно объяснить испарением жидкости с поверхности капель в процессе полета, приводящим к уменьшению их диаметра. Интенсивное испарение жидкости при ее мелкодисперсном распылении объясняется тем, что суммарная поверхность капель увеличивается по сравнению с поверхностью нераспыленной жидкости.

Оценку равномерности распределения частиц распыляемой жидкости по сечению факела аэрозоля проводили по методике улавливания капель подкрашенной распыляемой жидкости на специальной мишени в виде листа бумаги с нанесенной измерительной сеткой.

Исследование распределения капель жидкости по сечению факела аэрозоля на различном расстоянии от сопла вихревого диспергатора-распылителя проводили путем распыления подкрашенной жидкости на экран с мишенью, расположенный на расстоянии до 1 м от сопла распылителя. Обработка полученных результатов (рисунок 4.12) показала, что до 80 % капель жидкости концентрируются в осевой зоне факела аэрозоля, составляющей около 50 % диаметра факела.

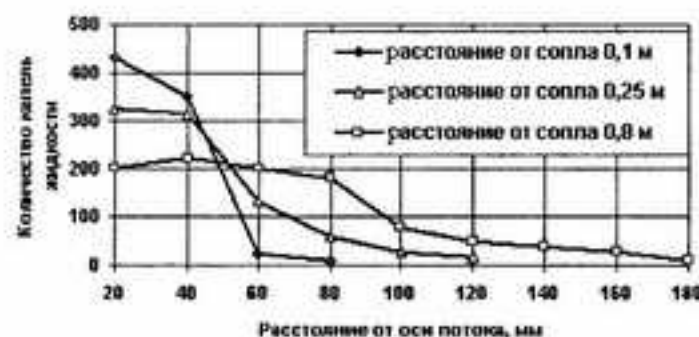


Рисунок 4.12 – Распределение количества капель жидкости в факеле аэрозоля

Исходя из полученных результатов, можно сделать заключение, что основная масса жидкости распыляется в виде конического факела с углом 10...12°. При взаимодействии струи воздушно-жидкостного аэрозоля с атмосферным воздухом часть капель отклоняется и происходит рассеивание струи до угла 20...25°. Основная часть распыляемой жидкости концентрируется в осевой зоне факела аэрозоля, что обеспечивает ее целенаправленную подачу в зону резания при механической обработке материалов.

Количество распыляемой жидкости и количество сжатого воздуха для ее диспергирования и распыления определяются типоразмером диспергатора-распылителя.

4.4 Алгоритм проектирования вихревых диспергаторов-распылителей

Разработка методики проектирования вихревого диспергатора-распылителя выполнена с учетом методики расчета классической вихревой трубы [78] и с учетом результатов, полученных при математическом моделировании диспергатора-распылителя [60].

Исходные данные для расчета:

- диаметр вихревой зоны – $d_{вз}$, мм;
- удельный весовой расход холодного потока – μ ;
- давление сжатого воздуха на входе вихревой камеры – P , атм;
- температура входного воздуха – $T_{вх}$, °C

Площадь сопла для подачи сжатого воздуха, мм²,

$$F_c = \left(\frac{d_{вз}}{3,65} \right)^2 \quad (4.12)$$

Высота сопла, мм,

$$h = \sqrt{\frac{F_c}{2}} \quad (4.13)$$

Ширина сопла, мм,

$$b = \frac{F_c}{h} \quad (4.14)$$

Диаметр штуцера для подачи сжатого воздуха, мм,

$$d_{ш} = 1,1b. \quad (4.15)$$

Приведенный диаметр, мм,

$$d = \sqrt{\left(\frac{F_c}{\pi}\right)^2}. \quad (4.16)$$

Длина вихревой зоны, мм,

$$l = 3 d_{вз}. \quad (4.17)$$

Диаметр диафрагмы для выхода холодного потока воздуха из вихревой зоны, мм,

$$d_{дх} = (0,35 + 0,35\mu) d_{вз}. \quad (4.18)$$

Диаметр штуцера для выхода холодного потока воздуха, мм,

$$d_{шх} = d_{дх, \max} \cdot 1,2. \quad (4.19)$$

Диаметры диафрагм для ввода жидкости, мм:

$$\text{при } \mu = 0,8 \quad d_{ж} = \sqrt{\frac{\pi F_c}{9}} \cdot 0,58;$$

$$\text{при } \mu = 0,88 \quad d_{ж} = \sqrt{\frac{\pi F_c}{9}} \cdot 0,9;$$

$$\text{при } \mu = 0,95 \quad d_{ж} = \sqrt{\frac{\pi F_c}{9}} \cdot 1,22.$$

Диаметр штуцера для ввода жидкости, мм,

$$d_{шж} = d_{ж, \max} \cdot 1,2. \quad (4.20)$$

Расход сжатого воздуха, кг/с,

$$G_b = \frac{0,38 F_c P}{\sqrt{273 + T_{вх}}} \cdot 100. \quad (4.21)$$

Результаты расчета энергетических и массогабаритных характеристик вихревых диспергаторов-распылителей и их конструктивных параметров, выполненные по разработанным эмпирическим моделям в редакторе Microsoft Excel, приведены в таблице 4.4.

Т а б л и ц а 4.4 – Программа расчета диспергатора-распылителя

Расчет вихревого распылителя (прямой)			
Диаметр вихревой зоны, мм			
Площадь сопла, мм ²	81,74		
Высота сопла, мм	6,39		
Ширина сопла, мм	12,79		
Диаметр штуцера, мм	14		
Приведенный диаметр, мм	10,2		
Удельный весовой расход холодного потока			
μ	0,8	0,88	0,95
Диаметры диафрагм холодного воздуха, мм			
D 1	21	D 2	22 D 3 23
Диаметр штуцера холодного воздуха, мм			
			27
Диаметры диафрагм горячего воздуха, мм			
D 1	3,1	D 2	4,8 D 3 6,5
Диаметр штуцера горячего воздуха, мм			
			7,8
Длина трубы, мм			
	99		
Расход сжатого воздуха, кг/с			
при давлении P, атм	0,0363 или м ³ /ч		101,05
Температура входного воздуха, °C			
Задаваемый параметр			

В результате проведенных исследований выявлена возможность посредством изменения диаметров диафрагм вихревой камеры, управлять расходом распыляемой жидкости и величиной ее дисперсности в широком диапазоне, что позволяет задавать требуемые режимы работы диспергатора-распылителя с учетом области его использования. Доказано, что увеличение давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры и возрастание скорости вихревых потоков приводят к интенсификации процессов диспергирования жидкости. Оптимальным давлением воздуха на входе вихревой камеры можно считать 0,10...0,15 МПа. Минимальная дисперсность частиц жидкости достигается при давлении сжатого воздуха 0,25 МПа, при дальнейшем увеличении давления сжатого воздуха расход распыляемой жидкости снижается. Экспериментально установлено, что вихревой диспергатор-распылитель жидкости обеспечивает формирование фа-

кела жидкостно-газового аэрозоля в форме конуса с углом при вершине $8...12^\circ$, с дисперсностью частиц жидкости от 3 до 20 мкм. При этом в зависимости от типоразмера диспергатора-распылителя расход сжатого воздуха давлением $0,02...0,25$ МПа составляет $50...350$ л/мин, а расход распыляемой жидкости, соответственно, $70...200$ мл/мин.

Выявленные характеристики вихревых диспергаторов-распылителей позволяют использовать их в различных устройствах, где требуется мелкодисперсное распыление жидкостей различной вязкости, например, смазывающе-охлаждающих жидкостей при обработке материалов резанием, воды при увлажнении и кондиционировании воздуха, растворов в сушильных камерах, топлива в двигателях внутреннего сгорания и котельных установках, лекарственных препаратов при аэрогенной иммунизации и т. п.

5 Технология вихревой подготовки и подачи смазывающе-охлаждающих технологических сред

5.1 Виды смазывающе-охлаждающих технологических сред и способы их подачи в зону резания

Применяемые в металлообработке смазывающе-охлаждающие технологические среды (СОТС) могут находиться в твердом, жидком и газообразном состояниях, иметь разнообразный состав и физико-химические свойства, которые существенно влияют на производительность и качество обработки деталей. Способы подачи СОТС в зону резания весьма разнообразны и определяются в зависимости от вида обрабатываемого материала, вида и режимов технологической операции, инструмента и вида СОТС.

Самой распространенной СОТС является атмосферный воздух [40, 116, 132]. Воздух является сложной смесью газов, в которой всегда находится некоторое количество водяного пара ($0,1...1,8\%$). Эффективность действия воздуха возрастает при его охлаждении. Охлаждение воздуха на отдельных станках осуществляют вихревыми трубами, которые работают, используя энергию сжатого воздуха [11]. При давлении сжатого воздуха $0,4...0,6$ МПа температура холодного потока находится в пределах от -15°C до -60°C .

Наибольшее применение находят СОТС, которые производят охлаждающее, смазывающее, химическое, режущее и моющее действие. Ряд исследователей [11, 40, 63, 64, 132] выявили, что наиболее важным свойством СОТС является ее смазывающе-химическое действие. Сущность его заключается в том, что под действием высоких температур и давлений в зоне резания при наличии ювенильных поверхностей заготовки и стружки компоненты СОТС разрушаются с образованием весьма реакционных частиц – атомов и радикалов, вступающих в химическую реакцию с поверхностями заготовки, стружки и режущего инструмента с образованием твердых смазочных пленок.

Технологические возможности СОТС могут быть значительно увеличены за счет их активации [63, 64]. Большинство видов активации представляют собой обработку технологической среды, инструмента или детали различными электромагнитными полями. Активация трением и диспергированием – новый, но весьма перспективный вид активации, сущность которого состоит в возбуждении молекул вещества в процессах трения и интенсивного механического диспергирования. Активация жидких и пластичных сред может осуществляться в специальных аппаратах – дезинтеграторах и дисмембраторах [40]. Подбором режимов обработки можно создать такую степень активации среды, при которой она приобретает новые физико-технические свойства.

Эффективность действия СОТС при обработке металлов зависит не только от их химического состава, но и от способа подачи их в зону резания [63]. С технологической точки зрения, подача СОТС представляет собой соответствующим образом организованный поток веществ. Основными характеристиками технологии подачи СОТС являются тип потоков, способ обеспечения требуемого уровня турбулентности потоков, способ управления движением потоков, количественные характеристики потоков. Важнейшей характеристикой потока СОТС в зоне обработки является режим течения, который может быть ламинарным или турбулентным. С повышением турбулентности увеличивается охлаждающее и моющее действие СОТС [11].

Подача СОТС может быть однофазной и многофазной [132]. При однофазной подаче в зону обработки поступает какое-либо одно технологическое средство, например, воздух или какой-либо газ, смазывающе-охлаждающая жидкость в виде эмульсии на водной основе или масла. При многофазной подаче в зону резания подают одновременно несколько различных СОТС, что позволяет совместно и в полной мере реализовать охлаждающее, смазывающее, химическое, режущее и моющее действия, характерные для различных типов СОТС.

В настоящее время наиболее распространенную подачу СОТС по-прежнему нельзя признать эффективной даже для операций, выполняемых на универсальных станках, в том числе и с ЧПУ, так как ее возможности используются не в полной мере, а расход весьма велик.

С целью повышения стойкости режущего инструмента был предложен метод подачи СОТС в зону резания высоконапорной струей [132]. При этом методе СОТС подается под давлением 2...3 МПа через отверстие сопла диаметром в десятые доли миллиметра. Данный метод не получил широкого распространения из-за специфического оборудования, сильного разбрызгивания струи жидкости, в результате которого увеличивается расход СОТС, загрязняется оборудование и окружающая среда, повышается риск профессиональных заболеваний рабочих.

Подача СОТС по каналам в теле инструмента весьма эффективна, но осуществима для ограниченной номенклатуры инструментов [132]. Такая технология подачи СОТС получила распространение при обработке глубоких отверстий спиральными сверлами, твердосплавными сверлами одностороннего резания, ружейными и кольцевыми сверлами, метчиками, протяжками.

Одним из эффективных способов повышения производительности процессов механической обработки и снижения затрат на применение СОТС стала подача их в зону резания в распыленном виде. Распыленная жидкость чаще всего подается в зону резания в виде факела воздушно-жидкостного аэрозоля. Данный метод был предложен в 1944 г. Г. И. Покровским. Дальнейшее развитие он получил в работах Ю. Г. Проскурякова [116], Л. В. Худобина и Е. Г. Бердичевского [11, 132], М. Н. Клушина [40], В. Н. Латышева [63, 64] и ряда других исследователей Горьковского политехнического института и Ивановского текстильного института. Сущность метода заключается в том, что жидкость распыляется на мелкие капли в специальных устройствах и подается в зону резания в виде струи воздушно-жидкостного аэрозоля со скоростью до 200 м/с. Расход минерального масла при его распылении составляет 0,3...50,0 мл/ч, а расход низкоконцентрированных эмульсий – 0,2...0,4 л/ч. Аэрозоли – неустойчивые среды, поэтому их готовят в процессе обработки и в непосредственной близости от зоны обработки. Классификация способов распыления производится по виду подводимой к жидкости энергии [132].

При безвоздушном распылении жидкость под давлением 10...25 МПа вытекает из различных форсунок в неподвижную воздушную среду. Недостатками установок для безвоздушного распыления жидкостей

являются сложность оборудования для создания высокого давления и быстрый износ распылительных сопел.

Пневматическое распыление – более распространенный способ подачи СОЖ любых видов (суспензий, эмульсий, масел и др.) [40, 132]. При пневматическом распылении струя или пленка жидкости взаимодействует с воздушным потоком [82, 83]. Размер диспергированных частиц жидкости составляет 12...25 мкм. Давление воздуха в промышленных распылителях составляет 0,15...0,50 МПа, а скорости тумана на выходе из сопла 30...50 м/с. Недостатком пневматических распылителей является большой расход сжатого воздуха, что связано с увеличением затрат энергии. Кроме того, в зоне контакта высокоскоростной струи аэрозоля с поверхностью заготовки и инструмента образуются пограничные течения, которые отводят часть потока от зоны резания, при этом капли распыляемой жидкости осаждаются на оборудовании и испаряются в воздухе, создавая загазованность.

Одним из основных этапов при разработке технологии применения СОТС является выбор не только вида и метода подачи СОТС, но и способов их активации при подаче в зону резания. Выполненные исследования [40, 63, 64] показали, что повышению эффективности действия СОТС в распыленном состоянии способствуют наличие в воздушно-жидкостной струе аэрозоля кислорода воздуха и электризация частиц жидкости при распыливании. К преимуществам подачи СОТС в распыленном состоянии следует отнести чрезвычайно малые расходы жидкости – не более 400...500 мл/ч распыленной СОТС на водной основе и 0,3...50,0 мл/ч распыленного масла.

В последние годы одним из направлений сокращения производственных расходов стало сокращение применения СОТС, так как ее использование не только существенно удорожает стоимость изготовления деталей, но и значительно загрязняет окружающую среду. Наряду с фактической стоимостью подготовки СОТС, нужно учитывать и расходы на ее поддержание в работоспособном состоянии и на утилизацию, которая в странах Европы стоит сейчас дороже её изготовления [114]. В связи с учетом современных тенденций по сокращению производственных расходов и повышению точности и производительности обработки, а также экологической безопасности производства ряд зарубежных фирм стали применять технологию обработ-

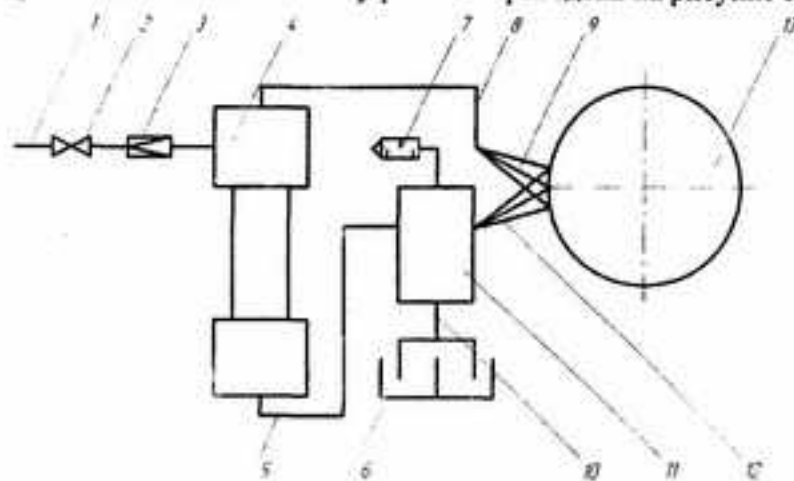
ки с минимальным количеством СОТС [140, 141, 143, 146, 147, 149]. При этом общие затраты на организацию и эксплуатацию систем подачи СОТС в виде аэрозоля примерно на 20 % ниже, чем аналогичные затраты на подачу поливом [114].

Наиболее широкое практическое применение данный метод получил на предприятиях Германии [114, 140, 143], а не в России, где он впервые был разработан [11, 40, 63, 116, 132]. Аналогичные технологии разрабатываются в последнее время во Франции, Англии, Испании, Индии, Китае [144, 147, 149]. Недостатком, сдерживающим широкое применение технологии обработки с подачей СОТС в виде аэрозоля, является сложность конструкции применяемых для этого устройств и высокая цена [213]. Хотя эта технология имеет пока достаточно ограниченное применение на машиностроительных предприятиях и во многих случаях не вышла еще из стадии практических экспериментов, она имеет хорошие перспективы за счет совершенствования устройств для подачи аэрозоля в зону обработки и обязательно займет достойное место в металлообработке.

Новым способом, лишенным вышеуказанных недостатков, является технология подготовки и подачи в зону резания воздушно-жидкостного аэрозоля за счет диспергирования жидкости вихревыми потоками воздуха с последующим распылением [51, 57, 61, 119]. При этом происходит эффективная активация СОТС в гетерогенных жидкостно-газовых вихревых потоках. Кроме того, вихревой способ подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля обеспечивает возможность легкого образования аэрозолей, содержащих одновременно газ, капли масел и капли водных эмульсий [119]. Такие аэрозоли обладают ценными технологическими свойствами и при подаче в зону резания позволяют решать комплекс задач, возникающих при обработке различных материалов за счет совместной реализации практически всех видов воздействия на процесс обработки: охлаждающего, смазывающего, химического, режущего и моющего.

5.2 Технология подготовки и подачи воздушно-жидкостных аэрозолей с использованием вихревых устройств

Для подготовки и подачи воздушно-жидкостных аэрозолей СОТС был использован вихревой диспергатор-распылитель [92], лишенный недостатков, присущих известным устройствам для распыления жидкостей. Подача холодного воздуха производилась с помощью вихревой трубы. Схема вихревого устройства для подготовки и подачи распыленных СОТС в зону резания приведена на рисунке 5.1.



1 – магистраль сжатого воздуха; 2 – вентиль запорный;
3 – вентиль редукционный; 4 – вихревая труба; 5 – трубопровод горячего воздуха;
6 – бак с СОТС; 7 – глушитель шума; 8 – трубопровод холодного воздуха;
9 – холодный поток воздуха; 10 – трубопровод для подачи СОТС;
11 – вихревой диспергатор-распылитель; 12 – поток распыленной СОТС;
13 – обрабатываемая заготовка

Рисунок 5.1 – Схема устройства для подготовки
и подачи распыленных СОТС в зону резания

Сжатый воздух из магистрали 1 через запорный вентиль 2 и редукционный вентиль 3 подается в тангенциальное сопло вихревой трубы 4, где образуются два вихревых потока. Охлажденный в вихревой трубе осевой поток воздуха 9 направляется в зону резания по трубопроводу 8. Нагретый периферийный поток поступает в вихре-

вой диспергатор-распылитель 11. Вихревые потоки воздуха в камере распылителя создают зону разрежения, обеспечивая поступление жидкости в осевую зону вихревой камеры из бака 6 по трубопроводу 10. Вихревые потоки воздуха диспергируют жидкость на мельчайшие частицы и распыляют через сопло в виде потока воздушно-жидкостного аэрозоля 12.

В отличие от других известных способов и устройств для подачи воздушно-жидкостных аэрозолей, вихревые устройства обеспечивают возможность подготовки и подачи СОТС в различных режимах:

- 1) вихревая труба обеспечивает подготовку и подачу струи холодного воздуха в зону резания;
- 2) вихревой распылитель жидкости обеспечивает подготовку и подачу в зону резания СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля;
- 3) термодинамический диспергатор позволяет совместить подачу в зону обработки струи холодного воздуха с минимальной подачей распыленных жидкостей;
- 4) устройство для распыления обеспечивает смешение и диспергирование в вихревой камере нескольких разнородных компонентов СОТС: воздуха, жидкости и порошков, для их совместного распыления.

При использовании устройств для распыления необходимо учитывать ряд параметров, характеризующих их работу: скоростные характеристики потока аэрозоля, крупность частиц жидкости и распределение частиц жидкости в потоке аэрозоля. Оптимизация режимов распыления жидкости позволит направить высокоскоростной поток воздушно-жидкостного аэрозоля в зону соприкосновения резца и детали и одновременно свести к минимуму эффект «слез» – склонность к образованию капелек жидкости на поверхности инструмента, детали и оснастки.

Исследование скоростных характеристик потока аэрозоля при давлении сжатого воздуха на входе вихревой камеры 0,2 МПа проводили на разных расстояниях от распылителя. Анализ полученных результатов (рисунок 5.2) показывает, что скорость потока аэрозоля после выхода из сопла распылителя сохраняется почти неизменной

на расстоянии до 50...70 мм. Затем начинает сказываться сопротивление окружающего воздуха и скорость потока быстро падает.

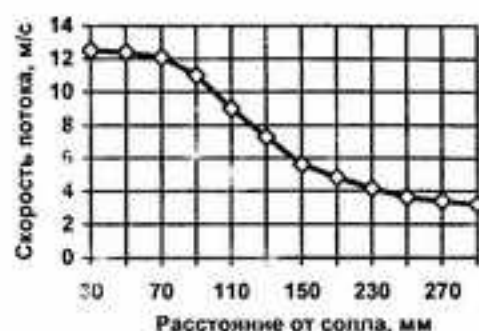


Рисунок 5.2 – Изменение скорости потока аэрозоля в зависимости от расстояния от сопла вихревого диспергатора-распылителя

Для оценки влияния давления сжатого воздуха, подаваемого на вход вихревой камеры диспергатора-распылителя, на скорость потока аэрозоля провели замеры скорости на расстоянии 30 и 50 мм от сопла распылителя, изменяя давление сжатого воздуха в пределах 0,1...0,4 МПа (рисунок 5.3).



Рисунок 5.3 – Зависимость скорости потока аэрозоля от давления сжатого воздуха на входе вихревой камеры диспергатора-распылителя

Полученные результаты показывают, что с ростом давления воздуха увеличивается и скорость потока аэрозоля. Различия скорости на расстояниях 30 и 50 мм от сопла распылителя составляют 15...17 %, что позволяет с учетом предыдущих результатов рекомендовать при подаче распыленных СОТС расположение диспергатора-распылителя в пределах 50...70 мм от зоны резания. При повышении давления сжатого воздуха свыше 0,3 МПа скорость потока аэрозоля растет незначительно. Для определения оптимального давления сжатого воздуха, подаваемого в диспергатор-распылитель, необходимо оценить влияние данного фактора на показатели эффективности процесса обработки.

Анализ результатов, полученных при исследовании качественных и количественных характеристик факела аэрозоля показывает, что даже на расстоянии 1 метр основное количество капель распыляемой жидкости движется в осевой зоне струи аэрозоля. При этом угол расширения, характеризующий форму факела аэрозоля, находится в пределах 10...12°. На расстоянии 30...50 мм от сопла диспергатора-распылителя 80...90 % капель распыляемой жидкости попадают непосредственно в зону резания, производя химическое, режущее, смазывающее, охлаждающее действие.

Поскольку при вихревой подготовке и подаче в зону резания СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля доля жидкости составляет менее 1 % воздушно-капельной взвеси, она не оставляет следов на станке и детали, стружка сходит практически сухой и не требует дополнительной очистки при утилизации. Концентрация до 90 % капель жидкости в осевой зоне факела аэрозоля позволяет доставлять практически все количество распыляемых СОТС в зону резания, при этом реализуются все действующие факторы СОТС, не образуется туман, обеспечивается безопасность оператора и экономия используемых СОТС.

Таким образом, новая технология вихревой подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля заложила основы создания комплекса устройств для подготовки и подачи СОТС при различных методах и условиях обработки.

5.3 Монтаж вихревых устройств на металлорежущих станках

Подготовка и подача в зону резания СОТС, представляющей собой поток воздушно-жидкостного аэрозоля, производится с использованием вихревого диспергатора-распылителя жидкости (рисунок 5.4). Диспергатор-распылитель имеет ступенчатую, чаще всего цилиндрическую форму. К одной из торцовых поверхностей подходит гибкий трубопровод для подачи жидкости, а вторая имеет отверстия для выхода воздуха. На цилиндрической поверхности большего диаметра расположен штуцер для подачи сжатого воздуха. Сопло распылителя расположено на цилиндрической поверхности малого диаметра в радиальном направлении.

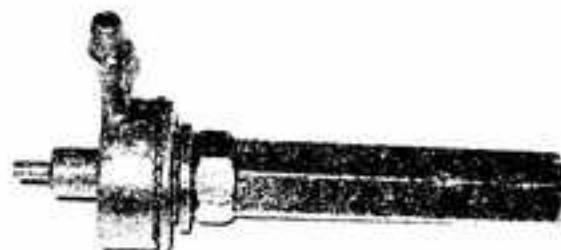


Рисунок 5.4 – Вихревой диспергатор-распылитель

Монтаж вихревого диспергатора-распылителя на металлорежущих станках должен производиться с возможностью его перемещения совместно с режущим инструментом, как правило, на суппорте или резцедержателе токарного станка (рисунок 5.5) или на корпусе шпинделя фрезерного станка. К распылителю подводятся два гибких трубопровода для подачи сжатого воздуха и жидкости. Распыляемая жидкость должна эжектироваться в вихревую камеру диспергатора-распылителя из емкости, установленной на станке.



Рисунок 5.5 – Монтаж вихревого диспергатора-распылителя на токарно-винторезном станке

Конструкция устройства должна позволять изменять расход жидкостной составляющей аэрозоля от нуля до максимально возможного для конкретного типа вихревого диспергатора-распылителя, т. е. изменять концентрацию СОТС. Для этого предусматривается регулировочный вентиль на трубопроводе для подачи жидкости.

Возможна установка устройств для подачи СОТС в виде аэрозоля на суппорте токарно-винторезного станка, например на откидном щитке. Расстояние от сопла диспергатора-распылителя до зоны резания устанавливается в пределах 30...50 мм (рисунок 5.6).



Рисунок 5.6 – Расположение вихревого диспергатора-распылителя на суппорте станка

Аналогично монтируется на станок и вихревая труба в случае, когда обработка ведется при использовании в качестве СОТС холодного воздуха. На токарно-винторезном станке с числовым программным управлением (ЧПУ) вихревая труба монтируется на суппорте с использованием специальной стойки и поворотного кронштейна с регулируемой длиной (рисунок 5.7). В этом случае обеспечивается возможность подачи СОТС в зону резания при работе различных инструментов, установленных в revolverной головке по возможности с одинаковым вылетом. Таким же образом на станки с ЧПУ монтируются и вихревые устройства для подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля. На многоцелевом станке смонтировано комбинированное устройство, содержащее вихревую трубу и диспергатор-распылитель (рисунок 5.8).



Рисунок 5.7 – Расположение вихревой трубы на суппорте токарно-винторезного станка с ЧПУ

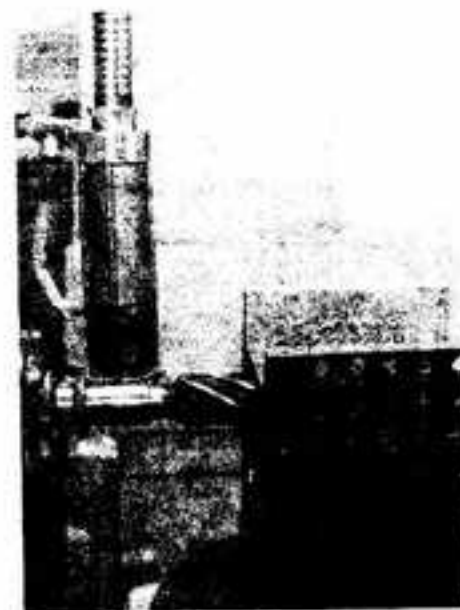


Рисунок 5.8 – Вихревые устройства на многоцелевом станке

На вертикально-фрезерном станке вихревой диспергатор-распылитель может быть смонтирован на регулируемом кронштейне, закреплённом на шпиндельной коробке (рисунок 5.9).



Рисунок 5.9 – Положение вихревого диспергатора-распылителя на вертикально-фрезерном станке

Внешний вид вихревого устройства для подготовки и подачи холодного воздуха и воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС в зону резания и способ его монтажа на зуборезном станке «Холронд» при фрезеровании канавок ротора винтового компрессора приведены на рисунке 5.10.



Рисунок 5.10 – Обработка ротора винтового компрессора с подачей распыленного СОТС в зону резания

Устройство обеспечивает подачу СОТС по периметру зоны резания из трех сопел. При этом обеспечивается подача аэрозоля на все режущие элементы фрезы, находящиеся в зоне резания.

Установки для вихревой подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля содержат ряд основных узлов. Подача сжатого воздуха обеспечивается устройством для подготовки воздуха, содержащим влагоотделитель типа В41-1 и редукционный клапан типа БВ-57-14. Вихревая подготовка и подача аэрозоля производится вихревой трубой, диспергатором-распылителем или при их совместной работе. Жидкость, предназначенная для распыления, размещается в баке, соединённом с распылителем гибким шлангом. Оптимальное расстояние от сопла распылителя до зоны резания составляет 30...50 мм.

5.4 Влияние режимов подготовки и подачи аэрозоля СОТС на эффективность обработки

Эффективность подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостных аэрозолей исследовалась на примере технологических процессов точения и фрезерования. Наиболее важным критерием эффективности технологии подготовки и подачи СОТС в зону резания является влияние ее на интенсивность изнашивания инструмента. Исходя из этого, при проведении исследований ставилась задача определить влияние режимов подготовки и подачи в зону резания распыленной СОТС на интенсивность изнашивания режущих инструментов. В качестве жидкостей для распыления использовали 3 % эмульсию, приготовленную из эмульсола Э1 и воды, а также индустриальное масло ИС-20. Оценка износа инструмента производилась по величине контактной площадки на задней поверхности инструмента с использованием инструментального микроскопа. Измерения производились через каждые 20 минут работы инструмента.

Одним из факторов, определяющих условия проникновения микрокапель СОТС в зону резания, является скорость подачи струи аэрозоля, которая зависит от давления сжатого воздуха, подаваемого на вход вихревого диспергатора-распылителя. С изменением давления сжатого воздуха на входе вихревого диспергатора-распылителя из-

меняются условия подготовки и подачи распыленной СОТС в зону резания. Данное положение проверили на операции фрезерования. Заготовки были изготовлены из стали 45, режущие зубья торцевой фрезы из быстрорежущей стали Р6М5. Давление сжатого воздуха, обеспечивающего подачу аэрозоля СОТС в зону резания, изменяли в пределах от 0,1 до 0,5 МПа. Скорость резания принималась равной 65 м/мин, глубина резания – 6 мм, подача – 110 мм/мин.

Приведенный на рисунке 5.11 график зависимости стойкости торцевой фрезы от давления сжатого воздуха, подаваемого в вихревой диспергатор-распылитель, показывает, что увеличение давления сжатого воздуха приводит к повышению стойкости инструмента. При этом за счет эффекта дросселирования снижается температура распыляемого аэрозоля и за счет увеличения скорости потока повышается проникающая способность СОТС, что в совокупности обеспечивает более эффективное охлаждение зоны резания и смазку трущихся поверхностей инструмента и заготовки.

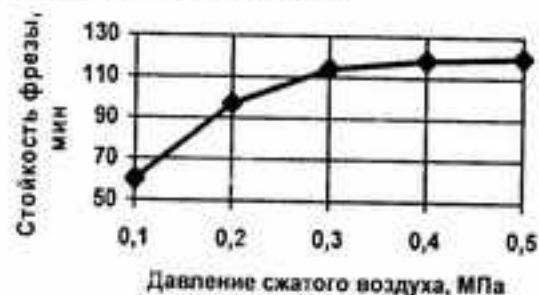


Рисунок 5.11 – Влияние давления сжатого воздуха, подаваемого в вихревой диспергатор-распылитель, на стойкость инструмента

Однако повышение давления сжатого воздуха свыше 0,3 МПа не приводит к заметному росту стойкости инструмента, так как начинает сказываться влияние пристеночных течений, возникающих на поверхности заготовки и инструмента. При этом мелкие капли аэрозоля отводятся от зоны резания и осаждаются на оборудовании или испаряются, образуя туман и загазованность. Поэтому целесообразно при подготовке и подаче аэрозолей СОТС настраивать вихревой диспер-

гатор-распылитель при давлении сжатого воздуха в пределах 0,2...0,3 МПа.

На следующем этапе исследований была поставлена задача сравнения влияния на износ инструмента обработки без подачи СОТС, традиционно применяющегося способа подачи СОТС поливом и разработанной технологии вихревой подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля. Для исследования был выбран метод обработки образцов из стали 40Х точением проходным резцом из быстрорежущей стали Р6М5. В качестве СОТС использовали 3 % водную эмульсию эмульсола Э1. Для работы вихревого диспергатора-распылителя использовали сжатый воздух давлением 0,2 МПа. Обработку проводили на режимах: скорость резания 35 м/мин, глубина резания 2 мм, подача 0,5 мм/об. Обработку вели без подачи СОТС, при подаче СОТС поливом и при подаче аэрозоля СОТС с использованием вихревого диспергатора-распылителя. Результаты эксперимента представлены на рисунке 5.12. Сравнение полученных результатов показывает: износ резца по задней поверхности наиболее интенсивно протекает при работе без подачи СОТС. Износ резца по задней поверхности при подаче распыленной СОТС протекает значительно медленней, чем при подаче СОТС поливом.

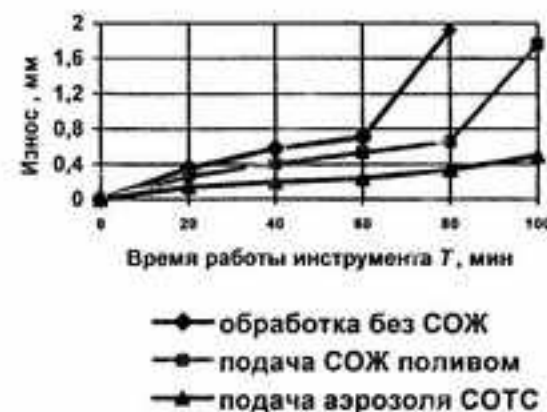


Рисунок 5.12 – Зависимость износа резца Р6М5 по задней поверхности от времени работы при точении стали 40Х

Вихревая подготовка и подача воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС, кроме охлаждающего действия, обеспечивает хорошее смазочное действие, уменьшающее износ инструмента. Время работы резца увеличивается практически в два раза по сравнению с обработкой при подаче СОТС поливом. По-видимому, сказывается активация СОТС в результате вихревого распыления, когда происходит насыщение СОТС воздухом, а мелкие капельки жидкости, двигаясь с высокой скоростью, проникают в зону резания и попадают на поверхности заготовки и инструмента.

Вихревая подготовка и подача СОТС в распыленном виде существенно снижает износ и твердосплавного инструмента по сравнению с подачей СОТС поливом. Для распыления использовали водную эмульсию эмульсола Э1. Обработку проводили на режимах: скорость резания 160 м/мин, глубина резания 1 мм, подача 0,5 мм/об. Обработку вели при подаче СОТС поливом и при подаче аэрозоля СОТС с использованием вихревого диспергатора-распылителя. Нарастание величины износа резца по задней поверхности при подаче распыленной эмульсии происходит медленнее, чем при подаче СОТС поливом, что способствует повышению стойкости инструмента (рисунок 5.13). При этом уменьшаются число и глубина микросколов на режущей кромке инструмента.



Рисунок 5.13 – Зависимость износа резца Т15К6 от времени работы при точении стали 45

Вихревая технология подготовки и подачи распыленных СОТС весьма эффективна и на операциях фрезерования. В отличие от операций точения при фрезеровании зона контакта режущего инструмента и заготовки имеет значительно большие размеры. Поэтому при подаче распыленных СОТС необходимо обеспечивать больший расход СОЖ и перекрывать зону резания. Изменение количества жидкости, подаваемой в составе аэрозоля от 150 мл/ч до 250 мл/ч, не оказывает существенного влияния на снижение износа режущей кромки инструмента.

Исследование эффективности вихревой технологии подготовки и подачи в зону резания аэрозоля СОТС при фрезеровании канавок ротора винтового компрессора проводили на зубофрезерном станке фирмы «Холроид». Материал ротора – сталь 45, диаметр заготовки равен 300 мм, скорость резания – 167 м/мин, глубина резания – 45 мм. Черновая обработка ведется фрезой диаметром 380 мм со вставными зубьями из твердого сплава Т15К6 (рисунок 5.14). В качестве жидкости для распыления использовали масло индустриальное.



Рисунок 5.14 – Фреза черновая для обработки роторов винтовых турбокомпрессоров

Износ твердосплавных режущих элементов происходил в форме сколов режущей кромки (рисунок 5.15) и ее последующего округления.



Рисунок 5.15 – Форма износа режущей кромки твердосплавного режущего элемента

Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что использование в качестве СОТС холодного воздуха из вихревой трубы без использования СОТС или при подаче минимального количества расплавленного индустриального масла в качестве СОТС обеспечивает высокопроизводительную и качественную обработку при резком сокращении количества СОТС, подаваемой в зону резания. При сочетании вихревого диспергатора-распылителя жидкости с вихревым энергоразделителем газов зона обработки эффективно охлаждается и интенсифицируется процесс дробления стружки. По массе доля остатков масла на стружке составляет менее 0,3 %, при этом не требуется дополнительная очистка этой стружки. Стойкость твердосплавных фрез возросла в 2,2 раза [61, 119].

При сложнопрофильном фрезеровании заготовок колеса турбокомпрессора из алюминиевых сплавов значительное влияние на качество обработанной поверхности оказывает образование наростов на режущей кромке инструмента и температурные деформации обрабатываемой детали и инструмента. С целью устранения указанных недостатков была предложена технология вихревой подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля. В качестве распыляемой жидкости использовали 3 % водную эмульсию эмульсола Э1. Режимы обработки сохранили: скорость резания 30 м/мин,

максимальная глубина резания 38 мм, подача 40 мм/мин, инструмент – фреза концевая коническая ф14 из быстрорежущей стали Р6М5.

После обработки партии заготовок были проанализированы полученные результаты. Налипание металла на режущие кромки фрезы не наблюдалось. Шероховатость обработанной поверхности несколько улучшилась, при этом полностью исчезли задиры. Не наблюдалось разбрызгивания СОТС по рабочей зоне станка, деталь оставалась сухой, температура заготовки и инструмента составляла 50...60 °С, коробление детали не наблюдалось. Стойкость инструмента увеличилась в 2,4 раза [59]. Значительно улучшились санитарно-гигиенические условия труда вследствие исключения керосина из состава СОТС.

Вихревые системы подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля работают гораздо лучше, чем традиционные системы подачи распыленных СОТС. Эффективность подачи аэрозоля и его проникновения в зону резания зависит от кинетической энергии частиц жидкости ($E = mv^2/2$), переносимых воздушным потоком. Увеличение размера частиц незначительно увеличивает их кинетическую энергию. Но увеличение скорости повышает кинетическую энергию частицы на квадрат скорости, что оказывает существенное влияние на эффективность действия СОТС. Скорость потока аэрозоля зависит от давления сжатого воздуха, подаваемого в вихревой диспергатор-распылитель. От него же зависит размер частиц распыляемой жидкости и их распределение в поперечном сечении факела аэрозоля. При использовании систем вихревой подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля в зону резания массовая доля жидкости составляет менее 1 % воздушно-капельной взвеси. В результате аэрозоль СОТС, оказывая охлаждающее, смазывающее и химическое действие, практически полностью используется в зоне резания, не оставляет следов на станке и детали, стружка сходит практически сухой и не требует дополнительной очистки при утилизации. Подача комбинированной СОТС, состоящей из скоростного потока холодного воздуха, распыленного масла и распыленной эмульсии на водной основе, обеспечивает наиболее выгодные условия работы инструмента. Улучшенные охлаждающие и смазочные свойства СОТС повышают эффективность их действия. При правильном соотношении компонентов следы смазки практически не заметны на инструменте и заготовке. Базовым материалом СОТС может быть синтетическое,

полусинтетическое или растительное масло. Вихревое распыление СОЖ и подача комбинированных СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля являются во многих случаях альтернативой охлаждению поливом.

Высокая скорость потока аэрозоля обеспечивает прекрасное удаление стружки и проникновение смазки в зону контакта инструмента и заготовки. В случае одновременной подачи в зону резания воздушно-жидкостного аэрозоля, создаваемого вихревым диспергатором-распылителем, и холодного потока воздуха из вихревой трубы осуществляется интенсивное охлаждение зоны резания. При этом изменяется характер стружки: она становится сегментной и наблюдается ее дробление (рисунок 5.16).



Рисунок 5.16 – Стружка при вихревой подготовке и подаче СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля

Значительное увеличение эффективности действия СОТС при подаче в зону резания в распыленном состоянии объясняется несколькими причинами:

- при выходе из распылителя с высокой скоростью температура СОТС дополнительно снижается, а высокая скорость струи интенсифицирует теплообмен в результате высокого градиента температур;

- удельная поверхность распыленной жидкости в 600–700 раз больше, чем у нераспыленной (12 г распыленной жидкости имеют поверхность около $0,4 \text{ м}^2$) [40], что интенсифицирует процесс ее испарения;

- испарение мельчайших частиц жидкости при контакте с поверхностью инструмента и заготовки интенсифицирует теплоотвод за счет высокой скрытой теплоты парообразования жидкости;

- совместная подача в зону резания воздуха, содержащего кислород, и жидкости интенсифицирует процесс образования окисных пленок на трущихся поверхностях, что уменьшает износ инструмента;

- распыленные жидкости – ионообразующий фактор, что усиливает проникающую способность СОЖ;

- высокая кинетическая энергия струи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля способствует ее проникновению в зону резания и удалению оттуда стружки, а также разрушению возникающей в зоне резания паровой оболочки.

Таким образом, высокая эффективность применения СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля, подготовленной в вихревом диспергаторе-распылителе, объясняется повышением их физической и химической активности за счет увеличения удельной энергии частиц. При этом обеспечивается также интенсификация процессов тепло- и массообмена в вихревых двухфазных газожидкостных потоках за счет увеличения скорости движения и уменьшения температуры СОТС, по сравнению с охлаждением поливом. Новая энергосберегающая технология вихревой подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля заложила основы создания комплекса устройств для вихревой подготовки и подачи СОТС при различных методах и условиях обработки.

6 Ресурсосбережение при использовании вихревых преобразователей энергии

Исследования процессов тепло- и массопереноса в вихревых потоках газа, жидкости и двухфазных жидкостно-газовых позволили установить взаимосвязи теплоэнергетических характеристик вихревых преобразователей энергии с их конструктивным исполнением и заложили основы создания комплекса вихревых устройств, обеспечивающих ресурсосбережение и повышение эффективности ряда технологических процессов. К наиболее перспективным областям применения вихревых устройств в машиностроении можно отнести совершенствование технологических процессов сборки соединений с натягом, приготовления мелкодисперсных эмульсий и моющих растворов, мойки деталей перед сборкой, а также приготовление и подачу в зону резания воздушно-жидкостных аэрозолей СОТС, автономное теплоснабжение оборудования гальванического производства. Вихревые устройства в качестве теплоэнергетического оборудования обеспечивают автономное отопление и горячее водоснабжение объектов, кондиционирование и увлажнение воздуха в производственных помещениях. Ниже приводятся примеры разработок, выполненных на основе полученных результатов и нашедших практическое применение в ряде технологических процессов и устройств.

6.1 Технологические процессы сборки неподвижных соединений с использованием вихревых труб

Вихревые трубы обеспечивают нагрев и охлаждение газообразных сред, а также их разделение на компоненты в результате специальным образом организованного движения потоков в вихревой камере. Происходящие при вихревом движении газов интенсивные процессы тепло- и массопереноса обусловили возможности применения разработанных конструкций вихревых труб [84, 85] в различных технологических процессах машиностроительных производств [48–50] в качестве холодильного агрегата. Вихревые трубы нашли применение в ряде технологических процессов, где требуется периодическое охлаждение объектов, в том числе в устройствах для пода-

чи охлажденных газообразных СОТС в зону резания, в холодильных камерах для охлаждения охватываемых деталей перед сборкой соединений с натягом и для охлаждения блоков электронной аппаратуры станков с ЧПУ.

Возможность применения вихревых труб для создания низких температур при периодическом использовании оборудования реализована в условиях ОАО «Тяжпромарматура» (г. Пенза) на операции сборки соединения с натягом направляющей втулки и корпуса клапана регулирующего запорной арматуры для АЭС. Соединение должно выдерживать осевую нагрузку до 8000 Н. Обе детали изготавливаются из стали 08Х18Н10Т. Сопрягаемые поверхности имели размеры: отверстие в корпусе $\varnothing 60H8$, наружный диаметр втулки $\varnothing 60h8$, длина сопряжения составляет 65 мм. Шероховатость сопрягаемых поверхностей не более $Rz6,3$. Величина осевого усилия запрессовки втулки достигает 15 кН.

Действующий технологический процесс сборки соединения предусматривал нагрев корпуса в печи до температуры не менее 250 °С, выдержку при данной температуре в течение 30...40 минут, транспортировку на участок сборки и сборку методом продольной запрессовки направляющей втулки. После запрессовки корпус остывал до комнатной температуры в течение 3...4 часов. Недостатками данной технологии являются такие факторы, как длительное время нагрева с целью избежать деформации корпуса и высокие затраты энергии в связи с этим, опасности и неудобства при транспортировке корпуса, нагретого до 250 °С. Кроме того, при нагреве корпуса наблюдалось искажение цилиндрической поверхности отверстия в связи с различной толщиной его стенок.

Для устранения этих недостатков было предложено заменить нагрев корпуса охлаждением втулки, которое обеспечило бы соответствующее уменьшение ее диаметра перед запрессовкой. Охлаждение было предложено выполнять с использованием вихревой трубы, холодный воздух из которой направлялся в холодильную камеру. Холодильная камера представляла собой теплоизолированный контейнер с размерами 500×500×300 мм, который устанавливался непосредственно на участке сборки данного узла. Холодный воздух из вихревой трубы с температурой –35...–40 °С подавался непосред-

венно на детали, расположенные на решетчатом поддоне в холодильной камере. Воздух, выходящий из холодильной камеры, направляется в теплообменник, где использовался для охлаждения сжатого воздуха, поступающего в вихревую трубу, и корпуса вихревой трубы, что позволило повысить эффективность ее работы. Для охлаждения втулок использовали вихревую трубу калибром 12 мм, в которую подавали предварительно осушенный сжатый воздух давлением 0,5 МПа. Время охлаждения составляло 40 минут. Охлажденную втулку вынимали из холодильной камеры, устанавливали в сборочное приспособление и запрессовывали с использованием гидропресса. Охлаждение втулки до -30°C позволило снизить максимальное усилие запрессовки до 7 кН. При этом отпала необходимость нагрева корпуса и его транспортировки в нагретом состоянии на участок сборки, сократились затраты энергии, повысилась безопасность труда.

6.2 Применение вихревых гидравлических теплогенераторов для приготовления эмульсий и моющих растворов

Решение многих технологических задач возможно путем разработки и применения технологии нагрева разнородных жидкостей в вихревых гидравлических теплогенераторах, применение которых в качестве автономного источника теплоснабжения более эффективно по сравнению с электронагревателями и более экономично, чем использование пара. Разработанные конструкции вихревых гидравлических теплогенераторов обеспечивают нагрев жидкости при ее движении в вихревой камере [91, 93, 97], причем нагрев может быть совмещен с диспергированием разнородных жидкостей, приготовлением стойких эмульсий и моющих растворов.

Диспергирование и приготовление эмульсий в производственных условиях выполняются, как правило, с использованием мешалок различных конструкций при одновременном нагреве рабочей жидкости. Применяемые в процессе механической обработки материалов эмульсии являются питательной средой для размножения бактерий. Приготовленные из разнородных жидкостей с использованием мешалок эмульсии расслаиваются, в них размножаются анаэробные бактерии, снижающие качество эмульсий. В результате жизнедеятельности бактерий эмульсия разлагается, выделяется сероводород, и она истощается, т. е. становится непригодной для дальнейшего использования. Кавитационные пузырьки, образующиеся в воде, существенно влияют на жизнестойкость микроорганизмов, значительно понижая последнюю. В работе [126] говорится, что методами электронной микроскопии обнаружено, что в эмульсии, приготовленной с применением эжекционно-волновой технологии, концентрация и активность микроорганизмов гораздо меньше по сравнению с эмульсией, получаемой традиционным способом. При волновой обработке устойчивость эмульсий к биопоражению достигала 3 месяцев, тогда как обычная эмульсия при отсутствии биоцидных добавок в летнее время склонна к развитию микроорганизмов уже через 5...7 суток эксплуатации.

Для решения задач приготовления высококачественных эмульсий СОТС и поддержания их в рабочем состоянии предложено применять вихревой термогенератор [31, 123]. При движении вихревого потока жидкости в оптически прозрачной вихревой камере термогенератора было отмечено образование огромного количества мельчайших пузырьков. Пузырьки движутся вместе с вихревым потоком жидкости, распространяются на большую часть вихревой камеры. Данное явление называется кавитацией, которая возникает в результате разрывов сплошности жидкости при местном понижении давления. В периферийных вихревых потоках, где скорость потока жидкости резко уменьшается, а давление, соответственно, увеличивается, и перед выходом из вихревой камеры происходит схлопывание кавитационных пузырьков и выделение тепла. Совместное воздействие кумулятивных струек, образующихся при схлопывании кавитационных пузырьков, гидродинамических ударов и ультразвукового поля приводят к стерилизации обрабатываемой жидкости, эмульгированию обычно не смешиваемых продуктов, гомогенизации обрабатываемого продукта.

Применение небольших по мощности теплогенераторов, работающих в режиме кавитации, обеспечит качественное приготовление в производственных условиях мелкодисперсных трудно расслаивающихся эмульсий смазывающе-охлаждающих технологических жидкостей, используемых при обработке материалов резанием (рисунк 6.1).



Рисунок 6.1 – Приготовление эмульсий в производственных условиях с использованием вихревого гидравлического теплогенератора

В процессе приготовления эмульсий с использованием вихревого теплогенератора проявляется синергетический эффект взаимного усиления процессов перемешивания, диспергирования, нагрева, обеззараживания и активации жидкости при движении в вихревых потоках. На эффективность кавитации не влияет ни мутность, ни солевой состав воды, ни цветность. При кавитационном воздействии разрушаются ассоциаты молекул воды, внутри которых могут содержаться бактерии. Тем самым болезнетворные организмы лишаются защиты перед другими химическими и физическими воздействиями.

Использование мелкодисперсных эмульсий, приготовленных с использованием технологии вихревого нагрева и диспергирования в режиме кавитации, позволяет повысить производительность станков, сократить расход режущего инструмента, улучшить качество обрабатываемых поверхностей.

Мойка и очистка поверхностей деталей связана с затратой энергии на разрушение загрязнений и на их удаление с поверхности. Выбор пути интенсификации процесса очистки решается на основании технологических и экономических соображений. Анализ показывает, что моечно-очистные процессы являются энергоемкими. Прямые затраты на очистку составляют не более 2,5 % подводимой

электроэнергии, что указывает на широкие возможности совершенствования процессов очистки и снижения их энергоемкости [8]. Затраты на моющие средства, предназначенные для очистки поверхности, также очень высоки. Поэтому актуальной является задача более интенсивного активирования моющих средств и их более рационального использования.

В последние годы разработаны новые, высокоэффективные синтетические моющие средства (СМС) и растворяюще-эмульгирующие средства (РЭС), а также технологические процессы их использования. Однако применяемое ранее и создаваемое в настоящее время моечно-очистное оборудование не способно в полной мере реализовать все преимущества новых моющих и растворяюще-эмульгирующих средств. Во многих случаях старые конструкции, традиционные технические решения становятся барьерами эффективного использования полезных свойств СМС и РЭС.

Детали машин после изготовления, перед сборкой и при ремонте подвергаются очистке от загрязнений и мойке в специальных моечных машинах. Мойка и очистка деталей, предусмотренная технологическим процессом и выполняемая в существующих моечных машинах, не всегда обеспечивает необходимое качество и, как правило, связана с большими затратами энергии. В настоящее время для нагрева моющего раствора используются либо пар, либо тепловые электрические нагреватели (ТЭНы), а для интенсификации процесса мойки обеспечивают подачу моющего раствора под давлением. Нагрев воды и разнородных технологических жидкостей производится или паром, или ТЭНами. Основным недостатком ТЭНов является требование водоподготовки, так как они очень чувствительны к качеству воды, а использование в качестве нагревающей среды пара энергозатратно, особенно в летнее время, когда для этого необходима работа котельной.

Интенсифицировать процесс очистки и мойки деталей при ремонте, после механической обработки, перед сборкой и нанесением гальванических покрытий поверхности позволит применение вихревого гидродинамического нагревателя жидкости. Наиболее перспективным является метод повышения энергетического воздействия

моющего раствора при его циркуляции в пузырьково-активаторной моечной машине (рисунок 6.2).



Рисунок 6.2 – Принципиальная схема пузырьково-активаторной моечной машины

Разработанные технология и устройство для мойки деталей и узлов машин в процессе их производства и при ремонте с использованием вихревого гидродинамического нагревателя жидкости позволяют совместить несколько функций: подогрев моющего раствора, насыщение его пузырьками воздуха и направленную циркуляцию в баке моечной машины (рисунок 6.3).



Рисунок 6.3 – Опытный образец пузырьково-активаторной моечной машины

Процесс мойки осуществляется потоком моющего раствора с пузырьками воздуха, эжектируемого вихревым гидродинамическим нагревателем жидкости, установленным на днище моечного бака под углом, обеспечивающим требуемое направление циркуляции моющего раствора в баке (рисунок 6.4). Моющий раствор движется по контуру: насос – вихревой гидродинамический нагреватель жидкости – бак – насос. Нагрев моющего раствора производится без применения ТЭНов за счет вихревого движения жидкости в режиме кавитации. Создаваемые гидронагревателем вихревые потоки моющего раствора нагреваются, насыщаются мельчайшими паровоздушными пузырьками и при направленной подаче в моечный бак обеспечивают качественную мойку и очистку поверхности деталей, экономию моющих средств.



Рисунок 6.4 – Бак пузырьково-активаторной моечной машины с вихревым гидронагревателем (вид снизу)

В результате многократной циркуляции моющего раствора по замкнутому контуру он нагревается до требуемой температуры. Максимальный эффект мойки достигается за счет активации потока моющего раствора всепроникающими пузырьками воздуха (рисунок 6.5).

Пузырьки воздуха захлопываются, выделяя при этом импульсную энергию, которая интенсифицирует процесс очистки поверхности.



Рисунок 6.5 – Моечный бак, заполненный моющим раствором, активированным пузырьками воздуха (вид сверху)

За счет многоциклового комбинированного температурного, гидродинамического и пузырьково-активаторного воздействия потока моющего раствора на изделия и детали до 50 % снижается расход моющих средств и потребляемой электроэнергии, повышается качество мойки. Устройство не чувствительно к качеству воды и составу моющего раствора, обладает высокой надежностью.

6.3 Промышленная реализация технологии вихревой подготовки и подачи в зону резания аэрозолей СОТС

Технологические возможности СОТС могут быть значительно увеличены за счет их активации, поэтому одним из основных этапов при разработке технологии применения СОТС является выбор не только вида и метода их подачи, но и способов активации. При подборе режимов диспергирования можно создать такую степень активации СОТС, при которой она приобретает новые физико-химические свойства. При этом дополнительный эффект вносят реакции с

участием молекул воды и кислорода. Недостатками, сдерживающими широкое применение технологии обработки с подачей СОТС в виде аэрозоля, являются сложность конструкции применяемых для этого устройств и высокая цена [114].

Новым способом, лишенным вышеуказанных недостатков, является технология подготовки и подачи в зону резания воздушно-жидкостного аэрозоля за счет диспергирования жидкости вихревыми потоками воздуха в вихревом диспергаторе-распылителе [119, 123]. Создаваемое вихревыми потоками воздуха энергетическое воздействие на жидкость приводит к ее диспергированию, разрыву межмолекулярных связей, электризации частиц и молекул жидкости, в результате чего происходит эффективная активация СОТС.

Принципиальным отличием вихревой технологии подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля является усиление роли размерных эффектов вследствие значительной площади границ раздела фаз составляющих СОТС. Кроме того, вихревой способ подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля обеспечивает возможность образования аэрозолей, содержащих одновременно газ, капли масел и капли водных эмульсий [119]. Такие аэрозоли обладают ценными технологическими свойствами и обеспечивают при подаче СОТС в зону резания синергетический эффект за счет совместной реализации практически всех видов воздействия на процесс обработки: охлаждающего, смазывающего, химического, режущего и моющего действия.

Таким образом, новая вихревая технология подготовки и подачи СОТС в виде аэрозоля заложила основы создания комплекса устройств для подготовки и подачи СОТС при различных методах и условиях обработки.

Среди разработанных вихревых диспергаторов-распылителей можно выделить «Термодинамический диспергатор» [101] и «Устройство для распыления» [102], которые отличаются простотой конструкции и позволяют получить охлажденный аэрозоль одновременно двух жидкостей, например, водосодержащих эмульсий и масляных. Устройства работают от источника сжатого воздуха с давлением 0,2...0,4 МПа. При этом расход воздуха составляет 4...21 м³/ч в зависимости от типоразмера диспергатора-распылителя. Расход жид-

кости регулируется в диапазоне 0...0,5 л/мин. Конструкция термодинамического диспергатора отмечена золотой медалью Всемирного Салона инноваций, научных исследований и новых технологий «Иннова/Энерджи 2007» (конкурс «Брюссель-Эврика»), Бельгия, 22–25 ноября 2007 г.

Вихревые устройства обеспечивают получение многокомпонентных, активированных, мелкодисперсных СОТС с различным процентным соотношением жидкости и газа, позволяют бесступенчато регулировать количественный и качественный состав распыляемых СОТС. Разработанная технология обеспечивает регулируемую подачу компонентов СОТС в зону резания (рисунок 6.6).



Рисунок 6.6 – Принципиальная схема вихревой подготовки и подачи распыленных СОТС в зону резания

Сжатый воздух в вихревой трубе разделяется на два потока: холодный и горячий. Холодный поток подается в зону резания в качестве СОТС. Горячий поток может использоваться для работы вихревого диспергатора-распылителя, который эжектирует и распыляет жидкость, которая в виде воздушно-жидкостного аэрозоля в сочетании с холодным воздухом подается в зону резания. Имеется возможность регулирования количества СОТС и температуры подаваемого воздуха. Применение вихревых систем охлаждения инструментов при механической обработке обеспечивает отказ от обильного применения СОТС при сохранении высокой производительности и качества обработки. При этом повышается стойкость режущих инстру-

ментов, повышается культура производства и снижаются затраты на утилизацию СОТС. Для работы вихревых устройств используется сжатый воздух из заводской пневматической сети.

Вихревая технология подготовки и подачи СОТС в виде аэрозоля заложила основы создания комплекса устройств для различных видов металлорежущих станков, методов и условий обработки.

В ОАО «Пензкомпрессормаш» (г. Пенза) внедрен один из вариантов устройства для подготовки и подачи СОТС в виде аэрозоля на операции фрезерования канавок ротора винтового компрессора диаметром 450 мм, изготавливаемого из стали 45 (рисунок 6.7).



Рисунок 6.7 – Роторы винтового компрессора

Обработка канавок роторов на операции черного фрезерования производится на зубофрезерном станке фирмы «Холронд» модульными фрезами диаметром 380 мм со вставными зубьями из твердого сплава Т15К6 (рисунок 6.8) и зубьями из быстрорежущей стали Р6М5 на операции чистового фрезерования. При обработке по базовой технологии охлаждение режущего инструмента производилось сульфидфрезолом, расход которого за время обработки одного ротора составлял 15 л, а период стойкости инструмента составлял 90 мин.



Рисунок 6.8 – Фреза с твердосплавными вставными зубьями

Для удаления продуктов сгорания сульфифрезоло использовалась вытяжная вентиляция с приводом мощностью 45 кВт, и тем не менее в цехе во время работы станков наблюдалось сильное задымление.

После проведения ряда экспериментальных проверок вихревых устройств для подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС в зону резания и отработки технологии фрезерования с учетом новых условий был принят вариант подачи в зону резания охлажденного потока воздуха в сочетании с распыленным минеральным маслом (рисунок 6.9). При подаче в качестве СОТС охлажденного воздуха и распыленного минерального масла стойкость инструмента увеличилась вдвое.



Рисунок 6.9 – Подача аэрозоля СОТС при обработке ротора

Если раньше одной фрезы хватало для обработки двух роторов, то после внедрения вихревого устройства для подготовки и подачи аэрозоля СОТС одной фрезой стали обрабатывать четыре ротора. Отпала необходимость в вытяжной вентиляции рабочих мест мощностью 45 кВт. Это позволило исключить расходы на вытяжную вентиляцию и на использование сульфифрезоло в качестве СОТС, что значительно улучшило экологическую обстановку в цехе. По массе доля остатков масла на стружке составляет менее 0,3 %, при этом не требуется дополнительная очистка этой стружки при утилизации. Разработанная система охлаждения принята к эксплуатации и безотказно работает в течение двух лет.

Оценка эффективности внедрения вихревой системы подготовки и подачи распыленных СОТС в ОАО «Пензкомпрессормаш» на операции обработки ротора винтового компрессора дала следующие результаты.

За одну смену примерная экономия составляет 3 000 руб.

За один год экономия составляет 761 250 руб.

В ОАО «Пензадизельмаш» (г. Пенза) было проведено изучение проблем, возникающих при фрезеровании сложнопрофильных поверхностей лопаток рабочего колеса турбокомпрессора, изготавливаемого из алюминиевых сплавов. Было установлено, что значительное влияние на качество обработанной поверхности оказывает образование наростов на режущей кромке инструмента и температурные деформации обрабатываемой детали и инструмента. С целью улучшения условий обработки была изменена технология обработки с подачей СОТС (керосина) поливом на технологию с вихревой подготовкой и подачей распыленной СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля (рисунок 6.10). В качестве распыляемой жидкости использовали 3 % водную эмульсию эмульсола Э1. Были установлены следующие режимы обработки: скорость резания 30 м/мин, максимальная глубина резания 38 мм, подача 40 мм/мин, инструмент – фреза концевая коническая диаметром 14 мм из быстрорежущей стали Р6М5. Оптимальное расстояние от сопла до зоны резания составляет 30...50 мм.



Рисунок 6.10 – Фрезерование сложногопрофильных лопастей колеса турбокомпрессора с подачей аэрозоля СОТС

Установлено, что практически отсутствует разбрызгивание СОТС по рабочей зоне станка, температура заготовки и инструмента составляла 50...60 °С, деталь оставалась сухой, коробление детали и налипание металла на режущие кромки не наблюдалось, повысилась стойкость инструмента. Значительно улучшены санитарно-гигиенические условия труда.

В НПО «Промсервис» (г. Пенза) внедрена подача СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля при обработке сферической поверхности шарнира для шаровой опоры (рисунок 6.11) из алюминиевого сплава АМгб на операции фасонного точения сферы диаметром 24,5 мм. Обработка шаровых опор проводилась фасонными резцами на следующих режимах: частота вращения шпинделя $n = 890 \text{ мин}^{-1}$, черновая обработка велась при подаче $S = 0,5 \text{ мм/об}$, а оставшийся припуск 0,7...1,0 мм снимали на подаче $S = 0,015 \text{ мм/об}$.



Рисунок 6.11 – Опора шаровая

Интенсивное образование нароста на режущей кромке резца (рисунок 6.12) не позволяло добиться необходимой чистоты поверхности. Использование в качестве СОТС водных эмульсий обеспечивало охлаждение зоны резания, однако не снимало проблему наростообразования. При подаче в зону резания минерального масла повышалась температура резания и начиналось образование дыма. Наиболее приемлемым вариантом было бы сочетание в составе СОТС компонентов с охлаждающим и смазывающим свойствами.



Рисунок 6.12 – Нарост на режущей кромке фасонного резца

Для повышения эффективности действия СОТС была использована технология вихревой подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля в зону резания. Одной из функциональных возможностей диспергатора-распылителя является возможность смешения различных жидкостей непосредственно перед подачей в зону резания. Эта возможность реализована посредством одновременной эжекции в вихревой поток воздуха двух жидкостей и их совместного диспергирования и распыления (рисунок 6.13). Система совместной дозированной подачи различных видов СОТС обеспечивала требуемое соотношение смазывающего и охлаждающего действия.



Рисунок 6.13 – Технология обработки с подачей СОТС в виде аэрозоля из разнородных жидкостей (масла и водной эмульсии)

Результатом внедрения данной системы в производство стало снижение себестоимости изготовления шарнирной опоры на 15 %, отпала необходимость в применении дорогостоящих и токсичных моющих составов для очистки поверхности перед нанесением покрытия [31, 59].

На сегодняшний день вихревые технологии подготовки и подачи аэрозолей СОТС применяются в ОАО «Пензкомпрессормаш» для обработки ротора винтового компрессора, в ОАО «Пензадизельмаш» на операциях обработки деталей турбокомпрессоров, в НПО «Промсервис» при обработке сферической поверхности шарнира фасонными резцами, а также на предприятиях городов Кузнецка и Сердобска Пензенской области.

Ведется проработка вариантов использования устройства на различных типах металлорежущих станков.

Подача СОТС в распыленном виде может эффективно применяться в следующих случаях:

1) на операциях, где по тем или иным причинам подача СОТС поливом не применима, например, на операциях фрезерования по

разметке, на тяжелых станках, где сбор отработавшей жидкости затруднен, на операциях заточки и др.;

2) при обработке некоторых труднообрабатываемых материалов, когда подача СОЖ поливом не обеспечивает требуемого эффекта;

3) при необходимости оздоровления условий труда (гашение пыли при обработке чугуна, вместо керосина, скипидара и других раздражающих веществ при обработке легких сплавов и цветных материалов, вместо сульфохрезола на ряде фрезерных операций);

4) для уменьшения температурных деформаций крупногабаритных тонкостенных деталей в процессе обработки.

Распыленные СОЖ можно с успехом применять на агрегатных станках, автоматических линиях и, что особенно важно, на станках с ЧПУ, в том числе на многооперационных станках. Устройства для крепления сопла на универсальных станках должны позволять регулировку точного направления струи и воздушно-жидкостного аэрозоля в зону резания при обработке различных по форме и размерам деталей на различных типах станков.

6.4 Автономное теплоснабжение объектов с использованием вихревых гидравлических теплогенераторов

Теплоснабжение промышленных предприятий и отдельных видов технологического оборудования обеспечивается, как правило, централизованно, на базе ТЭЦ или котельных различной мощности, сжигающих различные виды органического топлива. Транспортирование тепловой энергии к потребителям производится по теплотрассам, где теряется значительное количество тепла. Стоимость строительства и эксплуатации теплотрасс велика, а эффективность не превышает 60 %. В связи с физическим износом и старением оборудования котельных и теплотрасс наблюдается увеличение затрат на их поддержание в рабочем состоянии.

В связи с развитием в последние годы индивидуального предпринимательства, роста цен на энергоносители, строительства малых предприятий возрос спрос на автономные системы отопления и горячего водоснабжения. Однако отечественная промышленность недос-

таточно удовлетворяет потребности рынка в высококачественном, экономичном и многофункциональном оборудовании для теплоснабжения.

Одним из эффективных решений проблемы теплоснабжения промышленных объектов и технологического оборудования является применение автономных систем теплоснабжения на основе вихревых гидравлических теплогенераторов.

При финансовой и производственной поддержке ООО «Термовихрь» были выполнены НИОКР, разработана конструкторская документация на ряд типоразмеров вихревого термогенератора (таблица 6.1), освоено производство всего типоразмерного ряда термогенераторов (рисунок 6.14), разработаны и зарегистрированы технические условия, изделия сертифицированы.

Таблица 6.1 – Технические характеристики вихревых теплогенераторов

Модельный ряд	Мощность привода, кВт	Энергопотребление, кВт · ч	Теплопроизводительность, ккал	Помещение, м ² (м ³)
ТМГ - 2,2	2,2	1,5	1200	32 (80)
ТМГ - 3,0	3	2,7	2100	45 (110)
ТМГ - 5,5	5,5	3,0	2350	80 (200)
ТМГ - 7,5	7,5	6,0	4650	110 (270)
ТМГ - 11,0	11	7,8	6100	160 (400)
ТМГ - 15,0	15	10,5	8150	220 (550)
ТМГ - 18,5	18,5	15,5	12000	270 (680)
ТМГ - 22,0	22	16,7	13000	320 (800)
ТМГ - 30,0	30	19,5	15000	440 (1100)
ТМГ - 37,0	37	32,0	24800	540 (1360)
ТМГ - 45,0	45	39,5	30600	660 (1650)

На основе базовой конструкции вихревого термогенератора [91] и с учетом выполненных исследований были разработаны и изготовлены опытные образцы термогенерирующей установки [93] для одновременного нагрева нескольких разнородных жидкостей, парогенератора [97], моечной машины [104] для мойки и очистки деталей.



Рисунок 6.14 – Образцы продукции ООО «Термовихрь» – вихревые гидравлические теплогенераторы

Системы автономного теплоснабжения технологического оборудования с использованием вихревого теплогенератора позволяют регулировать температуру теплоносителя и автоматически поддерживать её на заданном уровне блоком управления в пределах 40...140 °С.

Высокая надежность, безопасность и экономичность делают применение вихревых гидравлических теплогенераторов, обеспечивающих нагрев жидкости при ее вихревом движении, в качестве автономного источника теплоснабжения технологического оборудования более эффективным, по сравнению с электронагревателями, и более экономичным, чем паром. Их применение позволит повысить надежность и экономичность работы оборудования, в том числе обеспечит заданный температурный режим гальванических ванн.

Четырехлетний опыт применения вихревых гидравлических теплогенераторов для теплоснабжения гальванических ванн в ОАО «Дизель» (Краснодарский край) и в ОАО «Кузнецкий радиозавод» (Пензенская область) показал их высокую надежность (рисунок 6.15). При эксплуатации вихревых гидравлических теплогенераторов обеспечивается экономия энергоресурсов до 20 %.

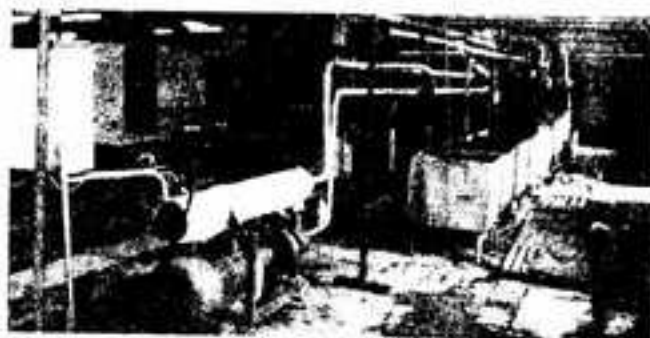


Рисунок 6.15 – Обеспечение теплоснабжения гальванических ванн с помощью вихревого гидравлического теплогенератора

При повышении давления в системе выше атмосферного, что достигается герметизацией замкнутого водяного контура, температуру воды на выходе из теплогенератора можно существенно повысить. Так, при давлении 0,5 МПа температура достигает 150 °С, что позволяет использовать ее в специфических технологических процессах. Один из вихревых термогенераторов мощностью 7,5 кВт установлен в специальном производственном помещении для нагрева рабочей среды до 120 °С.

Перспективные области применения вихревых гидравлических теплогенераторов:

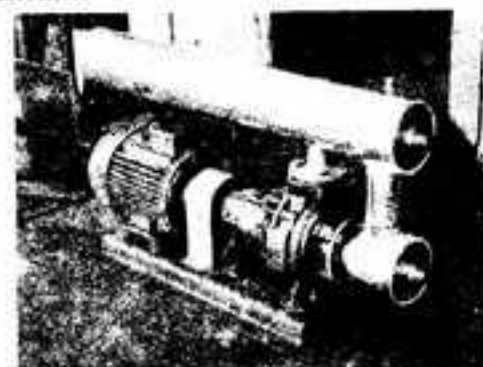
- нагрев технологических жидкостей в гальваническом производстве;
- приготовление мелкодисперсных эмульсий;
- автономный нагрев разнородных жидкостей и моющих растворов;
- смешивание разнородных жидкостей, совмещенное с их нагревом;
- мойка деталей машин при их изготовлении и ремонте;
- автономное отопление и горячее водоснабжение.

Технологии нагрева жидкостей с использованием вихревых теплогенераторов экологически и пожаробезопасны, в качестве привода жидкостных насосов возможно использование электрических двигателей или двигателей внутреннего сгорания, что обеспечивает их

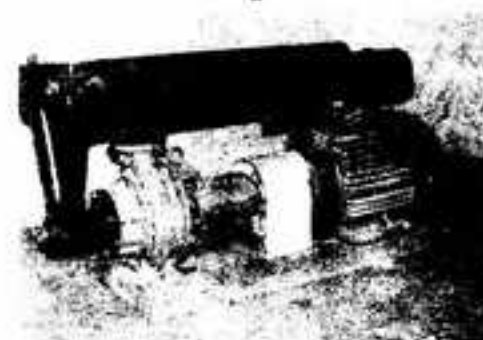
полную автономность. Допускается периодическая эксплуатация теплогенераторов в зимний период при условии использования в качестве теплоносителя незамерзающих жидкостей.

6.5 Использование вихревых гидравлических теплогенераторов для автономного отопления и горячего водоснабжения

Разработанные конструкции вихревых теплогенераторов, как правило, мощностью свыше 15 кВт (рисунок 6.16), в настоящее время используются для отопления и горячего водоснабжения жилых, производственных и административных помещений во многих регионах России: на Дальнем Востоке и Урале, в Поволжье, в Центре и на Юге России, в Прибалтике.



а



б

Рисунок 6.16 – Вихревые гидравлические теплогенераторы: а – мощностью 15 кВт; б – мощностью 37 кВт

Теплогенераторы на базе мощных насосов комплектуются двумя вихревыми камерами (см. рисунок 6.16,б). Изделие может изготавливаться из доступных конструкционных материалов, преимущественно из стали. В зависимости от вида и состава нагреваемой жидкости могут применяться стали соответствующего состава (коррозионно-стойкие). В качестве привода могут использоваться любые электродвигатели с частотой вращения вала не ниже 3000 мин^{-1} . Жидкостные насосы могут применяться различных типов с характеристиками, соответствующими серийным насосам типа КМ. Блок управления изготавливается из серийно выпускаемых комплектующих.

Теплоноситель подается потребителям либо в традиционные системы водяного отопления, либо в воздушные конвекторы (рисунок 6.17), позволяющие эффективно решать различные задачи, например, создания тепловых воздушных завес.



Рисунок 6.17 – Термогенератор ТМГ-3, подключенный к батареем водяного отопления и воздушному калориферу

При необходимости обеспечения горячего водоснабжения термогенератор комплектуется бойлером и, как показали сравнительные

испытания, работает эффективнее зарубежных электрических водонагревателей (рисунок 6.18).

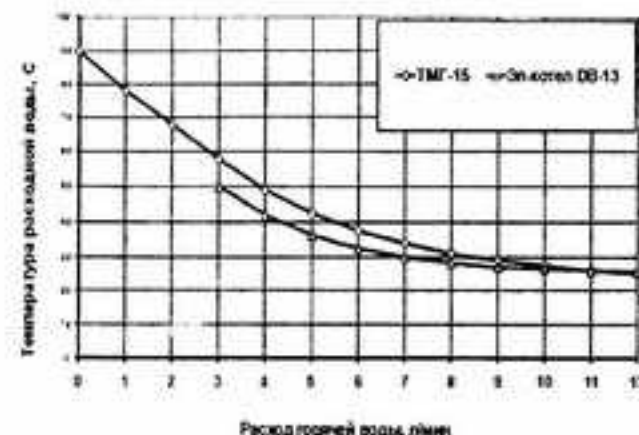


Рисунок 6.18 – Сравнительные характеристики водонагревателей

Главным преимуществом предлагаемого водонагревателя является то, что при отсутствии расхода теплоносителя он работает в накопительном режиме, что позволяет использовать впоследствии накопленную в бойлере горячую воду с большим расходом. При возобновлении постоянного расхода горячей воды в системе вихревой водонагреватель переходит в режим работы обычного водонагревателя проточного типа.

Применение вихревых теплогенераторов позволяет получать горячую воду и тепло, исключив все проблемы, связанные с подвозом и хранением топлива, обеспечить экологически безопасное теплоснабжение (рисунок 6.19). Повышенные требования экологической безопасности к системам отопления и горячего водоснабжения в настоящее время предъявляются в странах Евросоюза, особенно в местах расположения зон отдыха.

Потенциальный рынок вихревых теплогенераторов – подвижные аварийные системы теплоснабжения для коммунальных служб и подразделений МЧС, территории Дальневосточного и Сибирского регионов, машиностроительные предприятия, гальванические произ-

водства. Зимой теплогенераторы могут использоваться как резервная система на случай аварийных ситуаций в системах теплоснабжения или как самостоятельная автономная система отопления и горячего водоснабжения.

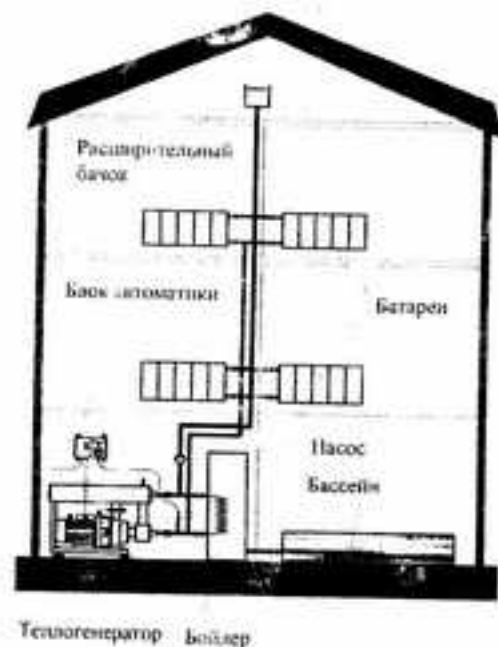


Рисунок 6.19 – Схема теплоснабжения дома с использованием вихревого гидравлического теплогенератора

При использовании теплогенератора для нагрева воды экономия на электроэнергии составит до 70 % по сравнению с электродкотлами, и еще до 10% снижаются расходы, связанные с заменой перегоревших ТЭНов. Коэффициент полезного действия вихревых теплогенераторов достигает 95 %, поскольку «потери» электрической энергии в насосе (с КПД – 70 %) полностью идут на нагрев рабочей жидкости.

Возросшие цены на энергоносители делают задачу энергосбережения ещё более актуальной.

Вихревые теплогенераторы показали свою полную состоятельность и эффективность, проработав ряд лет в системах отопления и горячего водоснабжения ряда предприятий России и стран СНГ (ри-

сунок 6.20). Системы горячего водоснабжения на основе вихревых теплогенераторов составили конкуренцию аналогичным системам с использованием прямых преобразователей электрической энергии в тепловую. Вихревые теплогенераторы могут работать на воде любой жесткости и даже загрязненной без образования отложений на элементах конструкции, в отличие от водогрейных устройств с тепловыми электрическими нагревателями, основным недостатком которых является требование водоподготовки.

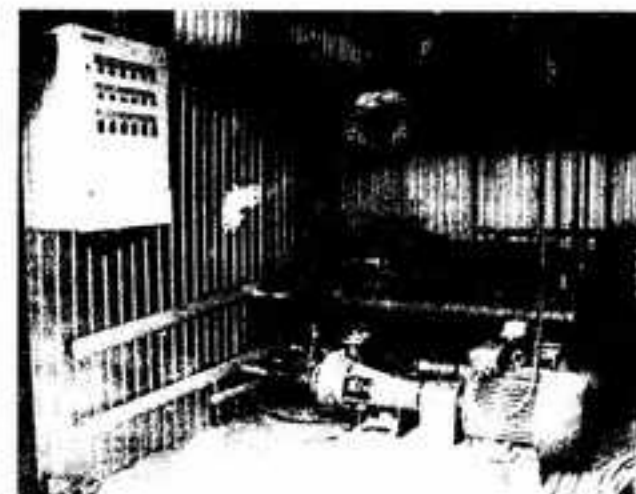


Рисунок 6.20 – Батарея теплогенераторов, подключенная к системе отопления многоэтажного здания

Выявленные в процессе эксплуатации высокая надежность, безопасность и экономичность делают применение вихревых гидравлических теплогенераторов, обеспечивающих нагрев жидкости при ее вихревом движении, в качестве автономного источника теплоснабжения технологического оборудования более эффективным, по сравнению с электронагревателями, и более экономичным, чем паром.

Новые потребительские свойства продукции:

- совмещение в одном устройстве функций нагрева и перекачивания теплоносителя;

- возможность использования в пожаро- и взрывоопасной окружающей среде;
 - отсутствие необходимости в водоподготовке, может нагревать загрязненные жидкости, жесткую воду без образования накипи;
 - возможность нагрева жидкостей с различными физико-химическими свойствами;
 - автономность, обусловленная возможностью использования в качестве привода насоса двигателя внутреннего сгорания;
 - экономичность в эксплуатации и обслуживании;
 - площадь для монтажа и обслуживания систем отопления и горячего водоснабжения от 2 до 4 м²;
 - время монтажа от 1,5 до 3 часов;
 - допускается периодическая эксплуатация систем отопления и горячего водоснабжения в зимний период;
 - простота конструкции и надежность в эксплуатации;
 - цена ниже, чем у аналогов;
 - технических и организационных трудностей в освоении производства на любых предприятиях машиностроительного профиля нет.
- Результаты выполненных исследований и разработок экспонировались на ряде международных выставок, где неоднократно отмечался их высокий научно-технический уровень:
- золотой медалью Первого Московского Международного салона инноваций и инвестиций (г. Москва, ВВЦ, 2001 г.),
 - бронзовой медалью Второго Московского Международного салона инноваций и инвестиций (г. Москва, ВВЦ, 2002 г.),
 - серебряной медалью Третьего Московского Международного салона инноваций и инвестиций (г. Москва, ВВЦ, 2003 г.),
 - дипломом и серебряной медалью международной выставки «Научно-технические достижения» (г. Шеньян, КНР, 19–21 сентября 2006 г.),
 - дипломами и золотой медалью выставки IENA 2006 «Идеи, изобретения и инновации» (г. Нюрнберг, Германия, 2–5 ноября 2006 г.),

- дипломом ФИПС за высокий уровень разработок (IENA 2006, г. Нюрнберг, Германия, 2–5 ноября 2006 г.),
- специальным призом Независимой инновационно-промышленной ассоциации республики Корея (IENA 2006, г. Нюрнберг, Германия, 2–5 ноября 2006 г.);
- золотой медалью Всемирного Салона инноваций, научных исследований и новых технологий «Иннова/Энерджи 2007» (конкурс «Брюссель-Эврика»), Бельгия, 22–25 ноября 2007 г.

Совершенствование существующих систем отопления и горячего водоснабжения на основе использования вихревых гидравлических теплогенераторов обеспечивает ресурсосбережение до 20 % и решает проблему, имеющую важное народнохозяйственное значение.

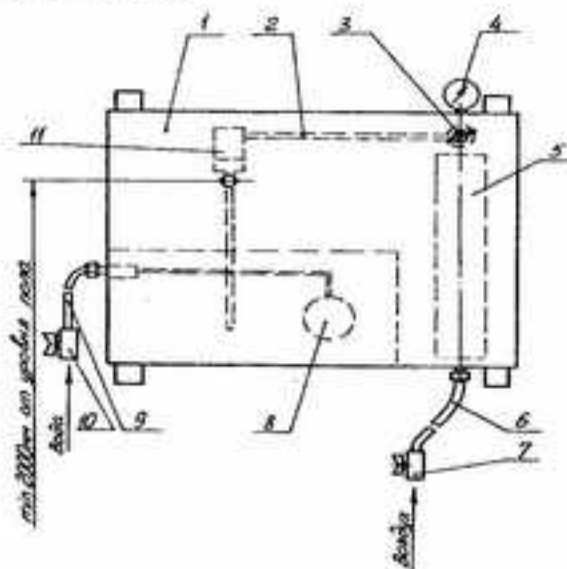
6.6 Испарительно-вихревое увлажнение и кондиционирование воздуха

Поддержание требуемой влажности воздуха необходимо как для нормальной жизнедеятельности человека, так и для ряда отраслей промышленности, особенно при технологических процессах с наличием гигроскопических материалов. Накопление статического электричества при движении бумаги приводит к слипанию листов, возникают простои оборудования, снижается производительность. При пониженной влажности воздуха нарушается правильный процесс сушки древесины, снижается ее качество и меняются размеры деталей. Все это выливается в огромный процент брака продукции. Для человека оптимальная относительная влажность воздуха находится в пределах 40...60 %.

В связи с использованием отопительных приборов в зимнее время и часто летом влажность воздуха снижается ниже нормы, поэтому введение в производственную систему увлажнителей воздуха с целью создания оптимальных параметров влажности в производственных помещениях, защиты от статического электричества, осадения пыли и другой является актуальной задачей. Потребителями таких увлажнителей воздуха могут быть предприятия деревообрабатывающей, текстильной, электронной, пищевой, полиграфической промышленности, медицинские предприятия лечебного и производственного профиля. Выпускаемые промышленностью бытовые увлаж-

нители воздуха различных типов не обеспечивают увлажнение воздуха в помещениях больших объемов в связи с их низкой производительностью. Поэтому для крупных производственных помещений был разработан вихревой увлажнитель воздуха, основным узлом которого является вихревой диспергатор-распылитель жидкости.

Вихревой увлажнитель обеспечивает дозированное мелкодисперсное распыление воды. Размеры капелек воды находятся в пределах 5...20 мкм, что обеспечивает их быстрое испарение и увлажнение воздуха. При увлажнении воздуха возможна добавка лекарственных или дезинфицирующих препаратов. Вихревой увлажнитель воздуха состоит из фильтров для очистки сжатого воздуха, вихревого диспергатора-распылителя, глушителя шума, емкости с жидкостью для распыления и трубопроводов с запорными вентилями. Схема вихревого увлажнителя воздуха с обозначениями составных частей приведена на рисунке 6.21.



1 – корпус; 2, 6 – подводка воздушная; 3 – клапан редукционный;
4 – манометр; 5 – фильтр воздушный; 7, 10 – краны; 8 – клапан поплавковый;
9 – подводка воды; 11 – вихревой диспергатор-распылитель

Рисунок 6.21 – Схема вихревого увлажнителя воздуха

К вихревому увлажнителю воздуха подводится магистраль сжатого воздуха и трубопровод для подачи воды. Из пневмосети сжатый воздух через кран 7 подается на фильтр 5 блока очистки воздуха, где очищается от твердых частиц и примесей масла, которые отводятся по мере необходимости. Далее воздух поступает в клапан редукционный 3, поддерживающий постоянное давление. Из клапана 3 воздух направляется в вихревой диспергатор-распылитель 11, обеспечивающий эжектирование воды из емкости. В диспергаторе вода под действием вихревого потока воздуха диспергируется и вместе с потоком воздуха подается в помещение. В емкости обеспечивается поддержание уровня воды за счет клапана поплавкового 8.

Корпус вихревого увлажнителя воздуха (рисунок 6.22) представляет собой сварную конструкцию и служит для крепления элементов увлажнителя при монтаже. Отдельные элементы и аппараты системы соединены между собой штуцерами с герметичными подводками. Увлажнитель работает при подаче сжатого и очищенного в фильтрах воздуха давлением 0,02...0,20 МПа в количестве 50...350 л/мин, в зависимости от типоразмера распылителя. Расход распыляемой жидкости может регулироваться от нуля до максимального 70...200 мл/мин в зависимости от объема помещения и установленного типоразмера вихревого диспергатора-распылителя.

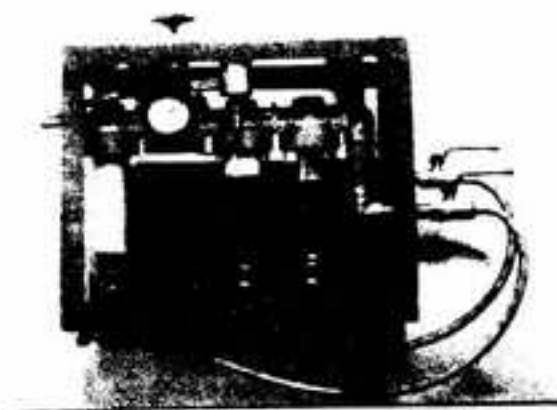


Рисунок 6.22 – Внешний вид вихревого увлажнителя воздуха

Совместно с ООО «Термовихрь» и ОАО «Завод КОММАШ» (г. Пенза) освоено производство вихревых увлажнителей воздуха по заявкам потребителей. Разрабатываются технические условия, и ведется подготовка к сертификации изделий. Ряд вихревых увлажнителей воздуха успешно функционирует в специальных производственных помещениях для работ со взрывоопасными материалами, обеспечивая защиту от статического электричества. Относительная влажность в специальных кабинах (помещениях) должна быть не менее 65 %. Применение вихревых увлажнителей воздуха в специальных помещениях позволило:

- снизить уровень статического электричества и обеспечить пожарную и взрывобезопасность;
- обеспечить осаждение пыли в специальных помещениях;
- реализовать результаты работ в «Правилах защиты от статического электричества на специальных объектах».

Технические характеристики разработанного и готового к производству ряда типоразмеров вихревых увлажнителей воздуха приведены в таблице 6.2.

Т а б л и ц а 6.2 – Параметры вихревых увлажнителей воздуха

Параметры	СУ-10	СУ-13	СУ-16
Давление сжатого воздуха, МПа	0,02–0,2	0,02–0,2	0,02–0,2
Расход сжатого воздуха, л/мин	50–100	100–170	170–350
Максимальный расход жидкости, г/мин	70	100	200
Диаметр сопла, мм	1,9	2	4
Габаритные размеры, мм	410×100×500	410×100×500	410×100×500
Объем увлажняемого помещения, м³	120	150	200

Система увлажнения воздуха обеспечивает:

- равномерное мелкодисперсное распыление жидкости;
- подачу в помещение очищенного, увлажненного и охлажденного свежего воздуха;
- малые давления и расход сжатого воздуха;
- возможность смешения и совместного распыления разнородных жидкостей, в том числе лекарственных препаратов;
- безопасность при эксплуатации.

Система может комплектоваться приборами измерения влажности и автоматического регулирования.

Кондиционирование воздуха на рабочих местах операторов, в кабинах мобильной техники, железнодорожных локомотивов и других транспортных средств не только желательно, но и необходимо. В летний период температура воздуха во многих производственных помещениях превышает установленные санитарные нормы. Использование вентиляторов не дает ощутимого эффекта. Отсутствие комфортных условий в рабочей зоне приводит к повышенной утомляемости, ухудшению внимания, снижению производительности труда и увеличивает вероятность ошибочных действий.

В 1996 г. в Пензенском государственном университете был разработан и изготовлен первый опытный образец вихревого кондиционера воздуха для кабины машиниста электровоза [50, 90].

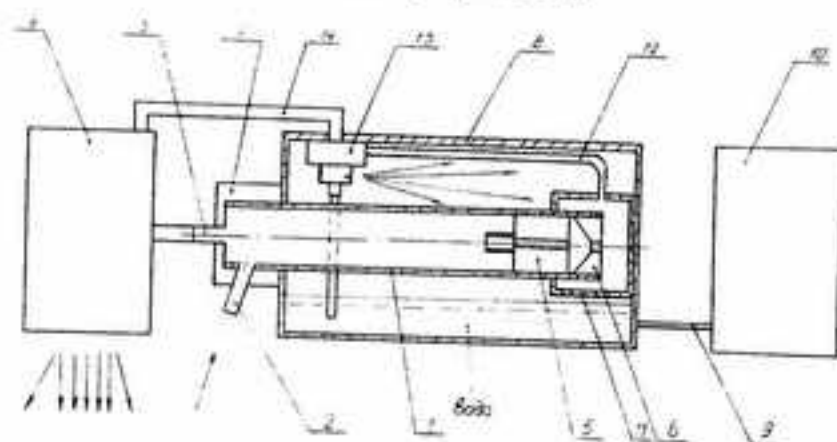
В состав кондиционера входили фильтры для очистки воздуха, подаваемого из питательной магистрали электровоза, вихревая труба (энергоразделитель), глушитель шума и система распределения воздуха.

Основным холодильным устройством вихревого кондиционера является вихревая труба. Ранее проведенные исследования позволили найти такие конструктивные решения и режимы работы вихревых труб, при которых температура осевого потока снижалась на 25...30 °С относительно температуры воздуха на входе вихревого энергоразделителя. При этом доля охлажденного воздуха составляла 40...60 % от объема, подаваемого в энергоразделитель. Была разработана серия типоразмеров вихревых энергоразделителей, превосходящих по своим параметрам известные конструкции. Полученные результаты позволили применить вихревые энергоразделители в качестве основного холодильного агрегата для кондиционера воздуха.

Более эффективна проблема создания благоприятных климатических условий в кабинах транспортных средств и на рабочих местах в производственных помещениях может быть решена путем применения климатических систем испарительно-вихревого типа, которые реализуют комплекс вихревых и испарительных процессов, обеспе-

чивающих приемлемые параметры микроклимата на рабочих местах, высокую надежность и безопасность при эксплуатации [95].

Вихревая климатическая система (рисунок 6.23) работает следующим образом. Сжатый воздух, пройдя очистку, поступает через входной патрубок 2 в вихревую энергоразделитель 1, где он закручивается и разделяется на два потока: холодный и горячий. Холодный поток формируется в осевой зоне вихревого энергоразделителя 1, выходит через диафрагму и патрубок 3 и поступает через трубопровод в смесительно-распределительное устройство 4.



- 1 – вихревой энергоразделитель; 2 – входной патрубок; 3 – патрубок вывода холодного потока; 4 – смесительно-распределительное устройство; 5 – тормоз; 6 – дроссель; 7 – направляющее устройство; 8 – камера охлаждения; 9 – трубопровод; 10 – устройство поддержания уровня воды; 11 – камера-газосборник; 12 – трубопровод; 13 – диспергатор; 14 – трубопровод

Рисунок 6.23 – Схема кондиционера испарительно-вихревого типа

Торможение закрученного потока производится крестовидным тормозом 5 с втулкой для лучшего формирования холодной составляющей. За тормозом 5 установлен конический дроссель 6, через который горячий поток отводится в камеру-газосборник 11, где происходит выравнивание давления воздуха.

Горячий воздух из камеры-газосборника 11 поступает по трубопроводу 12 на вход диспергатора 13. В процессе своей работы диспергатор 13 засасывает воду, находящуюся на дне камеры охлаждения 8, где происходит процесс испарения и конденсации, в результате корпус вихревой трубы охлаждается. Температура распыляемой воды не поднимается выше 25 °С, что позволяет осуществлять ее рециркуляцию.

Часть воздуха, поступающая из диспергатора 13 по трубопроводу 14, насыщена мелкодисперсной влагой. В результате увлажнения воздуха его температура падает ниже, чем на входе. По трубопроводу 14 увлажненный воздух поступает в смесительно-распределительное устройство 4, где он перемешивается с поступающим из вихревого энергоразделителя 1 холодным воздухом и направляется к потребителю через перфорации на торцевой стороне смесительно-распределительного устройства 4.

Температура воздуха, выходящего из смесительно-распределительного устройства, снижается относительно температуры воздуха, подаваемого на вход вихревой трубы, на 8...15 °С.

Сочетание охлажденного воздуха, подаваемого из вихревого энергоразделителя, с увлажненным и охлажденным воздухом из вихревого распылителя позволяет регулировать температуру и влажность воздуха в кондиционируемом помещении. При этом полностью используется весь объем сжатого воздуха, подаваемого для питания вихревого энергоразделителя, что значительно повышает эффективность работы климатической системы.

Пензенскими предприятиями ОАО «Завод КОММАШ» и ООО «Термовихрь» совместно с ИТЦ Пензенского государственного университета разработан, изготовлен и испытан опытный образец вихревого кондиционера [98]. Для его работы необходим только чистый сжатый воздух, который можно получать из пневмосети предприятия после соответствующей очистки или от автономного нагнетателя воздуха (рисунок 6.24).

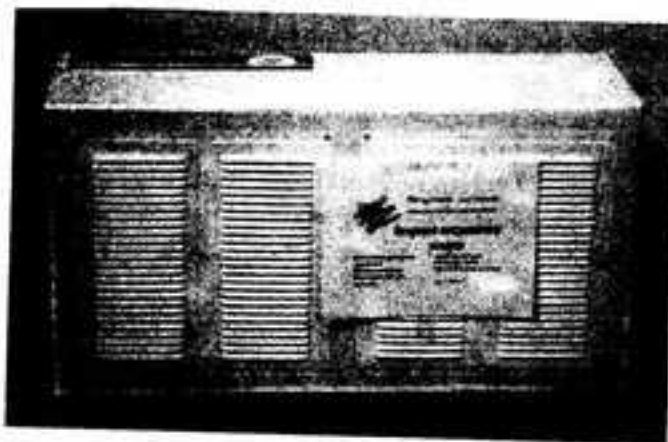


Рисунок 6.24 – Опытный образец вихревого кондиционера

Для проведения испытаний в максимально жестких условиях был изготовлен макет кабины железнодорожного локомотива. С целью создания условий испытаний, приближенных к реальным, в кабине были установлены электронагреватели мощностью до 3,5 кВт, имитирующие солнечное излучение и тепловыделение от работающего в кабине оборудования и персонала. Для испытаний использовали подогретый до 40 °С сжатый воздух из пневмосети предприятия.

Климатическая установка обеспечивала снижение температуры воздуха в кабине на 10...12 °С относительно температуры окружающей среды при самых жестких условиях испытаний. Относительная влажность воздуха поддерживалась в пределах 50...60 % с помощью вихревого распылителя жидкости. Полученные характеристики климатической установки обеспечивают выполнение требований к климатическим параметрам кабины машиниста железнодорожного локомотива по ГОСТ 12.2.056–81.

Использование автономного нагнетателя воздуха производительностью 100...150 м³/ч при давлении 0,15...0,25 МПа обеспечит работу климатической установки в режимах полной или частичной циркуляции воздуха или без нее.

Внедрение вихревых увлажнителей воздуха и кондиционеров в кабинах транспортных средств и бронетехники, боевых машин,

командных пунктов, мобильных систем наведения, станций связи и других мобильных объектов, в специальных помещениях обеспечит:

- снижение температуры воздуха на 10...15 °С относительно окружающей среды в кабинах до 20 м³;
- пожарную и экологическую безопасность;
- высокую надежность работы системы кондиционирования.

Разработанные конструкции вихревого увлажнителя и кондиционера воздуха отмечены дипломами и медалями выставки «Золотые инновации России и стран СНГ» (г. Москва, ВВЦ, 2000 г.), «Первого Международного салона инноваций» (г. Москва, ВВЦ, 2001 г.), «Третьего Московского Международного салона инноваций и инвестиций» (г. Москва, ВВЦ, 2003 г.), «V Московского Международного салона инноваций и инвестиций» (г. Москва, ВВЦ, 2005 г.) и др.

Вихревые климатические установки, в отличие от традиционных систем компрессионного типа, обладают рядом преимуществ:

- система не просто охлаждает воздух в помещении, а замещает его свежим, чистым, прохладным воздухом;
- имеется возможность регулирования влажности кондиционируемого воздуха;
- высокая надежность в работе, обеспеченная предельной простотой конструкции и отсутствием движущихся и изнашивающихся частей;
- полная экологическая и пожарная безопасность;
- малые масса и габариты, модульное исполнение конструкции позволяют размещать климатическую установку в труднодоступных местах или встраивать в существующие системы отопления и вентиляции транспортных средств.

Таким образом, проблема создания благоприятных климатических условий на рабочих местах в производственных помещениях, в кабинах транспортных средств и других мобильных установок может быть решена путем применения вихревых климатических систем.

Найденные технические решения защищены четырьмя патентами Российской Федерации.

Заключение

В ходе проведенных исследований установлено, что при вихревом движении газов, жидкостей и двухфазных жидкостно-газовых сред протекают интенсивные процессы тепло- и массопереноса, сопровождающиеся различными физическими эффектами, среди которых можно выделить наиболее значимые: нагрев и охлаждение рабочей среды, перемешивание и образование двухфазных жидкостно-газовых сред, сопровождающееся диспергированием и распылением. Выявлена и обоснована принципиальная возможность эффективного и ресурсосберегающего применения вихревых преобразователей энергии в технологических процессах обработки материалов резанием и сборки соединений с натягом, мойки деталей перед сборкой и нанесением покрытий, а также для автономного теплоснабжения технологического оборудования, приготовления эмульсий и др.

Системы автономного отопления и горячего водоснабжения с использованием вихревого гидравлического теплогенератора позволяют эффективно решать задачи энергосбережения, обеспечивают полную экологическую и пожарную безопасность. При эксплуатации вихревых гидравлических теплогенераторов обеспечивается экономия энергоресурсов до 20 %.

Введение в производственную систему созданных вихревых увлажнителей воздуха позволяет создавать и поддерживать оптимальные параметры влажности в производственных помещениях в целях защиты от статического электричества, осаждения пыли и др.

Проблема создания благоприятных условий на рабочих местах в производственных помещениях, в кабинах транспортных средств и других мобильных установок может быть решена путем применения климатических систем испарительно-вихревого типа.

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования заложили основу для разработки комплекса вихревых преобразователей энергии, обеспечивающих энергосбережение и безопасность при выполнении технологических операций машиностроительных производств.

С целью информирования научной и технической аудитории результаты исследований опубликованы в ведущих научно-технических и производственных журналах [50, 52–55, 119, 120, 150–156].

Список литературы

- 1 Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – М. : Наука, 1976. – 888 с.
- 2 Азаров, А. И. Расчет предельных температурно-энергетических характеристик противоточной вихревой трубы / А. И. Азаров, А. А. Кузьмин, С. О. Муратов // Вихревой эффект и его применение в технике: материалы V Всесоюз. науч.-техн. конф. – Куйбышев : Изд-во Куйбыш. авиац. ин-та, 1988. – С. 23–27.
- 3 Азаров, А. И. Вихревые охладители для УЧПУ / А. И. Азаров, Г. Г. Бараневский, М. М. Бреев // Станки и инструмент. – 1990. – № 5. – С. 23–26.
- 4 Азаров, А. И. Применение вихревых воздухоохладителей в технологии машиностроения / А. И. Азаров // Технология машиностроения. – 2002. – № 2. – С. 36–40.
- 5 Азаров, А. И. Конструктивно-технологическое совершенствование вихревых воздухоохладителей / А. И. Азаров // Технология машиностроения. – 2004. – № 3. – С. 56–60.
- 6 Алексеев, Т. С. О природе эффекта Ранка / Т. С. Алексеев // Инж. физ. журнал. – 1964. – № 4. – С. 121–130.
- 7 Алямовский, А. А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
- 8 Афанасиков, Ю. И. Проектирование моечно-очистного оборудования авторемонтных предприятий / Ю. И. Афанасиков. – М. : Транспорт, 1987. – 174 с.
- 9 Ахмедов, Р. Б. Аэродинамика закрученной струи / Р. Б. Ахмедов. – М. : Энергия, 1977. – 238 с.
- 10 Берга, Б. Г. Исследование вихревого сепаратора в составе природного газа / Б. Г. Берга [и др.] // Вихревой эффект и его применение в технике: тр. II Всесоюз. конф. – Куйбышев : Изд-во Куйбыш. авиац. ин-та, 1976. – С. 146–150.
- 11 Бердичевский, Е. Г. Смазывающе-охлаждающие средства для обработки материалов: справочник / Е. Г. Бердичевский. – М. : Машиностроение, 1984. – 224 с.

12 Бирюк, В. В. Основы расчета авиационных вихревых систем охлаждения / В. В. Бирюк. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 1997. – 92 с.

13 Бирюк, В. В. Исследование температурных характеристик вихревых труб / В. В. Бирюк, С. В. Лукачев // Материалы второй Российской национальной конференции по теплообмену. – М. : Моск. энергет. ин-т, 1998. – Т. 2. – С. 56–59.

14 Вихревые системы термостатирования авиационного оборудования / В. В. Бирюк, В. П. Алексеев, Г. И. Леонович, С. В. Лукачев. – Самара : Самар. науч. центр РАН, 2005. – 176 с.

15 Борисов, А. А. Описание конвективного теплопереноса в вихревой трубе / А. А. Борисов, П. А. Куйбин, В. Л. Окулов // Докл. РАН. – 1993. – Т. 331. – № 1. – С. 28–31.

16 Бородин, А. В. Распыливание жидкостей / А. В. Бородин. – М. : Машиностроение, 1967. – 80 с.

17 Исследование компонентного разделения воздуха в вихревой трубе / Г. И. Воронин, А. Д. Суслов, Ю. В. Чижиков, С. И. Иванов // Вихревой эффект и его применение в технике: тр. II Всесоюз. конф. – Куйбышев : Изд-во Куйбыш. авиац. ин-та, 1976. – С. 68–72.

18 Вулис, Л. А. Об эффекте Ранка / Л. А. Вулис // Изв. АН СССР : ОТН. – 1957. – № 10. – С. 105–107.

19 Вулис, Л. А. Элементарная теория эффекта Ранка / Л. А. Вулис, А. А. Кострица // Теплоэнергетика. – 1962. – № 10. – С. 72–77.

20 Герасименко, Г. П. Переносные шахтные пневматические кондиционеры / Г. П. Герасименко, М. И. Ушаков // Уголь Украины. – 1969. – № 6. – С. 17–19.

21 Гольдштик, М. А. Вихревые потоки / М. А. Гольдштик. – Новосибирск : Наука, 1981. – 366 с.

22 Гольдштик, М. А. Вихревые процессы и явления / М. А. Гольдштик. – Новосибирск : Ин-т теорет. физики, 1990. – 68 с.

23 Гуляев, А. И. Исследование вихревого эффекта / А. И. Гуляев // Журнал теорет. физики. – 1965. – Т. 35. – № 10. – С. 1869–1881.

24 Гупта, А. Закрученные потоки : пер. с англ. / А. Гупта, Д. Лили, Н. Сайред. – М. : Мир, 1987. – 558 с.

25 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. – 2000. – № 7. – С. 16–18.

26 Гуцол, А. Ф. Эффект Ранка / А. Ф. Гуцол // Успехи физических наук. – 1997. – № 6. – С. 665–687.

27 Дитяткин, Ю. Ф. Распыливание жидкостей / Ю. Ф. Дитяткин. – М. : Машиностроение, 1977. – 208 с.

28 Дубинский, М. Г. О вращающихся потоках газа / М. Г. Дубинский // Изв. АН СССР. ОТН. – 1954. – № 8. – С. 75–79.

29 Дубинский, М. Г. Вихревые аппараты / М. Г. Дубинский // Изв. АН СССР. ОТН. – 1955. – № 8. – С. 3–10.

30 Дубинский, М. Г. Вихревой энергоразделитель потока / М. Г. Дубинский // Изв. АН СССР. ОТН. – 1955. – № 6. – С. 47–53.

31 Евстифеев, В. В. Использование вихревого гидравлического теплогенератора для приготовления эмульсий / В. В. Евстифеев, А. В. Тарнопольский // Ресурсосбережение и инновации: проблемы и решения : сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза : Изд-во Приволж. Дома знаний, 2006. – С. 35–39.

32 Жидков, М. А. Применение вихревой трубы в процессах низкотемпературного разделения сероводородосодержащих газов / М. А. Жидков, Г. А. Комарова, Н. Т. Климов // Процессы горения и охрана окружающей среды : материалы II Всерос. науч.-техн. конф. – Рыбинск : Изд-во Рыбин. гос. авиац. технол. академии, 1997. – С. 32–36.

33 Жидков, М. А. Термодинамическая эффективность промышленной вихревой трубы / М. А. Жидков, В. П. Овчинников, Г. А. Комарова // Газовая промышленность. – 1997. – № 12. – С. 54–56.

34 Влияние режима работы вихревого энергоразделителя на эффективность его охлаждения / И. В. Жорник, Э. А. Малушин, Ш. А. Пиралишвили [и др.] // Авиационная промышленность. – 1991. – № 1. – С. 19–21.

35 Иванов, С. В. Вихревая труба для обогащения воздуха кислородом / С. В. Иванов // Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана – М. : Изд-во МВТУ, 1976. – № 240. – С. 129–131.

36 Идельчик, И. Е. Некоторые эффекты и парадоксы в аэродинамике и гидравлике / И. Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1982. – 97 с.

37 Применение ТВТ для конденсации тяжелых углеводородов из попутного газа / Р. М. Исаков, В. В. Николаев, М. А. Жидков, Г. А. Комарова // Газовая промышленность. – 1998. – № 7. – С. 42–43.

38 Иткин, М. С. Пуски блоков из горячего состояния с использованием вихревой трубы / М. С. Иткин // Энергомашиностроение. – 1973. – № 8. – С. 1–3.

39 Кекконен, Л. С. Шланговый дыхательный аппарат с индивидуальным вихревым кондиционером / Л. С. Кекконен // Технология судостроения. – 1973. – № 1. – С. 38–39.

40 Клушин, М. Н. Охлаждение и смазка распыленными жидкостями при резании металлов / М. Н. Клушин, В. М. Тихонов, Д. Н. Троицкая. – Горький : Волго-Вятское кн. изд-во, 1988. – 123 с.

41 Кныш, Ю. А. Теория взаимодействия вторичных вихревых структур в закрученных потоках жидкости / Ю. А. Кныш, А. Ф. Урывский // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1981. – № 3. – С. 53–88.

42 Кныш, Ю. А. Определение области нестационарных режимов течения закрученного потока в вихревой камере / Ю. А. Кныш, А. Ф. Урывский // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1984. – № 1. – С. 27–31.

43 Кокорин, О. Я. Установка кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования / О. Я. Кокорин. – М. : Машиностроение, 1978. – 264 с.

44 Крум, Д. Кондиционирование воздуха: пер. с англ. / Д. Крум, Б. Робертс. – М. : Стройиздат, 1980. – 275 с.

45 Косенков, В. М. Вихревая труба и ее применение в технике разделения газовых смесей : обзорная информация / В. М. Косенков // Химическое и нефтеперерабатывающее машиностроение. Сер. ХМ-1. – М. : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1983. – 37 с.

46 Кузнецов, В. И. Метод расчета теплообмена в вихревой трубе / В. И. Кузнецов // Вихревой эффект и его применение в технике : тр. III Всесоюз. науч.-техн. конф. – Куйбышев : Изд-во Куйбыш. авиац. ин-та, 1981. – С. 36–38.

47 Кузнецов, В. И. Оптимизация параметров вихревой трубы и методы ее расчета : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.03 / Кузнецов Виктор Иванович. – Омск : Омский политехн. ин-т, 1990. – 323 с.

48 Курносов, Н. Е. Вихревые охладители воздуха и их применение для совершенствования технологических процессов / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, Ю. Н. Жулимов // Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении : сб. ученых тр. ун-та. Сер. Машиностроение. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. техн. ун-та, 1996. – С. 39–41.

49 Курносов, Н. Е. Оптимизация конструктивных и теплофизических параметров вихревой трубы / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, А. И. Сергеев // Технология и автоматизация производственных процессов в машиностроении : сб. ученых тр. ун-та. Сер. Машиностроение. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 1999. – Вып. 2. – С. 32–34.

50 Курносов, Н. Е. Кондиционер воздуха для кабины машиниста / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, В. М. Пичугин // Локомотив. – 2000. – № 5. – С. 32–33.

51 Вихревая технология подачи СОЖ при механообработке / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, А. И. Сергеев, С. Н. Бурцев // Современные технологии в машиностроении – 2000 : сб. материалов 3-й Всерос. науч.-практ. конф. В 2 ч. : ч. 2. Передовые промышленные технологии. – Пенза : Изд-во Приволж. Дома знаний, 2000. – С. 21–23.

52 Курносов, Н. Е. Пензенские вихри / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский // Инженер. – 2001. – № 3. – С. 18–19.

53 Вихревые кондиционеры воздуха для кабин транспортных средств и производственных помещений / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, В. М. Пичугин, Н. И. Андриянов // По всей стране. Передовые технологии России. – 2002. – № 2. – С. 7–8.

54 Система отопления и горячего водоснабжения на основе вихревого термогенератора / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, В. М. Пичугин, П. А. Цветков // По всей стране. Передовые технологии России. – 2002. – № 8. – С. 12–13.

55 Курносов, Н. Е. Вихревой термогенератор – решение проблемы теплоснабжения / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, В. М. Пичугин // Сантехника, отопление, кондиционирование. СОК. – 2003. – № 1. – С. 52–54.

56 Курносов, Н. Е. Автономные системы горячего водоснабжения на основе вихревых термогенераторов / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, И. А. Климов // Екатеринбург. Энергетика региона. – 2003. – № 10. – С. 39–41.

57 Повышение эффективности механической обработки роторов винтовых компрессоров / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, А. В. Матвеев, В. В. Лобачев // Новые материалы и технологии – НМТ-2004 : тез. докл. Всерос. науч.-техн. конф. – Т. 2. – М. : Изд.-типогр. центр Моск. авиац.-технол. ин-та, 2004. – С. 22–23.

58 Методика определения дисперсности распыляемой воды для обеспечения необходимой влажности воздуха / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, А. В. Костонин, Е. А. Прыткова // Окружающая природная среда и экологическое образование и воспитание : сб. ст. V Всерос. науч.-практ. конф. – Пенза : Изд-во Приволж. Дома знаний, 2005. – С. 8–11.

59 Система подготовки и подачи распыленных СОТС в зону резания и опыт ее применения на машиностроительных предприятиях / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, А. А. Николотов, А. В. Матвеев // Технологическое обеспечение надежности и долговечности машин: сб. науч. тр. – Ижевск : Ин-т прикл. механики Урал. отдел. РАН, 2006. – С. 232–235.

60 Анализ возможности моделирования работы распылителя – диспергатора в среде COSMOS FloWorks / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский, Д. В. Такташкин, С. В. Жуков // Окружающая природная среда и экологическое образование и воспитание : сб. ст. V Всерос. науч.-практ. конф. – Пенза : Изд-во Приволж. Дома знаний, 2006. – С. 94–97.

61 Курносов, Н. Е. Применение вихревого способа подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС в зону резания / Н. Е. Курносов, А. В. Тарнопольский // Вестник машиностроения. – 2007. – № 10. – С. 52–54.

62 Кавитатор для гидрофизических теплогенераторов / Л. В. Ларионов [и др.] // Строительные материалы, оборудование, технологии XXI века. – № 2. – 1999. – С. 34.

63 Латышев, В. Н. Повышение эффективности СОЖ / В. Н. Латышев. – М. : Машиностроение, 1985. – 64 с.

64 Латышев, В. Н. О смазочном и химическом действии внешней среды при резании металлов / В. Н. Латышев, А. Г. Наумов // Трение и износ. – 2001. – № 3. – С. 342–348.

65 Очистка природного газа с помощью вихревого эффекта / И. Л. Лейтес, В. П. Семенов, М. А. Жидков [и др.] // Химическая промышленность. – 1970. – № 5. – С. 25–30.

66 Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1987. – 286 с.

67 Лукачев, С. В. Исследование неустойчивых режимов течения газа в вихревой трубе Ранка / С. В. Лукачев // Инж.-физ. журнал. – 1981. – Т. 11. – № 5. – С. 784–791.

68 Лукачев, С. В. Образование вихревых когерентных структур в вихревой трубе Ранка / С. В. Лукачев // Вихревой эффект и его применение в технике: материалы IV Всесоюз. науч.-техн. конф. – Куйбышев : Изд-во Куйбыш. авиац. ин-та, 1984. – С. 38–44.

69 Лях, Г. Д. Кондиционирование воздуха в кабинах транспортных средств и кранов / Г. Д. Лях, В. И. Смола. – М. : Металлургия, 1982. – 128 с.

70 Мартынов, А. В. Миниатюрная неадиабатная вихревая труба / А. В. Мартынов // Компрессорное и холодильное машиностроение. – 1968. – № 1. – С. 28–30.

71 Мартынов, А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский. – М. : Энергия, 1976. – 152 с.

72 Мартыновский, В. С. Вихревой эффект охлаждения и его применение / В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев // Холодильная техника. – 1953. – № 3. – С. 63–67.

73 Мартыновский, В. С. Термодинамический анализ эффекта вихревого температурного разделения газов и паров / В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев // Теплотехника. – 1955. – № 11. – С. 31–34.

- 74 Мартыновский, В. С. Исследование эффекта вихревого температурного разделения газов и паров / В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев // Журнал теорет. физики. – 1956. – Т. 26. – Вып. 10. – С. 2303–2315.
- 75 Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – М. : Машиностроение, 1969. – 184 с.
- 76 Меркулов, А. П. Турбулентность и ее роль в вихревом эффекте / А. П. Меркулов, В. М. Кудрявцев // Вихревой эффект и его применение в технике : тр. I Всесоюз. конф. – Куйбышев : Изд-во Куйбыш. авиац. ин-та, 1974. – С. 31–39.
- 77 Меркулов, А. П. Импульсный вихревой самовоспламенитель / А. П. Меркулов // Вихревой эффект и его применение в технике: материалы V Всесоюз. науч.-техн. конф. – Куйбышев : Изд-во Куйбыш. авиац. ин-та, 1988. – С. 74–78.
- 78 Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Самара : Оптима, 1997. – 346 с.
- 79 Михайлова, М. В. Микроклимат в кабинах мобильных машин / М. В. Михайлова, С. В. Гусева. – М. : Машиностроение, 1977. – 294 с.
- 80 Эксплуатация регулируемой вихревой трубы в технологической схеме ГРС / В. В. Николаев, В. П. Овчинников, М. А. Жидков, Г. А. Комарова // Газовая промышленность. – 1997. – № 6. – С. 50–51.
- 81 Нурсте, Х. О. Исследование аэродинамики потока в закручивающих устройствах / Х. О. Нурсте, Ю. В. Иванов, Х. О. Луби // Теплоэнергетика. – 1978. – № 1. – С. 37–39.
- 82 Пажи, Д. Г. Распылители жидкости / Д. Г. Пажи, В. С. Галустов. – М. : Химия, 1979. – 234 с.
- 83 Пажи, Д. Г. Основы техники распыления жидкостей / Д. Г. Пажи, В. С. Галустов. – М. : Химия, 1984. – 256 с.
- 84 Пат. 2042089. Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 9/02. Вихревая труба / Курносов Н. Е., Будников И. В. ; заявители и патентообладатели : Курносов Н. Е., Будников И. В. – № 93039230/06 ; заявл. 30.07.93 ; опубл. 20.08.95, Бюл. № 23. – 4 с.
- 85 Пат. 2098723. Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 9/02. Вихревая труба / Жулимов Ю. Н., Каширский А. С. ; заявитель и патен-

тообладатель Курносов Н. Е. – № 95115194/06 ; заявл. 25.08.95 ; опубл. 10.12.97, Бюл. № 34. – 4 с.

86 Пат. 2045715. Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 29/00. Термогенератор и устройство для нагрева жидкостей / Потапов Ю.С. ; заявитель и патентообладатель Потапов Ю.С. – № 93021742/06 ; заявл. 26.04.93 ; опубл. 10.10.95, Бюл. № 28. – 5 с.

87 Пат. 2116583. Российская Федерация, МПК⁶ F 24 J 3/00. Способ нагрева жидкости / Порсев Е. Г. ; заявитель и патентообладатель Сибир. науч.-исслед. ин-т механизации и электрофикации сельск. хоз-ва. – № 96110790/06 ; заявл. 26.01.98 ; опубл. 10.12.1999, Бюл. № 34. – 10 с.

88 Пат. 2161289. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 Н 3/02, F 24 J 3/00. Теплогенератор / Котельников В. П. ; заявитель и патентообладатель Котельников В. П. – № 2000115235/06 ; заявл. 15.06.2000 ; опубл. 27.12.2000, Бюл. № 36. – 3 с.

89 Пат. 2171434. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 D 3/02, F 25 В 29/00. Способ нагрева жидкости / Еськов-Сосковец В. М., Еськов-Сосковец М. В., Шкирятов В. В. [и др.] ; заявитель и патентообладатель Еськов-Сосковец В. М. – № 2000103640/06 ; заявл. 16.02.2000 ; опубл. 27.07.2001, Бюл. № 21. – 5 с.

90 Пат. 2177587. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 F 5/00, F 25 В 9/04. Кондиционер / Курносов Н. Е., Цветков П. А., Бурцев С. Н., Курносов С. Н. ; заявитель и патентообладатель Курносов Н. Е. – № 2000127976/06 ; заявл. 08.11.2000 ; опубл. 27.12.2001, Бюл. № 36. – 5 с.

91 Пат. 2177591. Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 29/00. Термогенератор / Курносов Н. Е. ; заявитель и патентообладатель ООО «Термовихрь». – № 2000130684/06 ; заявл. 08.12.2000 ; опубл. 27.12.2001, Бюл. № 36, 2001. – 9 с.

92 Пат. 2187383. Российская Федерация, МПК⁷ В 04 С 7/00, В 23 Q 11/10. Распылитель / Курносов Н. Е., Бурцев С. Н., Курносов С. Н. ; заявитель и патентообладатель Курносов Н. Е. – № 2000119267/02 ; заявл. 19.07.2000 ; опубл. 20.08.2002, Бюл. № 23. – 5 с.

93 Пат. 2190162. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 D 3/02. Термогенерирующая установка / Курносов Н. Е., Пичутин В. М., Кузнецов В. И.,

Курносое С. Н. ; заявитель и патентообладатель Курносое Н. Е. – № 2001112203/06 ; заявл. 03.05.2001 ; опубл. 27.09.2002, Бюл. № 27. – 4 с.

94 Пат. 2201561. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 J 3/00. Теплогенератор кавитационного типа / Бритвин Л. Н. ; заявитель и патентообладатель Бритвин Л. Н. – № 99110396/06 ; заявл. 19.05.1999 ; опубл. 27.03.2003, Бюл. № 9. – 4 с.

95 Пат. 2202075. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 F 1/00. Кондиционер эжекционный / Кокорин О. Я., Балмазов М. В. ; заявители Кокорин О. Я., Балмазов М. В. ; патентообладатель ЗАО «Обитель». – № 2002103400/06 ; заявл. 12.02.2002 ; опубл. 10.04.2003, Бюл. № 11. – 4 с.

96 Пат. 2204770. Российская Федерация, МПК⁷ F 25 B 9/02, 29/00. Теплогенератор Горлова / Горлов В. А. ; заявитель и патентообладатель Горлов В. А. – № 2001105711/06 ; заявл. 28.02.2001 ; опубл. 20.05.2003, Бюл. № 17. – 3 с.

97 Пат. 2211411. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 H 1/00. Устройство для выработки пара и горячей воды / Курносое Н. Е., Пичугин В. М., Цветков П. А. ; заявитель и патентообладатель Курносое Н. Е. – № 2002100551/06 ; заявл. 03.01.2002 ; опубл. 27.08.2003, Бюл. № 24. – 5 с.

98 Пат. 2213016. Российская Федерация, МПК⁷ B 60 H 1/22, 3/00. Климатическая установка транспортного средства / Курносое Н. Е., Пичугин В. М., Цветков П. А., Курносое С. Н. ; заявитель и патентообладатель Курносое Н. Е. – № 2001126082/28 ; заявл. 24.09.2001 ; опубл. 24.09.2003, Бюл. № 27. – 9 с.

99 Пат. 2213910. Российская Федерация, МПК⁷ F 24 F 5/00, 3/14. Кондиционер / Курносое Н. Е., Пичугин В. М., Андриянов Н. И., Цветков П. А. ; заявитель и патентообладатель ОАО «Завод КОММАШ» – № 2002100550/12 ; заявл. 03.01.2002 ; опубл. 10.10.2003, Бюл. № 28. – 8 с.

100 Пат. 29483. Российская Федерация, МПК⁷ B 05 B 7/00, B 04 C 7/00. Устройство для увлажнения воздуха : полезная модель / Пичугин В. М., Курносое Н. Е., Тарнопольский А. В., Давыдов Д. Н., Бурцев С. Н., Курносое С. Н. ; заявитель и патентообладатель Курносое Н. Е. – № 2002133375/20 ; заявл. 16.12.2002 ; опубл. 20.05.2003, Бюл. № 14. – 5 с.

101 Пат. 2233711. Российская Федерация, МПК⁷ B 05 B 7/12. Термодинамический диспергатор / Пичугин В. М., Курносое Н. Е., Тарнопольский А. В., Давыдов Д. Н., Бурцев С. Н., Курносое С. Н. ; заявитель и патентообладатель Курносое Н. Е. – № 2002130688/12 ; заявл. 15.11.2002 ; опубл. 10.08.2004, Бюл. № 22. – 7 с.

102 Пат. 2234986. Российская Федерация, МПК⁷ B 05 B 7/10. Устройство для распыления / Курносое Н. Е., Тарнопольский А. В., Бурцев С. Н., Курносое С. Н., Матвеев А. В. ; заявитель и патентообладатель Курносое Н. Е. – № 2003105394/12 ; заявл. 25.02.2003 ; опубл. 27.08.2004, Бюл. № 24. – 6 с.

103 Пат. 2251629 Российская Федерация, МПК⁷ F 03 G 7/00. Способ получения тепловой энергии и установка для его осуществления / Бауров Ю. С. (RU), Бауров А. Ю. (RU), Бауров А. Ю. (RU) ; заявитель и патентообладатели Бауров Ю. С. (RU), Бауров А. Ю. (RU), Бауров А. Ю. (RU), Дел Т. Ш. (US), Шарп С. (US), Солодовников В. А. (RU). – № 2004120461/06 ; заявл. 06.07.2004 ; опубл. 10.05.2005, Бюл. № 13. – 17 с.

104 Пат. 2253709. Российская Федерация, МПК⁷ D 06 F 17/02. Способ стирки и стиральная машина для его осуществления / Пичугин В. М., Курносое Н. Е. ; заявитель и патентообладатель ОАО «Завод КОММАШ» – № 2003138008/12 ; заявл. 29.12.2003 ; опубл. 10.06.2005, Бюл. № 16. – 8 с.

105 Пиралишвили, Ш. А. Экспериментальные характеристики вихревых нагревателей / Ш. А. Пиралишвили, Н. Н. Новиков // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1984. – № 1. – С. 93–95.

106 Пиралишвили, Ш. А. Анализ эффективности регенеративной схемы вихревого холодильного агрегата / Ш. А. Пиралишвили, И. В. Жорюк // Изв. вузов. Энергетика. – 1988. – № 2. – С. 61–66.

107 Пиралишвили, Ш. А. Вихревое горелочное устройство / Ш. А. Пиралишвили // Изв. вузов. Авиационная техника. – 1989. – № 2. – С. 80–81.

108 Пиралишвили, Ш. А. Исследование характера распределения осредненных параметров закрученного потока по объему камеры энергоразделения вихревых труб с дополнительным потоком / Ш. А. Пи-

ралишвили, В. М. Кудрявцев // Инж.-физ. журнал. – 1992. – Т. 62. – № 3. – С. 534–538.

109 Пиралишвили, Ш. А. Роль турбулентности в процессе энерго-разделения в вихревых трубах / Ш. А. Пиралишвили, Б. В. Барановский // Процессы горения и охрана окружающей среды : материалы I Всесоюз. науч.-техн. конф. – Рыбинск : Изд-во Рыбин. гос. авиац. технол. академии, 1993. – С. 97–103.

110 Пиралишвили, Ш. А. Физическая природа процесса энерго-разделения в вихревой трубе / Ш. А. Пиралишвили, М. Н. Сергеев // Теплоэнергетика : межвуз. сб. науч. тр. – Воронеж : Изд-во Воронеж. гос. техн. ун-та, 1996. – С. 194–199.

111 Пиралишвили, Ш. А. Вихревой эффект / Ш. А. Пиралишвили // Известия академии наук. – 2000. – № 5. – С. 137–147.

112 Пиралишвили, Ш. А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Ш. А. Пиралишвили, В. М. Поляев, М. Н. Сергеев. – М. : Энергомаш, 2000. – 414 с.

113 Поляков, А. Л. Исследование воздушных систем термостатирования и их расчет / А. Л. Поляков // Тр. МВТУ им. Н. Э. Баумана. – 1982. – № 388. – С. 38–70.

114 Потапов, В. А. Применение механической обработки с минимальным количеством СОЖ на Германских заводах / В. А. Потапов // Машиностроитель. – № 11. – 1999. – С. 46–52.

115 Потапов, Ю. С. Вихревая энергетика и холодный ядерный синтез с позиций теории движения / Ю. С. Потапов, Л. П. Фомицкий. – Кишинев – Черкассы : Изд-во «ОКО-Плюс», 2000. – 333 с.

116 Проскуряков, Ю. Г. Тонкораспыленное охлаждение режущих инструментов / Ю. Г. Проскуряков, В. Н. Петров. – М. : Машгиз, 1962. – 112 с.

117 Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. – М. : Машиностроение, 1985. – 256 с.

118 Суслов, А. Д. Исследование процесса термовлажностной обработки воздуха в вихревой трубе / А. Д. Суслов, И. И. Воробьев, Ю. В. Чижиков // Изв. вузов. Машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 35–41.

119 Тарнопольский, А. В. Технология подготовки и подачи распыленных смазывающе-охлаждающих жидкостей / А. В. Тарнопольский // Технологическое обеспечение надежности и долговечности машин: сб. науч. тр. – Ижевск : Ин-т приклад. механики Урал. отд. РАН, 2006. – С. 236–240.

120 Тарнопольский, А. В. Исследование процессов тепло- и массопереноса в двухфазных жидкостно-газовых вихревых потоках / А. В. Тарнопольский // Вестник ИжГТУ : период. науч.-теор. журнал ИжГТУ. – 2006. – № 2. – С. 9–12.

121 Тарнопольский, А. В. Технологическое обеспечение производства изделий машиностроения на основе применения вихревых преобразователей энергии / А. В. Тарнопольский // Ресурсосбережение и инновации: проблемы и решения : сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза : Изд-во Приволж. Дома знаний, 2006. – С. 91–94.

122 Тарнопольский, А. В. Вихревая подготовка топливной смеси для тепловых двигателей и установок / А. В. Тарнопольский, А. А. Грабовский, В. В. Бирюк // Ресурсосбережение и инновации: проблемы и решения : сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф. – Пенза : Изд-во Приволж. Дома знаний, 2006. – С. 87–90.

123 Тарнопольский, А. В. Эффективный способ приготовления СОЖ для обработки материалов резанием / А. В. Тарнопольский // Надежность и качество 2006 : тр. Междунар. симп. В 2 кн. : кн. 2. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2006. – С. 126–127.

124 Теория турбулентных струй / под ред. Г. Н. Абрамовича. – М. : Наука, 1984. – 218 с.

125 Устименко, Б. П. Процессы турбулентного переноса во вращающихся течениях / Б. П. Устименко. – Алма-Ата : Наука, 1977. – 226 с.

126 Федоткин, И. М. Кавитация. Кавитационная техника и технология, их использование в промышленности. В 2 ч. : ч. II / И. М. Федоткин, И. С. Гулый. – Киев : Изд-во АО «ОКО», 2000. – 898 с.

127 Фисенко, В. В. Критические двухфазные потоки / В. В. Фисенко. – М. : Атомиздат, 1978. – 298 с.

128 Фисенко, В. В. Некоторые свойства термодинамики двухфазного потока и их использование в аппаратах «Фисоник» / В. В. Фисенко // Промышленная энергетика. – 2001. – № 12. – С. 36–41.

- 129 Халатов, А. А. Теория и практика закрученных потоков / А. А. Халатов. – Киев : Наук. думка, 1989. – 192 с.
- 130 Ходорков, И. Л. Вихревые трубы – универсальное устройство нагрева, охлаждения, очистки, осушки газов и разделения газовых смесей / И. Л. Ходорков, Н. В. Пошернев, М. А. Жидков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2003. – № 7. – С. 24–27.
- 131 Холодильные машины : справочник / А. И. Азаров, В. П. Алексеев, А. В. Быков [и др.] ; под ред. А. В. Быкова. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1982. – С. 188–199.
- 132 Худобин, Л. В. Техника применения смазочно-охлаждающих средств в металлообработке / Л. В. Худобин, Е. Г. Бердичевский. – М. : Машиностроение, 1977. – 189 с.
- 133 Шустов, В. П. Бесфреоновые экологически чистые кондиционеры широкого применения / В. П. Шустов, Ф. Н. Шаргородский, В. А. Семенов // Инженерный журнал. – № 1. – 2000. – С. 36–37.
- 134 Щукин, В. К. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах / В. К. Щукин, А. А. Халатов. – М. : Машиностроение, 1982. – 200 с.
- 135 Энергоэффективность – основа устойчивого развития экономики России : материалы Всерос. совещания. – М., 2002.
- 136 Bobev, P. Flexibility of water-oil emulsion application as fuel for ship engines : использование водомасляных эмульсий в качестве топлива судовых двигателей / P. Bobev, S. Bashvarov, N. Nenkov // Lth. Int. Congr. – Varna. – 1987. – № 5. – P. 188.
- 137 Corliss, R. Experimental Investigation of Vortex Refrigeration : экспериментальные исследования вихревых охладителей / R. Corliss, R. Soluick // B.S. Thesis Mech. Eng. Dept. – 1947. – S. 24–26.
- 138 Hilsch, R. Die Expansion von Gasen in Zentrifugalfeld als Kalterprozess : расширение газов в центробежном поле как процесс охлаждения / R. Hilsch // Zeitschrift fur Naturforschung. – 1946. – № 1. – S. 203–208.
- 139 Kassner, R. Friction Laws and Energy Transfer in Circular Flow : законы трения и передача энергии в циркулярном потоке / R. Kassner, E. Knoemisch // Technical Report NF-TR-2198-ND : GS-USAF, Wright-Patterson Air Force Base. – 1948. – № 78. – P. 18–22.

140 Kühlt Minimalmengen-Kuhlschmierung : охлаждение минимальным количеством – охлаждающее смазывание // Masch. und Werkzeug. – 2001. – № 10. – S. 78–79.

141 Пат. 6158676.USA, МПК⁷ В 05 В 7/04/ Micro-atomizing device : микрораспылительное устройство / Hughes Nathaniel ; Hughes Technology Group, L. L. C. – № 08/878648 ; заявл. 19.06.1997 ; опубл. 12.12.2000, НПК 239/405.

142 Ranque, G. J. Vortex Tube : вихревая труба / G. J. Ranque // Bulletin Bi-Mensuel de la Societe Francaise de physique : ежемесячный бюллетень Физического общества Франции. – 1933. – № 6. – S. 112–115.

143 Rothenstein, Achim. Alternative zur Trockenbearbeitung : альтернатива сухой обработке / Achim Rothenstein // Werkzeuge. – 2000. – № 1. – S. 14–17 (нем.).

144 Suffrage d'air et micropulverization : выбор воздушного микрораспылителя // Tra Metal. – 2001. – № 57. – S. 33 (фр.).

145 Scheper, G. W. The Vortex Tube-Internal Flow Date and a Heat Transfer Theory : характеристики потоков внутри вихревой трубы и теория передачи тепла / G. W. Scheper // Refrigerating Engineering. – 1951. – № 10. – S. 985–989.

146 Schrupfras Probleme gelost : решение проблемы подачи аэрозоля // Ind.-Anz. – 2000. – № 26. – S. 27.

147 Suzuki, Yasuo. Zhongguo jixie gongchenq : эффективность применения водомасляного тумана / Yasuo Suzuki, Katsuhiko Sakai // China Mech. Eng. – 2000. – № 9. – S. 1035–1038.

148 Taylor, Sc. C. Vortex devices in aircraft fluid systems : вихревые устройства в авиационных гидросистемах / Sc. C. Taylor, Ac. S. Eng // Fourth Grandfield Fluidics conference. – Coventry, 1970. – S. 21–31.

149 Varadarajan, A. S. Investigations on hard turning with minimal cutting fluid application (HTMF) and its comparison with dry and wet turning : исследования обрабатываемости материалов с минимальным применением жидких СОТС и его сравнение с сухой и мокрой обработкой / A. S. Varadarajan, P. K. Philip, B. Ramamoorthy // Manufacturing Engineering Section. Department of Mechanical Engineering. – Madras : Indian Institute of Technology, 2002. – № 2. – S. 193–200.

150 Курнос, Н. Е. Исследование технологии подачи диспергированной СОТС в зону резания / Н. Е. Курнос, А. В. Тарнопольский, А. В. Матвеев // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2006. – № 6 (27). – С. 20–26.

151 Курнос, Н. Е. Повышение эффективности охлаждения воздуха посредством совместной работы вихревой трубы и вихревого диспергатора-распылителя / Н. Е. Курнос, А. В. Тарнопольский // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. – 2007. – № 2. – С. 122–129.

152 Тарнопольский, А. В. Возможности применения вихревых теплогенераторов в технологических процессах / А. В. Тарнопольский // Промышленная энергетика. – 2007. – № 9. – С. 21–22.

153 Курнос, Н. Е. Технология вихревой подготовки и подачи воздушно-жидкостных аэрозолей смазочно-охлаждающих технологических сред при механообработке / Н. Е. Курнос, А. В. Тарнопольский // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2007. – № 2 (24). – Вып. 1. – С. 45–49.

154 Тарнопольский, А. В. Моделирование процессов тепло- и массообмена в вихревых гидравлических теплогенераторах / А. В. Тарнопольский // Энергосбережение и водоподготовка. – 2007. – № 5 (49). – С. 55–56.

155 Тарнопольский, А. В. Вихревой способ подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля при обработке резанием / А. В. Тарнопольский // Технология машиностроения. – 2007. – № 8(62). – С. 23–25.

156 Тарнопольский, А. В. Эффективность технологических процессов механической обработки при вихревом способе подготовки и подачи СОТС в виде воздушно-жидкостного аэрозоля / А. В. Тарнопольский // Технология машиностроения. – 2007. – № 10(64). – С. 20–22.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
1 Особенности конструкции и тенденции развития вихревых теплоэнергетических устройств	10
1.1 Виды вихревых преобразователей энергии и особенности их конструкции	11
1.2 Ресурсосбережение в машиностроении посредством применения вихревых теплоэнергетических устройств	26
1.3 Автономное отопление и горячее водоснабжение с использованием вихревых гидравлических теплогенераторов	29
1.4 Кондиционеры и увлажнители воздуха испарительно-вихревого типа	32
1.5 Проблемы разработки и промышленного применения вихревых преобразователей энергии	36
2 Вихревые охладители воздуха	38
2.1 Способы формирования вихревых потоков и теплоэнергетические характеристики вихревой трубы	38
2.2 Моделирование геометрических параметров вихревой трубы	43
2.3 Методика расчета геометрических параметров и теплоэнергетических характеристик вихревых охладителей воздуха	48
2.4 Эффективность процессов тепло- и массопереноса в вихревых потоках газов	50
3 Вихревые гидравлические теплогенераторы	58
3.1 Способы формирования вихревых потоков в жидкостях	58
3.2 Теоретический анализ процессов тепловыделения в вихревых потоках жидкости	60
3.3 Теплоэнергетические характеристики вихревых гидравлических теплогенераторов	66
4 Вихревые устройства для диспергирования и распыления жидкостей	82
4.1 Особенности конструкции и работы вихревого диспергатора-распылителя жидкости	82
4.2 Моделирование вихревого течения двухфазного вихревого потока в диспергаторе-распылителе	84
4.3 Качество распыления и производительность вихревого диспергатора-распылителя	95
4.4 Алгоритм проектирования вихревых диспергаторов-распылителей	103
5 Технология вихревой подготовки и подачи смазывающе-охлаждающих технологических сред	107
5.1 Виды смазывающе-охлаждающих технологических сред и способы их подачи в зону резания	107
5.2 Технология подготовки и подачи воздушно-жидкостных аэрозолей с использованием вихревых устройств	112
5.3 Монтаж вихревых устройств на металлорежущих станках	116

5.4 Влияние режимов подготовки и подачи аэрозоля СОТС на эффективность обработки	121
6 Ресурсосбережение при использовании вихревых преобразователей энергии ...	130
6.1 Технологические процессы сборки неподвижных соединений с использованием вихревых труб	130
6.2 Применение вихревых гидравлических теплогенераторов для приготовления эмульсий и моющих растворов	132
6.3 Промышленная реализация технологии вихревой подготовки и подачи в зону резания аэрозолей СОТС	138
6.4 Автономное теплоснабжение объектов с использованием вихревых гидравлических теплогенераторов	147
6.5 Использование вихревых гидравлических теплогенераторов для автономного отопления и горячего водоснабжения	151
6.6 Испарительно-вихревое увлажнение и кондиционирование воздуха	157
Заключение	166
Список литературы	167

Тарнопольский Александр Владимирович

Вихревые теплоэнергетические устройства

Монография

Редактор *Т. Н. Судовичкина*

Технический редактор *Н. А. Вяжкова*

Корректор *Ж. А. Лубенцова*

Компьютерная верстка *Н. В. Ивановой*

ИД № 06494 от 26.12.01

Сдано в производство 28.12.07. Формат 60х84¹/16.
Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. 10,69.
Уч.-изд. л. 12,76. Заказ № 736. Тираж 100. "С" 143.

Издательство Пензенского государственного университета.

440026, Пенза, Красная, 40