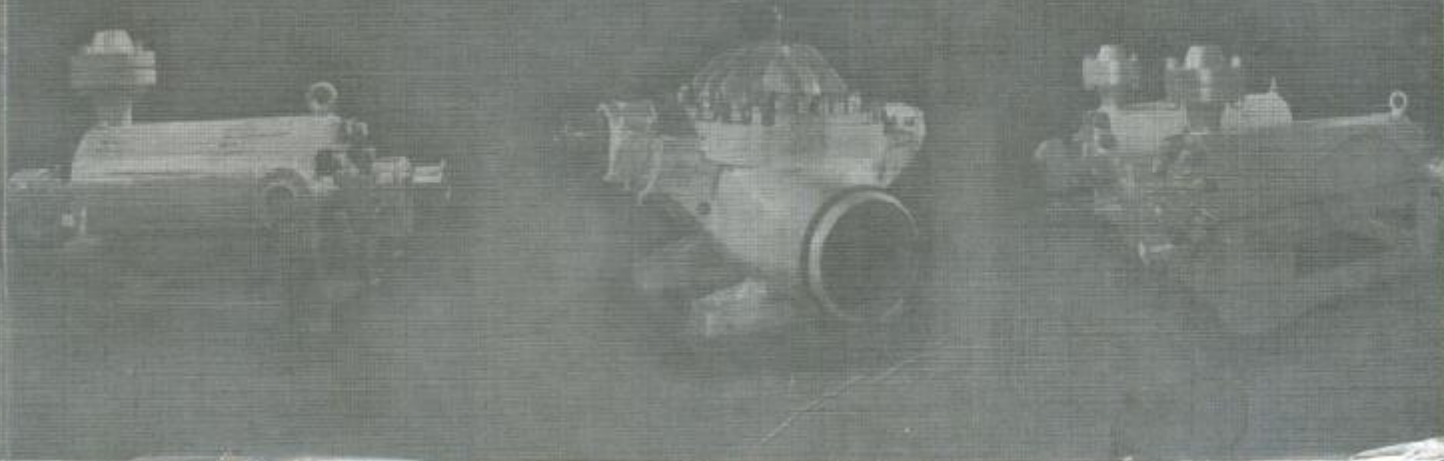


**ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА  
НАСОСО- И  
КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ**



Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины  
Сумский государственный университет

# **ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА НАСОСО- И КОМПРЕССОРОСТРОЕНИЯ**

**Монография**

Под редакцией  
д-ра техн. наук, проф. В. А. Марцинковского,  
канд. техн. наук, доц. И. Б. Твердохлеба,  
канд. техн. наук, доц. Е. Н. Савченко

Сумы  
Сумский государственный университет  
2011

УДК 621.671; 621.5  
ББК 31.762  
Т 30

Рецензенты:

- А. Р. Якуба* – доктор технических наук, профессор  
(Сумский национальный аграрный университет);  
*И. Б. Каринцев* – кандидат технических наук, профессор  
(Сумский государственный университет)

*Рекомендовано к печати ученым советом  
Сумского государственного университета  
(протокол № 1 от 01.09.2011)*

**Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / под ред.  
Т 30 В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко. – Сумы: Сумский  
государственный университет, 2011. – 412 с.  
ISBN 978-966-657-384-4**

Книга посвящена вопросам повышения экономичности и надежности насосного и компрессорного оборудования в энергетике, химической, нефтехимической, пищевой и других отраслях промышленности. Представлены работы по общим вопросам повышения энергоэффективности оборудования за счет совершенствования проточных частей и оптимизации рабочих режимов, приводятся результаты экспериментальных и расчетных исследований течений жидкостей и газов в каналах проточных частей, рассматриваются новые конструкции, а также опыт эксплуатации насосов и компрессоров в различных условиях и предложения по модернизации их основных узлов.

Рассчитана на специалистов, занимающихся разработкой, производством и эксплуатацией насосного и компрессорного оборудования для различных отраслей промышленности, а также на студентов машиностроительных специальностей вузов.

УДК 621.671; 621.5  
ББК 31.762

© Марцинковский В. А., Твердохлеб И. Б., Савченко Е. Н., 2011  
ISBN 978-966-657-384-4 © Сумский государственный университет, 2011



## Содержание

	С.
Предисловие.....	9
<b>1. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ..</b>	<b>10</b>
1.1. Подходы к рациональному решению задачи создания нового насосного оборудования в практике группы «Гидравлические машины и системы» (Ямбуренко Н.Н, Твердохлеб И.Б., Визенков Г.В.).	11
1.2. Пути повышения энергоэффективности насосных систем (Костюк А.В., Диброва О.В., Соколов С.А., Шилов Р.Н.).....	23
1.2.1. Причины избыточного энергопотребления.....	23
1.2.2. Основные пути повышения энергоэффективности.....	24
1.2.3. Проведение технического аудита насосных систем.....	25
1.3. Повышение энергоэффективности систем путем применения частотно-регулируемого привода насоса (Афанасьев А.В., Беккер Л.М., Твердохлеб И.Б.).....	27
1.3.1. Регулирование подачи насоса.....	27
1.3.2. Способы регулирования частоты вращения насоса.....	28
1.3.3. Преимущества использования частотно-регулируемого привода на примере насосного оборудования для трубопроводного транспорта нефти.....	29
1.3.4. Возможные проблемы при использовании преобразователя частоты.....	31
1.3.5. Частотно-регулируемый высоковольтный привод.....	32
1.3.6. Типы высоковольтных преобразователей частоты.....	33
1.4. Создание новой высокоэффективной проточной части питательного насоса для тепловой энергетики (Косяненко А.С., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.).....	36
1.5. Пути повышения энергоэффективности центробежных насосов системы поддержания пластового давления (Багманов А.А., Бажайкин С.Г., Кулешов К.В.).....	40
1.5.1. Повышение КПД и напора насосов ЦНС путем снижения объемных потерь в проточной части.....	40
1.5.2. Обоснование возможности расширения рабочей зоны характеристик насосов ЦНС, применяемых в системе ППД.....	43
1.5.3. Разработка эффективного способа изменения напора насоса.....	46
1.5.4. Оценка жизненного цикла системы ППД.....	48
1.6. Пути повышения надежности насосного оборудования нефтеперерабатывающих производств (Швиндин А.И., Берестовский В.А.)....	50
1.7. Опыт использования насосов с гидротурбинным приводом на энергоблоках АЭС (Шлемензон К.Т., Павлов П.Г.).....	58
1.8. Влияние модернизационной пригодности и технологичности на стоимость жизненного цикла крупных насосов АЭС (Пирогов А.Д.)...	65
1.8.1. Показатели при определении цен.....	65
1.8.2. Подготовка к выделению показателей МП и МТ.....	68
1.8.3. Анализ основных типов насосов АЭС.....	72



1.9. Сравнительный анализ работы питательных насосов парового котла с регулированием частоты вращения с помощью гидравлической муфты и высоковольтного преобразователя частоты (Comparative analysis of operation of feed pumps steam boiler with speed regulation by means of a fluid clutch and a medium-voltage frequency converter. <i>Marek Skowroński, Przemysław Szulc</i> ).....	85
1.9.1. Wprowadzanie.....	85
1.9.2. Model pracy bloku energetycznego.....	86
1.9.3. Charakterystyki regulacyjne bloków.....	87
1.9.4. Krzywe regulacyjne wydajności pomp zasilających.....	88
1.9.5. Charakterystyka układu pompowego.....	88
1.9.6. Temperatura wody.....	88
1.9.7. Charakterystyki pomp, sprzęgieł i przemienników.....	89
1.9.8. Obliczanie układów pompowych.....	90
1.9.9. Wyniki obliczeń.....	91
1.10. Исследование конструкции центробежного насоса для механической поддержки работы человеческого сердца ( <i>Алтынцев Е., Корчак А., Кустош Р.</i> ).....	93
1.10.1. Методы исследования течения в насосе.....	97
1.10.2. Определение характеристик проточной части насоса.....	98
1.10.3. Анализ результатов расчетов гидродинамических сил.....	99
1.10.4. Сдвиговые напряжения в перекачиваемой жидкости.....	100
1.10.5. Измерение основных характеристик новой проточной части насоса.....	102
Перечень ссылок.....	104
2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОТОКА В ЭЛЕМЕНТАХ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСВ И КОМПРЕССОРОВ.....	109
2.1. Аэродинамическое и аэроупругое взаимодействие лопаточных венцов осевого компрессора ( <i>Гнесин В.И., Колодяжная Л.В.</i> ).....	109
2.1.1. Аэроупругая модель.....	109
2.1.2. Численный анализ.....	113
2.2. Расчетно-экспериментальная оценка и прогнозирование границы устойчивости к дозвуковому флаттеру упругих систем ( <i>Зиньковский А.П., Цимбалюк В.А., Стельмах А.Л.</i> ).....	119
2.2.1. Основные положения методик и средства определения нестационарных аэродинамических нагрузок.....	120
2.2.2. Расчет границы динамической устойчивости.....	124
2.2.3. Методика прогнозирования границы динамической устойчивости лопаточного венца.....	125
2.2.4. Пример определения границы динамической устойчивости лопаточного венца.....	126
2.3. Выбор геометрии проточной части центробежного компрессора в составе ГПА с газотурбинным приводом ( <i>Парафейник В.П., Евдокимов В.Е., Тертыйный И.Н., Нефедов А.Н.</i> )...	127



2.4. Расчет течения вязкой жидкости в неподвижных и вращающихся решетках (Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачёв П.В.).....	140
2.5. Расчетное исследование течения и потерь в насосе ЦНС 63-1400 (Жарковский А.А., Алексенский В.А., Пугачёв П.В.).....	148
2.6. Расчетная оценка кавитационных качеств центробежных насосов (Жарковский А.А., Алексенский В.А., Пугачёв П.В.) .....	154
2.7. Численное моделирование гидродинамических процессов в проточной части центробежного нефтяного насоса с использованием нейросетевых алгоритмов (Валухов С.Г., Булыгин Ю.А., Кретинин А.В., Бучнев Р.Н.) .....	161
2.7.1. Краткое описание нейросетевой вычислительной архитектуры.....	161
2.7.2. Моделирование гидродинамических процессов.....	163
2.7.3. Моделирование 2d турбулентного течения несжимаемой жидкости во вращающемся кольце с прилегающей областью.....	164
2.7.4. 2d моделирование гидродинамических процессов в проточной части насоса.....	166
2.7.5. Нейросетевые 3d профили лопастей рабочих колес.....	167
2.8. Решение для исходной геометрии центробежного рабочего колеса в 3D постановке (Prime geometry solution of a centrifugal impeller within 3d setting. Peter Hlbočan, Michal Varchola).....	170
2.8.1. The geometry design.....	170
2.8.2. The meridional cut design.....	172
2.8.3. The blade cuts design.....	173
2.8.4. The impeller's solution in a 3d environment.....	175
2.9. Конструирование геометрии диагонального насоса с использованием экспериментальных результатов внутреннего течения в рабочем колесе (Geometry design of a mixed flow pump using experimental results of on internal impeller flow. Michal Varchola, Peter Hlbočan).....	177
2.9.1. Pressure distribution in the chanel of an impeller.....	177
2.9.2. The procedure of a hydraulic projection of the blade.....	181
2.10. Насос турбины Френсиса со стохастическими лопатками (The francis pump turbine with stochastic blades. František Pochylý, Miloslav Haluza, Jindřich Veselý) .....	184
2.10.1. Retuning of the runner by splitter blades.....	184
2.10.2. The runner with non-uniform blade cascade.....	188
2.11. Повышение эффективности проточной части насосов «ЭЦВ» диагонального типа (Надточий А.С, Солодченков В.Ф.).....	192
2.12. Компьютерное проектирование проточной части центробежных насосов (Косторной С.Д., Чаплыгин А.А., Косторной А.С.).....	199
2.12.1. Исходные уравнения двухпараметрических потоков в ПЧ ..	
2.12.2. Общие дифференциальные уравнения двух параметрических потоков идеальной жидкости.....	202
2.12.3. Профилирование лопасти рабочего колеса.....	206



2.13. Исследование структуры течения в боковых подводах гидромашин и некоторые рекомендации по их проектированию (Каранузова М.В., Луговая С.О., Твердохлеб И.Б.) .....	209
2.13.1. Обоснование возможности проведения численного исследования гидравлических качеств подводов.....	209
2.13.2. Описание объектов и методики проведения численного исследования.....	210
2.13.3. Анализ результатов численного исследования.....	211
2.14. Дослідження робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню шляхом проведення чисельного та фізичного експериментів (Казнієнко Д. В.) .....	218
2.15. Влияние зазора между рабочим колесом и корпусом на характеристики струйно – реактивной турбины (Ванеев С.М., Бережной А.С.).....	224
2.15.1. Экспериментальные исследования.....	224
2.15.2. Обработка экспериментальных данных.....	227
2.16. Антипомпажный регулирующий клапан центробежного нагнетателя на базе шарового крана (Савченко Е.Н., Сидорец А.И., Сидорец И.И.).....	232
2.16.1. Постановка задачи.....	233
2.16.2. Краткий обзор существующих конструкций антипомпажных клапанов и выбор базовой конструкции.....	233
2.16.3. Моделирование и численный расчет антипомпажного клапана на базе конструкции шарового крана.....	235
2.17. Течение жидкости в тройнике. Сравнение численного моделирования и результатов визуализации потока (The fluid flow in the t-junction. The comparison of the numerical modeling and piv measurement. Jaroslav Štigler, Roman Klas, Michal Kotek, Václav Kopecký).....	240
2.17.1. Numerical model description.....	241
2.17.2. Experiment description.....	242
2.17.3. Results comparison and discusion .....	243
2.18. Математическая модель кавитации и моделирование течения жидкости в диффузоре (Mathematical model of cavitation and modelling of fluid flow in cone. Milada Kozubková, Jana Rautová, Marian Bojko) .....	248
2.18.1. Mmathematical model.....	248
2.18.2. Geometry .....	252
2.18.3. Numerical parameters.....	252
2.18.4. Rresults of the numerical solution.....	255
2.19. Влияние отдельных структурных параметров на энергетические свойства радиального лабиринтного насоса (The influence of chosen structural parameters on energetic properties of a radial labyrinth pump. Przemysław Szulc, Janusz Plutecki).....	258
2.19.1. Pompa modelowa.....	260
2.19.2. Stanowisko pomiarowe.....	261
2.19.3. Badania rzeczywiste, ich wyniki i analiza.....	262
Перечень ссылок.....	267



3. НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ И МОДЕРНИЗАЦИЯ НАСОСНОГО И КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	274
3.1. К вопросу о создании проточной части многоступенчатого насоса с минимальными радиальными размерами (Твердохлеб И.Б., Князева Е.Г., Бирюков А.И., Луговая С.О.) .....	274
3.2. Проектирование направляющего аппарата промежуточной ступени центробежного насоса (Луговая С.О., Ольштынский П.Л., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.).....	281
3.2.1 Обзор существующих методов проектирования направляющих аппаратов промежуточных ступеней.....	281
3.2.2. Анализ структуры течения в направляющих аппаратах.....	286
3.3. К вопросу о создании сменных проточных частей для магистральных нефтяных насосов (Иванюшин А.А., Колесник Е.С., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.) .....	289
3.4. Новые насосы для систем ППД, насосы для перекачки мультифазных сред с объемным содержанием газа до 95% (Федцов Ф.В.)...	
3.5. Применение малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности в скважинных насосах для водоснабжения (Гусак А.Г., Демченко О.А., Каплун И.П.).....	300
3.5.1. Постановка проблемы.....	300
3.5.2. Анализ предыдущих исследований.....	303
3.5.3. Основные результаты.....	304
3.6. Перспективы использования оседиагональных рабочих органов для улучшения кавитационных качеств промышленных центробежных насосов (Давиденко А.К., Елин А.В., Елин В.К., Руденко А.А.).....	309
3.7. Изменение напора центробежного рабочего колеса путем запиловки выходных кромок лопастей (Богун В.С., Пугачёв П.В., Шумилин С.А., Жарковский А.А.) .....	317
3.8. О возможности унификации входных крышек центробежных многоступенчатых насосов (Евтушенко А.А., Каратузова М.В.).....	324
3.9. Повышение технологичности при изготовлении и модернизации штампосварных рабочих колес крупных насосов АЭС (Пирогов А.Д.).....	331
3.10. Особенности рабочего процесса и характеристик безроторных центробежных насосов (Сёмин Д.А., Роговой А.С.).....	340
3.10.1. Постановка задачи.....	340
3.10.2. Результаты исследований.....	341
3.11. Використання багатofункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для харчових технологій (Папченко А.А., Ковальов С.Ф., Овчаренко М.С.).....	347
3.12. Гидроструйные вакуумные насосы: состояние и перспективы развития (Спиридонов Е.К.).....	352



3.13. Теплонасосная установка на базе струйной термокомпрессии с использованием водоаммиачного раствора (Арсеньев В.М., Ванев С.М., Проценко М.И., Гулый А.Н.).....	358
3.13.1. Выбор схемно-циклового решения.....	359
3.13.2. Моделирование рабочего процесса.....	362
3.14. Температурный феномен в потоке теплоносителя энергетической установки (Кревсун Э.П.).....	365
3.14.1. Краткий экскурс в историю вопроса.....	365
3.14.2. Два определения для термина «температура».....	367
3.14.3. Неоднозначная связь теплоемкости и температуры вещества.....	368
3.14.4. О теплоемкости воды.....	369
3.14.5. Средние значения скоростей поступательного и вращательного движения молекул воды.....	371
3.14.6. Термохаос. физическая модель.....	374
3.14.7. Пример устройства, в котором может быть использовано явление «термохаос».....	376
3.15. Оценка сохранения потенциальной энергии в системах сжатого воздуха (Estimating potential energy savings in compressed air systems. Ryszard Dindorf) .....	378
3.15.1. Potential energy saving in compressed air system.....	378
3.15.2. Methods to calculate the cost of compressed air.....	381
3.16. Технологии электроэрозионного легирования и обработки для компрессорного и насосного оборудования (Марцинковский В.С., Тарельник В.Б.).....	386
3.16.1. Восстановление вкладышей подшипников.....	386
3.16.2. Упрочнение и ремонт ПШ роторов.....	392
3.16.3. Упрочнение деталей типа «вал» на примере подшипниковых шеек валов.....	395
3.16.4. Насосные втулки.....	396
3.16.5. Обеспечение прирабатываемости ВП.....	399
3.16.6. Компенсация погрешностей при изготовлении подшипников скольжения.....	402
Перечень ссылок.....	404

### 3.13. ТЕПЛОНАСОСНАЯ УСТАНОВКА НА БАЗЕ СТРУЙНОЙ ТЕРМОКОМПРЕССИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВОДОАММИАЧНОГО РАСТВОРА

*Арсеньев В.М., Ванеев С.М., Проценко М.И., Гулый А.Н.*

Децентрализация системы теплоснабжения и, в частности отопительных систем, требуемой создания автономного высокоэффективного, экологически чистого и ресурсосберегающего теплогенерирующего или термотрансформаторного оборудования. При расширении децентрализации теплоснабжения и использовании вторичных энергоресурсов должны решаться две основные задачи:

- обеспечение максимально достижимых значений коэффициента преобразования по полной цепи от первичного энергоресурса до объекта потребления теплоты,  $COP_{\Sigma}$ ;

- рациональное использование местных, более дешевых топлив и энергоносителей, в т.ч. нетрадиционных или сбросных потоков теплоты.

В связи с этим, привлекательным направлением является разработка перспективных методов понижающей термотрансформации и создания на их основе энергоэффективных систем теплоснабжения.

Возможное увеличение коэффициента преобразования,  $COP_{\Sigma}$  в системах теплоснабжения прогнозируется при комбинировании прямого и обратного циклов в термотрансформаторах с применением струйного термокомпрессорного модуля, [99 - 101]. В подобном устройстве предполагается инжектирование и сжатие пара низкого давления рабочей паровой струей, формирующейся за счет вскипания подаваемой в активное сопло недогретой до насыщения жидкости.

Анализ результатов численного моделирования термотрансформатора с СТК-модулем на рабочих веществах НС и НФС-типа показал его достаточно высокую энергоэффективность по сравнению с традиционными теплогенераторами и тепловыми насосами [101].

С целью повышения уровня нагреваемого теплоносителя от 100 до 150°C при достаточно высоких  $COP_{\Sigma}$  была предложена новая схема рассматриваемого термотрансформатора с использованием в качестве рабочего вещества водоаммиачного раствора, [102], обеспечивающего высокие термодинамические свойства компонентов и нулевое значение экологических факторов ODP и GWP.



### 3.13.1. ВЫБОР СХЕМО-ЦИКЛОВОГО РЕШЕНИЯ

При использовании для теплового насоса со струйной термокомпрессией в качестве рабочего вещества бинарной смеси «агент-сорбент», например водоаммиачного раствора, выбор схемо-циклового решения теряет свою однозначность, как это имеет место при применении азеотропных рабочих веществ НФС-типа.

С одной стороны в водоаммиачном растворе совмещаются высокие термодинамические свойства компонентов и их экологическая чистота по показателям ODP и GWP. Однако неизотермичность в процессах фазовых превращений и существенное влияние концентрации низкокипящего компонента обуславливают усложнение схемы и процессов преобразования энергии в элементах установки. В свою очередь температурный глайд,  $Dt_{gl}$  и концентрация аммиака в водном растворе,  $\xi$  взаимосвязаны, что отражается в  $T, \xi$  – диаграмме для рабочих давлений в испарителе – 0,1 МПа и в конденсаторе – 1 МПа, рисунок 3.66.

Для большой области значений концентрации  $\xi = 0,4...0,95$  температурный глайд составляет  $Dt_{gl} = 85...90^\circ\text{C}$ . Подобная зетропность приводит к необходимости обеспечивать ступенчатость в процессах конденсации, а в некоторых случаях и кипения рабочего вещества, даже для внешних источников с переменной температурой в меньшем интервале, чем температурного глайда.

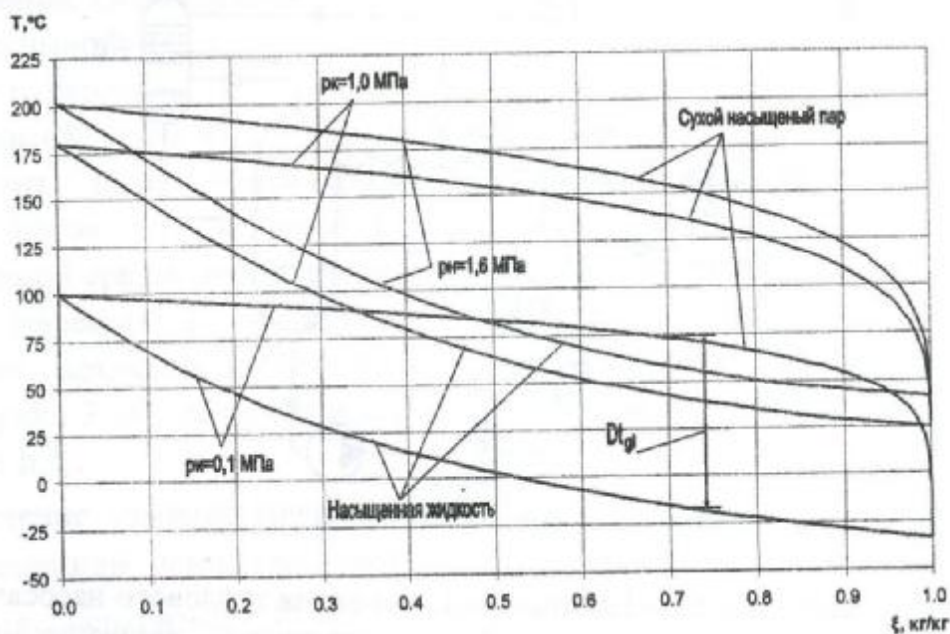


Рисунок 3.66 – К анализу зависимости  $Dt_{gl} = f(\xi)$

Из графика  $T, \xi$  также следует, что для возможности использования утилизируемой среды с температурой  $20^{\circ}\text{C}$  и ниже необходимо в испаритель подавать рабочее вещество с концентрацией  $\xi \rightarrow 1,0$ . Реализация подобного условия может быть обеспечена за счет дефлегмации или ректификации пара перед его конденсацией. Для режима теплового насоса с температурой конденсации  $120...150^{\circ}\text{C}$  и с температурой кипения в испарителе  $10^{\circ}\text{C}$  и ниже необходимо поддерживать высокую концентрацию за счет ректификации и более высокие значения напора насоса в контуре циркуляции жидкой фазы рабочего вещества.

На рисунке 3.67 представлена принципиальная схема теплового насоса со ступенчатой конденсацией и ректификацией потока смешения.

В соответствии со схемой комбинирование прямого и обратного циклов обеспечивается путем применения СТК-модуля в циркуляционном контуре которого реализуется прямой цикл преобразования энергии ( $1A-4-4^{\circ}-4^*-1A$ ). Жидкостно-паровой струйный компрессор в модуле выполняет для прямого цикла функции парогенератора и расширительной машины, а для обратного цикла ( $1П-4-4''-5-6-6''-7-8-9-1П$ ) – функцию компрессора.

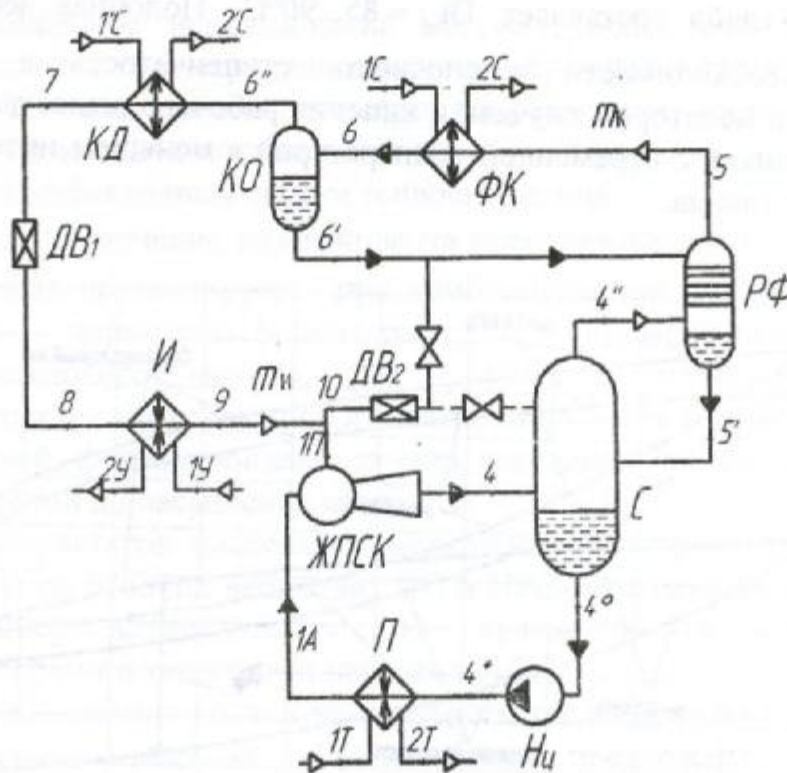


Рисунок 3.67 – Принципиальная схема теплового насоса:

ЖПСК - жидкостно-паровой струйный компрессор; С - сепаратор; Нц - насос циркуляционный; П - подогреватель; РФ - ректификатор; ФК - форконденсатор; КО - конденсатоотводчик; КД - конденсатор; И - испаритель; ДВ<sub>1</sub>, ДВ<sub>2</sub> - дроссельные вентили



Рабочий процесс в СТК-модуле предполагает использование в качестве активной среды вскипающую при истечении недогретую до насыщения жидкость. В выходном сечении активного сопла ЖПСК формируется сверхзвуковая струя мелкодисперсной парокapельной структуры с высоким объемным паросодержанием, которая затем инжектирует перекачиваемый пар из испарителя. Сжатый в ЖПСК насыщенный пар разделяется в сепараторе на два потока: сухой насыщенный пар поступает в форконденсатор, а насыщенная жидкость отводится циркуляционным насосом в циркуляционный контур и после нагрева в подогревателе нагнетается в компрессор для формирования рабочей струи.

В форконденсаторе реализуется частичная конденсация бинарной рабочей смеси, характеризуемая степенью сухости  $x_6$ . Жидкая фаза из конденсатора после конденсатоотводчика разделяется на две части. Одна часть в качестве флегмы подается на орошение в ректификатор, а вторая часть либо перепускается через дроссельный вентиль ДВ<sub>2</sub> во всасывающую линию ЖПСК, либо в сепаратор. Сухой насыщенный пар состояния б'' подается на конденсатор.

При конденсации пара в форконденсаторе происходит нагрев воды (или другого теплоносителя) для отопительной системы или системы технологического теплоснабжения. Конденсация пара в конденсаторе позволяет реализовать нагрев санитарной воды для системы горячего водоснабжения. Образовавшийся конденсат рабочего вещества направляется на дроссельный вентиль ДВ<sub>1</sub>, где дросселируется с понижением давления до давления в испарителе.

В испарителе происходит процесс парообразования рабочего вещества за счет теплоты низкотемпературного источника (утилизируемой среды). Тепловой поток для испарителя отбирается либо непосредственно от утилизируемой среды, либо с применением промежуточного контура. Нагрев рабочего вещества в подогревателе осуществляется за счет работы водогрейного котла или других теплогенерирующих устройств.

На рисунке 3.68 представлен цикл рассматриваемого теплового насоса в диаграмме  $h, \xi$ .

Обозначение узловых точек цикла соответствует их представлению на вышеприведенной принципиальной схеме. Обозначение изобар:  $p_{и}, p_{к}$  — давление в испарителе и конденсаторах;  $p_{н}$  — давление жидкости создаваемое циркуляционным насосом;  $p_{2A}$  — давление на выходе из сопла активного потока ЖПСК.

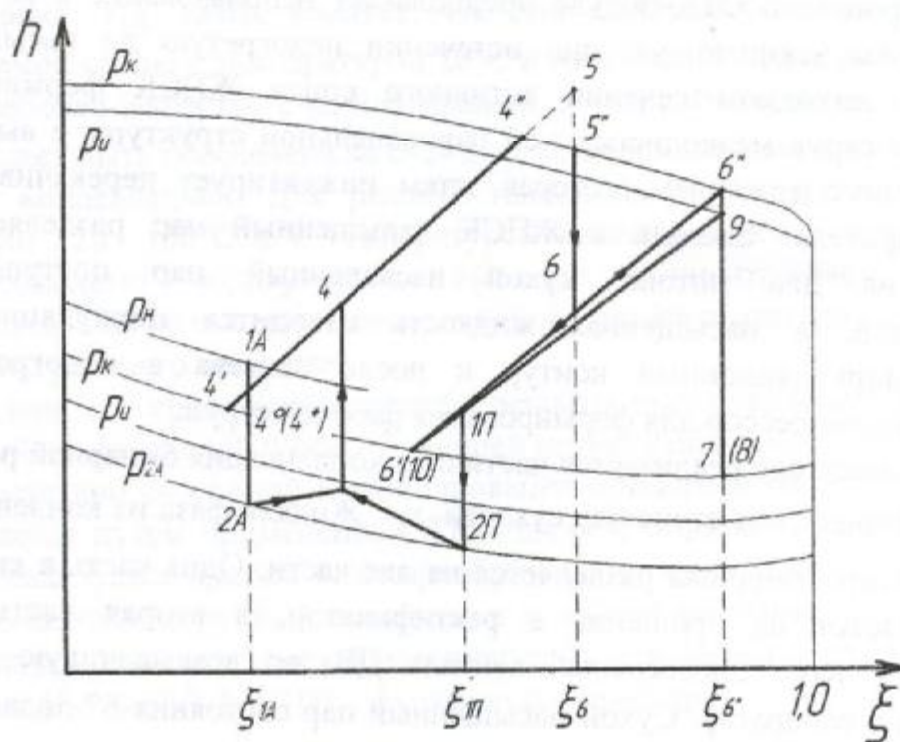


Рисунок 3.68 – Цикл теплового насоса в  $h, \xi$  – диаграмме

### 3.13.2 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Модель, рассматривающая движение одномерных потоков через контрольное пространство с учетом всех форм энергообмена с внешней средой и диссипации энергии внутри пространства, базируется на методе исследования реальных процессов в квазиравновесном приближении. При этом необратимость реальных поточных процессов учитывается введением опытных коэффициентов, чаще всего скоростных коэффициентов проточных частей.

В основу моделирования рабочего процесса в ЖПСК приняты следующие положения и допущения:

1. Определяющее влияние на процесс релаксационного парообразования в канале активного потока оказывает температура и начальный недогрев жидкости.
2. Жидкость в канале активного потока в момент начала фазового перехода находится в метастабильном состоянии.
3. Дисперсность дробления (распыливания) жидкой фазы рабочего вещества в сечении инверсии (перехода к парокпельному потоку) обусловлена высокочастотной генерацией из пристенного слоя мелких



пузырьков пара. Процесс дробления жидкой фазы продолжается при дальнейшем расширении потока в канале активного сопла.

В основу термодинамической модели рабочего процесса ЖПСК положены следующие уравнения в одномерном приближении: уравнение состояния двухфазной среды, уравнение сохранения массы, уравнение фазового перехода, характеризующее степень завершенности фазового перехода, уравнение сохранения энергии (полной энтальпии), уравнение сохранения количества движения (механической энергии), уравнение производства энтропии.

Данные уравнения дополняются уравнением кинетики фазового перехода для  $i$ -той группы капель, уравнением статического распределения по размерам капель жидкости, зависимостями для расчета скорости звука в двухфазной среде, геометрии канала и касательного напряжения на стенке.

Критериями согласования и достоверности результатов расчета является равенство массовых паросодержаний в моделях сплошной и дискретной жидкой  $\alpha$ -сред для каждого  $j$ -ого сечения; равенство величин суммарного производства энтропии в потоке и ее приращение, определяемое методом итераций по значению расчетного коэффициента скорости; равенство коэффициентов эжекции, по итерационному процессу расчета энтальпии потока смешения на выходе из ЖПСК.

В отличие от парозежекторных термотрансформаторов, в которых соблюдается равенство расходов конденсата и пара, образующегося в испарителе, в рассматриваемом устройстве имеет место перепроизводство пара за счет вскипания жидкости в активном потоке, т.е.  $\dot{m}_K > \dot{m}_H$ .

Для оценки энергоэффективности рассматриваемой установки могут быть использованы следующие величины:

– коэффициент преобразования (по подводимым энергопотокам)

$$COP_{\Sigma} = u \cdot \psi_4 \cdot \frac{q_{ТН}}{q_{П} \cdot \eta_{q,П}^{-1} + l_{i,Н} \cdot \eta_{M,Н}^{-1}},$$

где  $q_{ТН} = h_5 - h_{4*}$ ;  $q_{П} = h_{1A} - h_{4*}$ ;  $l_{i,Н} = h_{4*} - h_{4^0}$  – удельные нагрузки на соответствующее оборудование;  $h_{1A}$ ,  $h_{4^0}$ ,  $h_{4*}$ ,  $h_5$  – удельные энтальпии в соответствующих точках;  $u$  – коэффициент инжекции;  $\psi_4$  – коэффициент перепроизводства пара;  $\eta_{q,П}$  – коэффициент теплоиспользования подогревателя, учитывающий потери при передаче энергии первичного топливного ресурса в виде тепла;  $\eta_{M,Н}$  – механический к.п.д. насоса;

– эксергетическая эффективность СТК-модуля

$$\varepsilon_{\text{СТК}} = u \cdot \psi_4 \cdot \frac{(e_5 - e_{1\text{П}})}{q_{\text{П}} \cdot \eta_{q,\text{П}}^{-1} + l_{i,\text{Н}} \cdot \eta_{\text{М,Н}}^{-1}};$$

– эксергетическая эффективность теплонасосной установки

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{(e_5 - e_7)}{(e_5 - e_{1\text{П}})} \cdot \varepsilon_{\text{СТК}},$$

где  $e_{1\text{П}}$ ,  $e_5$ ,  $e_7$  – удельные эксергии соответствующих потоков.

## ВЫВОДЫ

1. Рассмотренный в статье тепловой насос может быть использован для нагрева теплоносителей на двух температурных уровнях, например, 60...70°C и 100...150°C. Необходимо заметить, что указанный второй диапазон температур вообще не реализуется в обычных парокомпрессорных тепловых насосах и гибридных на высокотемпературных хладагентах.

2. Применение термокомпрессии в круговом процессе рабочего вещества позволяет построить новый эффективный цикл преобразования энергии, в котором процессы сжатия рабочего тела и подвода энергии в форме тепла осуществляются в одном блоке – струйном термокомпрессорном модуле, который обеспечивает термотрансформацию низкопотенциального теплового потока для целей теплоснабжения.

3. Рекомендуемые значения параметра, характеризующего перепроизводство пара  $\psi_4 = 1,2...1,3$ . Достижимые коэффициенты инжекции находятся в интервале  $u = 0,02...0,05$

4. Эксергетическая эффективность рассматриваемой теплонасосной установки на водоаммиачном растворе оценивается на 10...15% выше, чем при использовании высокотемпературных хладагентов.