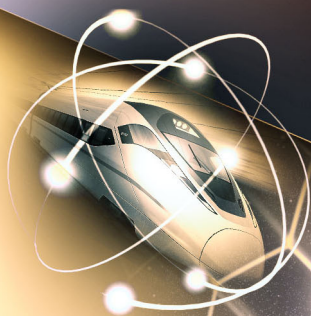




*RBE DER
EUROPÄISCHEN
WISSENSCHAFT*

*HERITAGE OF EUROPEAN
SCIENCE '2020*

*MONOGRAPH
PART I*





Fialko N., Zhuravskaya N., Kulikov P., Titlov A., Glamazdin P. et al.

ERBE DER EUROPÄISCHEN WISSENSCHAFT
UMWELTSCHUTZ
HERITAGE OF EUROPEAN SCIENCE
ENVIRONMENTAL PROTECTION

*Monographic series «European Science»
Book 2. Part 1.*

*In internationalen wissenschaftlich-geometrischen Datenbanken enthalten
Included in International scientometric databases*

MONOGRAPHIE
MONOGRAPH

Authors:

Aleshko S. (8, 12), Altman E. (1), Balina E. (2), Bezklubenko I. (2), Bilenko N. (15),
Bordiuh V. (13), Boshkov L. (1), Boshkova I. (1), Butsenko Y. (2), Chernykh L. (8),
Doroshenko V. (15), Dotsenko S. (4), Fialko N. (4, 8, 12), Galinska T. (5),
Georgiesh E. (15), Getun G. (2), Glamazdin D. (3), Glamazdin P. (3), Ilina T. (6),
Kachmar N. (9), Klyuyeva V. (4), Klymchuk M. (6), Kulikov P. (4, 8, 14), Kutnyak O. (12),
Kyslyuk D. (11), Maletskaya O. (12), Mazurak O. (9), Meranova N. (4, 8, 12),
Pereginets I. (10), Polozenko N. (4, 8, 12), Prokopov V. (8, 12), Rokitko K. (12),
Sahala T. (15), Savenko V. (4, 8, 11), Sherenkovsky J. (12), Titlov A. (1, 15),
Tsyfra T. (13), Vasylyv O. (15), Vershigora D. (13), Volgusheva N. (1), Vysotska L. (11),
Wildman I. (14), Zelisko O. (9), Zhuravska N. (14), Zhuravskiy O. (11), Zygun A. (5),
Krukouska T. (7)

Reviewers:

Ploskyy V.O. - Doctor of Technical Sciences.
Trokhymenko H.H. - Doctor of Technical Sciences.
Prokopov V.H. - Doctor of Technical Sciences.

Erbe der europäischen wissenschaft: Umweltschutz. Monografische Reihe
«Europäische Wissenschaft». Buch 2. Teil 1. 2020.

Heritage of european science: Environmental protection.
Monographic series «European Science». Book 2. Part 1. 2020.

ISBN 978-3-9821783-3-2
DOI: 10.21893/978-3-9821783-3-2.2020-02-01

Published by:

ScientificWorld-NetAkhatAV
Lußstr. 13
76227 Karlsruhe, Germany
in conjunction with Institute «SE&E»
e-mail: orgcom@sworld.education
site: www.sworld.education

Copyright © Authors, 2020
Copyright © Drawing up & Design. ScientificWorld-NetAkhatAV, 2020



Inhalt / Content

CHAPTER 1. INVESTIGATIONS OF INFLUENCE EFFECTS OF MICROWAVE FIELD ON PLANT TISSUE

ИЗУЧЕНИЕ ЭФФЕКТОВ ВОЗДЕЙСТВИЯ МИКРОВОЛНОВОГО ПОЛЯ НА РАСТИТЕЛЬНУЮ ТКАНЬ..... 9

CHAPTER 2. ASPECTS OF DESIGN OF ENCLOSURE STRUCTURES OF ENERGY EFFICIENT BUILDINGS IN UKRAINE

АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ В УКРАИНЕ..... 26

CHAPTER 3. MODERNIZATION OF WATER-HEATING WATER-TUBE BOILERS OF HEATING BOILER SYSTEMS DISTRICT HEATING TO IMPROVE THEIR ENVIRONMENTAL CHARACTERISTICS

МОДЕРНИЗАЦИЯ ВОДОГРЕЙНЫХ ВОДОТРУБНЫХ КОТЛОВ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЕН СИСТЕМАМИ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК..... 44

CHAPTER 4. ECO-ENERGY EFFICIENCY AND ENERGY MANAGEMENT BASED ON THE USE OF INFORMATION TECHNOLOGY

ЭКОЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ И ЭНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ 60

CHAPTER 5. ENVIRONMENTAL AND ECONOMIC ASPECTS OF THE FORMATION OF SOLID WASTE MANAGEMENT

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ФОРМИРОВАНИЯ СФЕРЫ ОБРАЩЕНИЯ С ТВЕРДЫМИ БЫТОВЫМИ ОТХОДАМИ..... 90

CHAPTER 6. SCIENTIFIC-APPLIED PRINCIPLES OF RISK MANAGEMENT IN ENTERPRISES: POSTULATES, TRENDS, MODIFICATION

НАУЧНО-ПРИКЛАДНЫЕ ОСНОВЫ УПРАВЛЕНИЯ РИСКАМИ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ: ПОСТУЛАТЫ, ТРЕНДЫ, МОДИФИКАЦИЯ 103

CHAPTER 7. NEW APPROACHES TO EVALUATING OF TOXIC AND CONDITIONALLY TOXIC CHEMICAL ELEMENTS EXPOSITION TO POPULATION IN MODERN CONDITIONS OF TECHNOGENICALLY CHANGED BIOGEOCHEMICAL CHARACTERISTICS OF THE HABITAT

НОВЫЕ ПОДХОДЫ К ОЦЕНКЕ ЭКСПОЗИЦИИ ТОКСИЧНЫХ И УСЛОВНО ТОКСИЧНЫХ ХИМИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА НАСЕЛЕНИЕ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ ТЕХНОГЕННО ИЗМЕНЕННЫХ БИОГЕОХИМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СРЕДЫ ОБИТАНИЯ 118



CHAPTER 8. ENERGY-SAVING TYPES OF HEATING FOR CREATING REGULATED AND COMFORTABLE HEAT REGIME OF RESIDENTIAL AND PUBLIC BUILDINGS

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ВИДЫ ОТОПЛЕНИЯ ДЛЯ СОЗДАНИЯ НОРМИРОВАННОГО И КОМФОРТНОГО ТЕПЛОВОГО РЕЖИМА ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ. 131

CHAPTER 9. TREATMENT OF MINING WATER FROM HEAVY METALS: CHEMICAL AND BIOLOGICAL TECHNOLOGIES

ОЧИЩЕНИЕ ШАХТНЫХ ВОД ОТ ТЯЖЕЛЫХ МЕТАЛЛОВ: ХИМИЧЕСКИЕ И БИОЛОГИЧЕСКИЕ ТЕХНОЛОГИИ 151

CHAPTER 10. THEORETICAL AND METHODOLOGICAL BASIS OF DESIGN OF ZERO ENERGY BUILDINGS (ZEB)

ТЕОРЕТИКО-МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗДАНИЙ НУЛЕВОЙ ЭНЕРГИИ (ZEB) 163

CHAPTER 11. ECOLOGICAL AND ECONOMIC FEASIBILITY OF PROTECTION AGAINST CORROSION OF METAL STRUCTURES, MACHINES AND PRODUCTS BY ENVIRONMENTALLY FRIENDLY PLANT-BASED MEDIA (CONTRRUST TYPE)

ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ЗАЩИТЫ ОТ КОРРОЗИИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ, МАШИН И ИЗДЕЛИЙ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫМИ СРЕДСТВАМИ НА РАСТИТЕЛЬНОЙ ОСНОВЕ (ТИПА CONTRRUST)..... 170

CHAPTER 12. ENERGY-ECOLOGICALLY EFFICIENT MICROJET BURNER DEVICES OF STABILIZER TYPE

ЭНЕРГОЭКОЛОГОЭФФЕКТИВНЫЕ МИКРОФАКЕЛЬНЫЕ ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА СТАБИЛИЗАТОРНОГО ТИПА..... 189

CHAPTER 13. ENVIRONMENTAL IMPACT ASSESSMENT IN THE IMPLEMENTATION OF THE PROJECT OF RECONSTRUCTION OF THE KYIV ZOO ZOLOGICAL PARK

ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЕКТА РЕКОНСТРУКЦИИ КИЕВСКОГО ЗООЛОГИЧЕСКОГО ПАРКА..... 205

CHAPTER 14. NATURE PRINCIPLES WHEN USING REAGENT-FREE WATER TREATMENT

ПРИНЦИПЫ ПРИРОДОПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ БЕЗРЕАГЕНТНОЙ ПОДГОТОВКИ ВОДЫ..... 220



CHAPTER 15. ESTIMATION OF PROSPECTS FOR PRE-COOLING OF NATURAL GAS IN MAIN GAS PIPELINES BEFORE COMPRESSING WITH HEAT-USING ABSORPTION COOLING MACHINES

ОЦЕНКА ПЕРСПЕКТИВ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В
МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ ПЕРЕД СЖАТИЕМ ПРИ ПОМОЩИ
ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩИХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН 237

References 254

**KAPITEL 15 / CHAPTER 15.****ESTIMATION OF PROSPECTS FOR PRE-COOLING OF NATURAL GAS
IN MAIN GAS PIPELINES BEFORE COMPRESSING WITH HEAT-USING
ABSORPTION COOLING MACHINES****ОЦЕНКА ПЕРСПЕКТИВ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИРОДНОГО
ГАЗА В МАГИСТРАЛЬНЫХ ГАЗОПРОВОДАХ ПЕРЕД СЖАТИЕМ ПРИ ПОМОЩИ
ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН****DOI: 10.30888/978-3-9821783-0-1.2020-01-01-078****Введение.**

Газотранспортная система Украины предназначена для подачи газа как внутренним потребителям, так и для транзита топлива в страны Западной Европы. Для транспортировки природного газа по магистральным трубопроводам на компрессорных станциях (КС) установлены газоперекачивающие агрегаты (ГПА), энергоносителем для которых, в большинстве случаев, является транспортируемый природный газ. На привод ГПА расходуется (сжигается) 0,5...1,5 % от объема транспортируемого газа [1].

Проведенный анализ путей повышения энергетической эффективности ГПА [2] показал, что одним из перспективных направлений может быть предварительное охлаждение компримируемого газа при помощи теплоиспользующих абсорбционных водоаммиачных холодильных машин (АВХМ), которые утилизируют бросовое тепло отходящих продуктов сгорания [3, 4]. Было показано [2], что для текущей экономической ситуации (июль 2019 года) на рынке газа Украины суточное снижение эксплуатационных затрат в типовых магистральных газопроводах при снижении температуры газа перед сжатием в ГПА на 20 К составляет от 1800 до 3360 \$.

Так как транспортировка газа осуществляется круглогодично в различных климатических (температурных) условиях окружающей среды необходимо провести оценку в изменениях энергетической эффективности цикла АВХМ.

Особый интерес представляют также и пониженные температуры объекта охлаждения, которые позволяют повысить полезный эффект предварительного охлаждения природного газа перед сжатием [2].

Основная часть.

В качестве входных параметров примем данные, используемые на кафедре ТТТЭ для расчета магистрального трубопровода.

На рис.1 представлена условная схема магистрального газопровода с



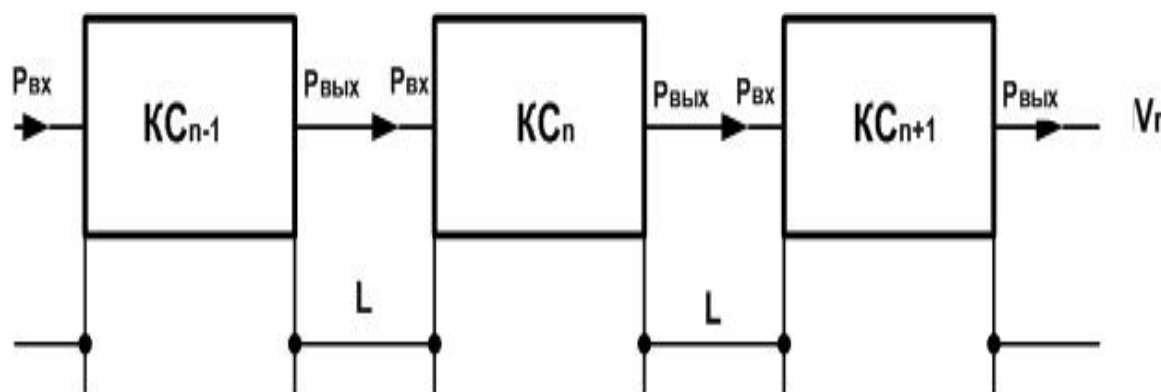
промежуточными компрессорными станциями, которая облегчает понимание.

Диаметр магистрального трубопровода – 1200 мм;

Привод нагнетателя – газотурбинный двигатель типа ДН-70 [19];

Номинальная мощность на валу ГТД – 10 МВт;

Количество параллельно работающих нагнетателей – 3 + 1 (один в резерве);



КС – промежуточные компрессорные станции

Рис. 1. Условная схема магистрального газопровода

Давление газа на выходе из КС после АВО – $P_{наг} = 7,4$ МПа;

Давление газа на входе в КС – $P_{вс} = 6,0$ МПа;

Расстояние между КС – 120 км;

Температура грунта – $T_{gp} = 14$ °С = 287 К;

Расчётная температура окружающего воздуха летом – $T_o = 25$ °С = 298 К;

Коммерческий расход газа при его температуре – $Q_{КС} = 52,07$ млн.м³/сутки;

Расход топливного газа одного ДН-70 при номинальном режиме – 2098 кг/ч;

Нагнетатель (компрессор) природного газа типа Н-300-1,23 с характеристиками, которые приведены на рис. 2.

Плотность природного газа при нормальных условиях (0 °С и 0,1013 МПа) – $\rho_{cm} = 0,719$ кг/м³;

Псевдокритическая температура – $T_{ПК} = 192,7$ К;

Псевдокритическое давление – $P_{ПК} = 4,73$ МПа;

Индивидуальная газовая постоянная – $R = 516,2$ Дж/(кг·К).

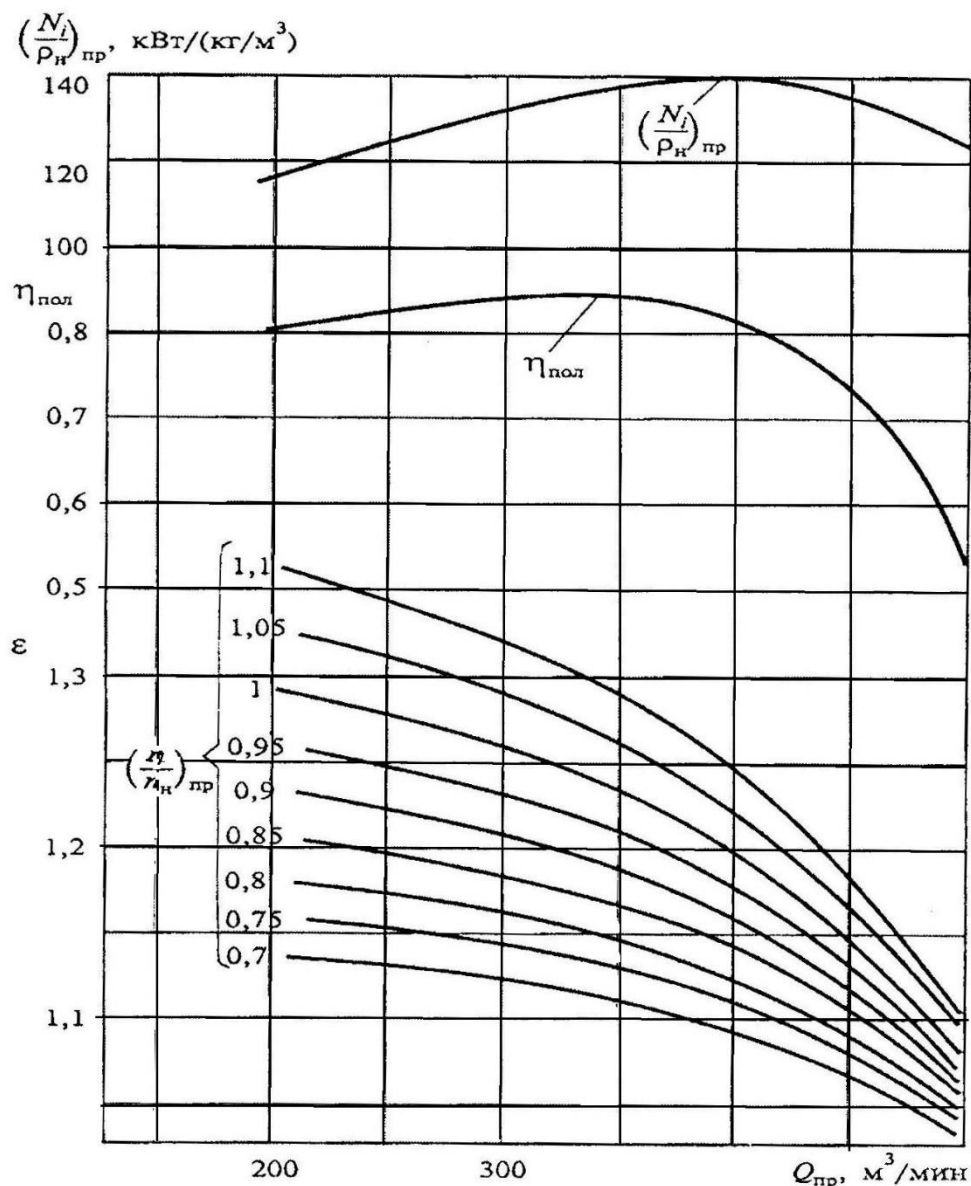


Рис. 2. Приведенные характеристики нагнетателя H-300-1,23
при $T_{np} = 288 \text{ K}$; $Z_{np} = 0,91$; $R_{np} = 490 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$

Справочные характеристики газотурбинного двигателя ДН-70:

Номинальная мощность на валу свободной турбины.....10500 кВт

Степень повышения полного давления воздуха в осевом компрессоре.....19,5

Расход продуктов сгорания на выхлопе.....36,8 кг/с

Расчётная температура газа на срезе выхлопного патрубка в летний период.....550 °С

Расчётная температура газа на срезе выхлопного патрубка в зимний период.... 430°С



Номинальная частота вращения ротора турбины.....3000, 3600, 4800, 6500
об/мин

Давление топливного газа.....3 МПа

Расход топливного газа на номинальном режиме.....2098 кг/ч

Относительное снижение КПД ГТД за межремонтный период.....2 %

Время пуска и нагружения на холостой ход.....3 мин

Время набора полной нагрузки.....25 мин

Ресурс газогенератора до капитального ремонта.....25000 ч

Ресурс модуля силовой турбины до капитального
ремонта.....25000 ч

Полный ресурс ГТД.....100000 ч

Масса блока ГТД.....18500 кг

Схема нагнетателя Н-300-1,23 приведены на рис. 3.

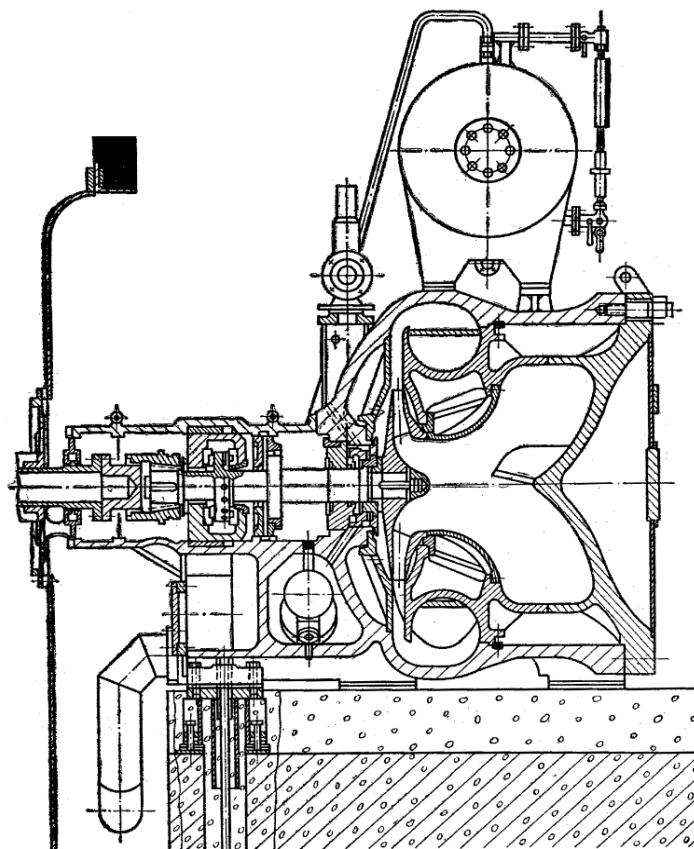


Рис. 3. Схема нагнетателя Н-300-1,23

Расчет проводим для 4-х уровней температур газа на всасывании:
 $T_{вс} = 275; 285; 292,5; 300 \text{ K}$.

Полагаем, что давления всасывания и нагнетания остаются неизменными во всем диапазоне расчетных температур всасывания, т.е.:



$$P_{\text{пр}} = \frac{6,0}{4,73} = 1,268$$

и степень сжатия газа:

$$\varepsilon = \frac{7,4}{6,0} = 1,23.$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 1.

Для нагнетателя Н-300-1,23 номинальный расход $Q_H = 19,0$ млн. м³/сут, тогда число нагнетателей:

$$m_H = \frac{Q_{\text{КС}}}{Q_H} = \frac{52,07}{19,0} = 2,7 \approx 3 \text{ шт.}$$

Объемный расход газа на всасывании также во всех случаях одинаков:

$$Q_{\text{вс}} = 181 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Номинальная частота вращения ротора нагнетателя:

$$n_H = 6150 \text{ об/мин.}$$

Результаты расчетов приведены и в виде графических зависимостей на рис.4 и рис. 5.

Из справочных характеристик газотурбинного двигателя ДН-70 следует, что в номинальном режиме на 1 кВт мощности на валу турбины приходится 0,2 кг/ч топливного газа.

Не имея сведений о расходе топливного газа в отличных от номинального режима условиях, примем его постоянным.

Тогда зависимость расхода топливного газа от температуры всасывания качественно будет иметь вид аналогичный рис. 2.3,

т.е. при $T_{\text{вс}} = 275; 285; 292,5;$

300 К расход топливного газа будет соответственно составлять: 747; 757; 836; 940 кг/ч.

Будем считать уровень температур на всасывании 285 К (12 °С) реально достижимым при помощи АВХМ с достаточно высоким температурным напором между потоками газа и рассола.

Примем за базовый режим:

$$T_{\text{вс}} = 292,5 \text{ К (19,5 °С)},$$

при которой нагнетатель работает продолжительное время в году.



Таблица 1

Результаты расчет рабочих параметров нагнетателя газа

Наименование параметра/ характеристики	Температура на всасывание $T_{вс}$, К			
	275	285	292,5	300
Приведенная температура, $T_{пр}$	1,427	1,479	1,518	1,557
Коэффициент сжимаемости, $Z_{вс}$	0,862	0,881	0,893	0,903
Комплекс τ	0,222	0,256	0,295	0,316
Плотность газа на всасывании $\rho_{вс}$, кг/м ³	52,60	49,70	47,77	46,05
Приведенный объемный расход газа на всасывании $Q_{пр}$, м ³ /мин	215	210	200	190
К.п.д. нагнетателя, $\eta_{пол}$ (по рис.2)	0,81	0,81	0,80	0,78
Комплекс $\left[\frac{N_i}{\rho_H} \right]_{пр}$, кВт/(кг/м ³)	119	119	118	116
Фактическая частота вращения ротора нагнетателя n_H , 1/мин	5177	5301	5566	5859
Внутренняя мощность, потребляемая нагнетателем N_i , кВт	3733	3787	4179	4698
Температура конца сжатия $T_{наг}$, К	291	302	310,5	319

□

Использование искусственного охлаждения потока газа перед всасыванием даст экономию расхода топливного газа:

$$836 - 757 = 79 \text{ кг/ч.}$$

В стандартных условиях при:

$\rho_{ст} = 0,719 \text{ кг/м}^3$ объемный расход сэкономленного топливного газа составит:

$$79 / 0,719 = 109,875 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

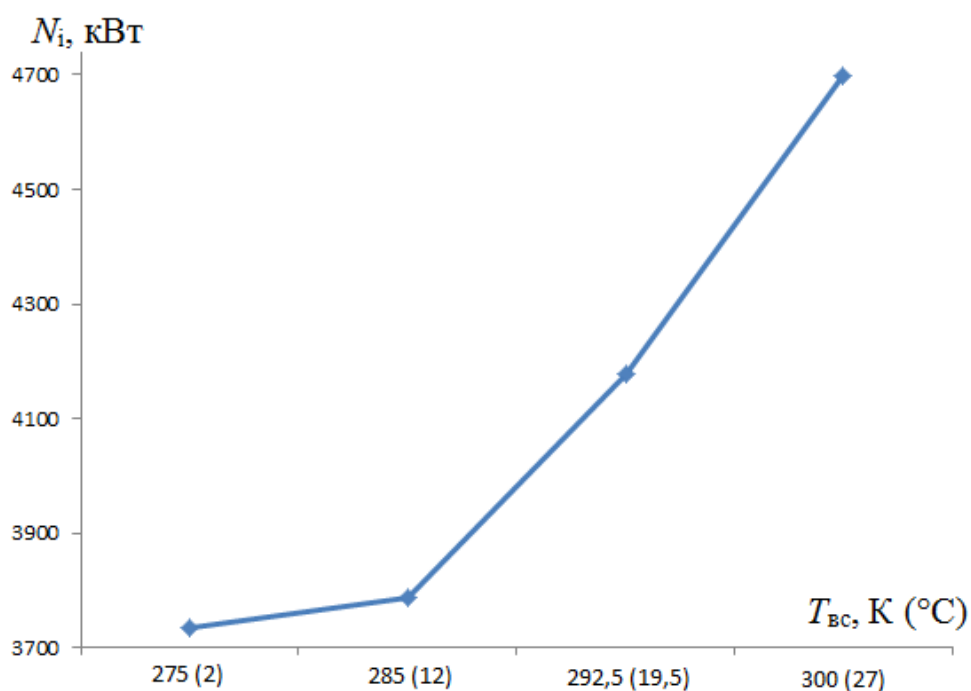


Рис. 4. Зависимость индикаторной мощности нагнетателя от численного значения температуры природного газа на всасывании

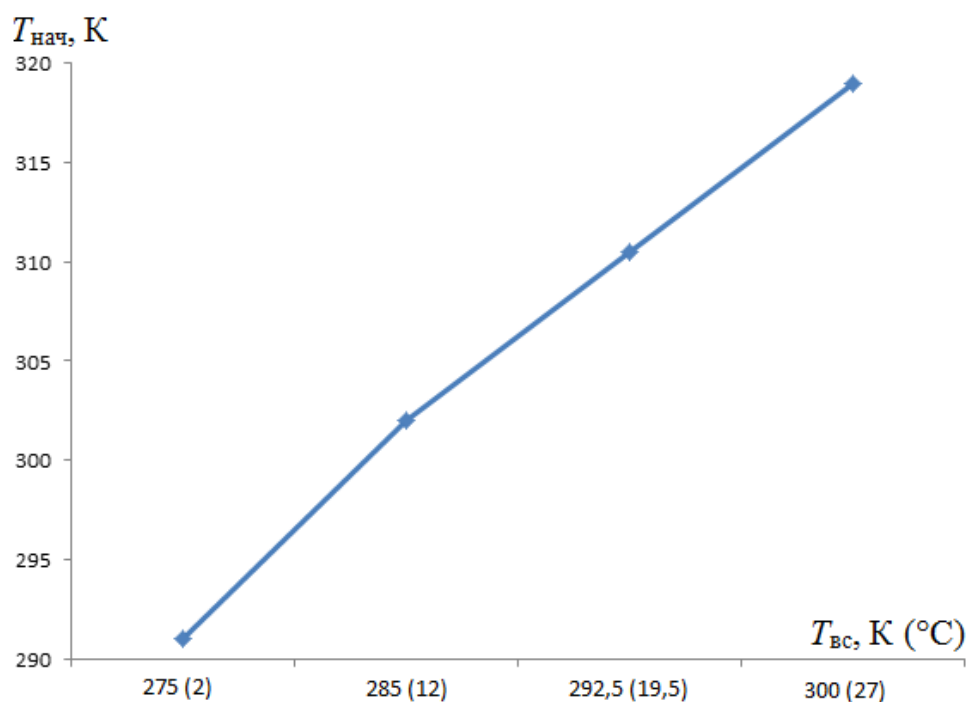


Рис. 5. Зависимость индикаторной мощности нагнетателя от численного значения температуры природного газа на всасывании

В стандартных условиях при:



$$\rho_{cm} = 0,719 \text{ кг/м}^3$$

объемный расход сэкономленного топливного газа составит:

$$79 / 0,719 = 109,875 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расчет тепловых потоков бромистолитиевой абсорбционной холодильной машины (рис. 6) без учета основных необратимых потерь термодинамических процессов [5].

Исходные данные

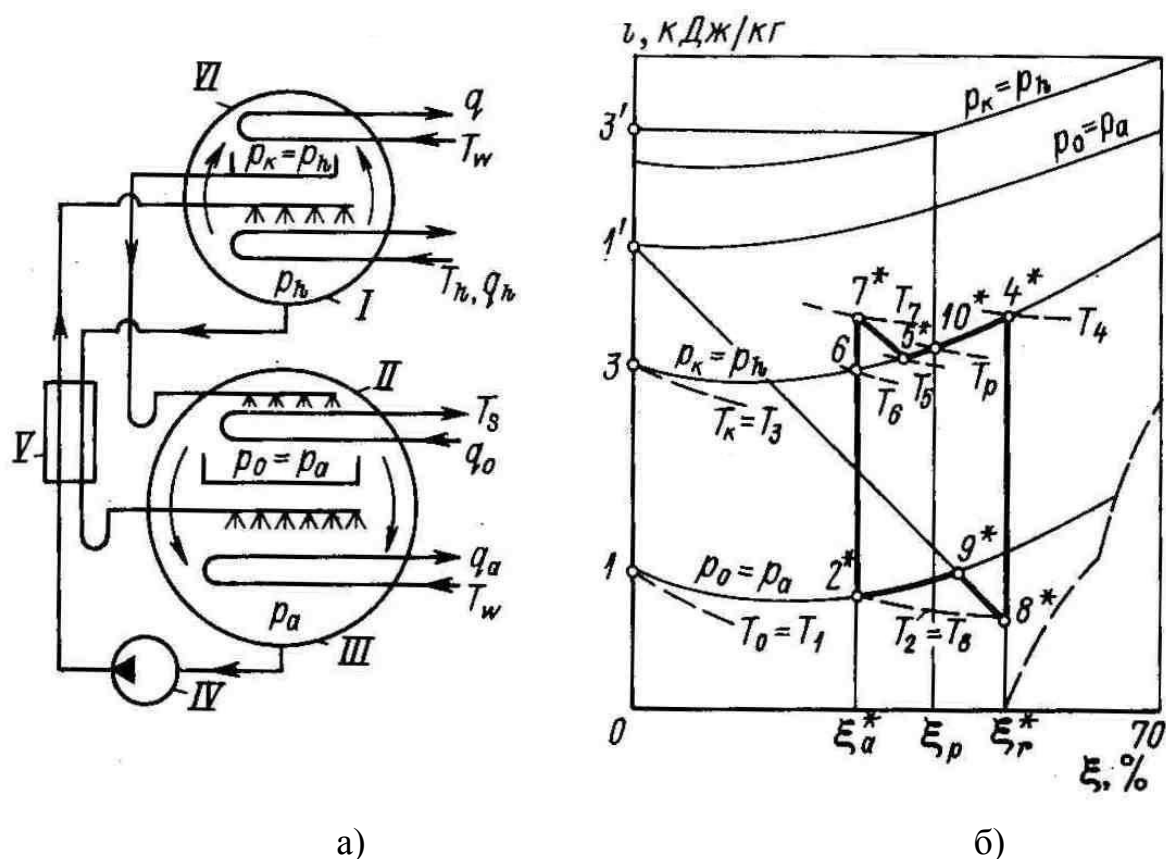
Температура воды, К:

греющей T_h 373

охлаждающей T_w 299

охлажденной T_s 280

Принятые значения температур и давлений следующие. Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе $T_4 = T_h - \Delta T_h$.



а – схема машины; б – процессы в ξ – i диаграмме;

I – генератор; II – испаритель; III – абсорбер; IV – насос слабого раствора; V – теплообменник; VI – конденсатор

Рис. 6. Абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина



Разность температур $\Delta T_h = 10 \div 20$ К, в зависимости от типа генератора, тогда $T_4 = 273 - 15 = 258$ К. Температура конденсации при условии параллельной подачи воды в абсорбер и конденсатор $T_k = T_w + \Delta T_w$.

Разность температур $\Delta T_w = 8 \div 10$ К, тогда $T_k = 299 + 8 = 307$ К.

Давление конденсации пара в конденсаторе определяют по диаграмме концентрация – энтальпия ($\xi-i$) для водного раствора бромистого лития [17] в области жидкости при $\xi = 0$ и $T_k = 307$ К: $p_k = 5,45$ кПа.

При отсутствии гидравлических сопротивлений прохождению пара из генератора в конденсатор, давление кипения раствора в генераторе принимается равным давлению в конденсаторе, т.е. $p_h = p_k = 5,45$ кПа.

Низшая температура раствора в конце процесса абсорбции пара в абсорбере

$$T_2 = T_w + \Delta T_a .$$

Разность температур ΔT_a принимается в пределах 8-15 К.

Тогда $T_2 = 299 + 8 = 307$ К.

Температура кипения воды в испарителе $T_0 = T_s - \Delta T_s$.

Разность температур ΔT_s принимается в пределах 2...5 К.

Тогда $T_0 = 280 - 3 = 277$ К.

Давление кипения в испарителе определяют по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара или по $\xi-i$ диаграмме (при $\xi = 0$ и $T_0 = 277$ К) [17]: $p_0 = 0,83$ кПа.

При отсутствии гидравлических сопротивлений прохождению пара из испарителя в абсорбер, давление в абсорбере принимается равным давлению в испарителе, т.е. $p_a = p_0 = 0,83$ кПа.

Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника при отсутствии в нем недорекуперации теплоты $T_8 = T_2 = 307$ К.

Параметры узловых точек циклов, изображенных на рис. 2.5 а приведены в табл. 2.

Кратность циркуляции раствора



$$f^* = \xi_r^* / (\xi_r^* - \xi_a^*) = 64 / (64 - 57,3) = 9,552 \text{ кг/кг.}$$

Теплота теплообменника

$$q_m^* = (f^* - 1)(i_{4*} - i_{8*}) = (9,552 - 1)(353,8 - 262,9) = 777,38 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия слабого раствора после теплообменника

$$i_{7*} = i_{2*} + q_m^* / f^* = 251,22 + 777,38 / 9,552 = 332,6 \text{ кДж/кг.}$$

Таблица 2

Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	p , кПа	ξ , %	i , кДж/кг
<i>Жидкость</i>				
Вода после конденсатора	$T_k = T_3 = 307$	$p_k = 5,45$	$\xi = 0$	$i_s = 561,1$
Раствор:				
крепкий после генератора	$T_4 = 358$	$p_h = 5,45$	$\xi_r^* = 64$	$i_{4*} = 353,8$
слабый после абсорбера	$T_2 = 307$	$p_a = 0,83$	$\xi_a^* = 57,3$	$i_{2*} = 251,22$
крепкий после теплообменника	$T_8 = 307$	$p_h = 5,45$	$\xi_r^* = 64$	$i_{8*} = 262,9$
Вода в испарителе	$T_0 = T_1 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1 = 435,5$
<i>Пар</i>	$T_1 = T_0 = 277$	$p_0 = 0,83$	$\xi = 0$	$i_1' = 2914,2$
После испарителя				

По значению $i_{7*} = 332,6$ кДж/кг при $\xi_a^* = 57,3$ % по ξ – i диаграмме определяют положение точки 7* и температуру слабого раствора на выходе из теплообменника $T_7 = 349$ К.

В связи с тем, что слабый раствор на входе в генератор перегрет, в генераторе осуществляется сначала адиабатно-изобарный процесс десорбции ($7^* - 5^*$), в результате чего концентрация раствора увеличивается, а температура его снижается до равновесной T_5 . Температура T_5 выше равновесной T_6 при известных ξ_a^* , p_h : $T_5 = 345$ К, $T_6 = 343,5$ К.

Средняя температура раствора, кипящего в генераторе, $T_p = (T_4 + T_5) / 2 = (358 + 345) / 2 = 351,5$ К.



Концентрация раствора, соответствующая температуре T_p (точка 10*),
 $\xi_p = 60,8\%$.

Энтальпия перегретого пара на выходе из генератора определяется по $\xi-i$
диаграмме при известных p_h и ξ_p : $i_{3'} = 3064$ кДж/кг.

Теплота генератора

$$q_h = i_{3'} + (f^* - 1)i_{4*} - f^*i_{7*} = 3064 + (9,552 - 1)353,8 - 9,552 \cdot 332,6 = 2912,7 \text{ кДж/кг.}$$

Дж/кг.

Теплота испарителя

$$q_0 = i_{1'} + i_3 = 2914,2 - 561,1 = 2353,1 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота конденсатора $q = i_{3'} - i_3 = 3064 - 561,1 = 2502,9$ кДж/кг.

Теплота абсорбера

$$q_a = i_{1'} + (f^* - 1)i_{8*} - f^*i_{2*} = 2914,2 + (9,552 - 1)262,9 - 9,552 \cdot 251,22 = 2762,9$$

кДж/кг.

Абсорбция состоит из двух процессов: адиабатно-изобарного ($8^* - 9^*$) и
 изобарного ($9^* - 2^*$).

Теплота подведенная

$$\sum q_{\text{подв}} = q_h + q_0 = 2912,7 + 2353,1 = 5265,8 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота отведенная

$$\sum q_{\text{отв}} = q + q_a = 2502,9 + 2762,9 = 5265,8 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой баланс $\sum q_{\text{подв}} = \sum q_{\text{отв}} = 5265,8$ кДж/кг.

Тепловой коэффициент $\xi^* = q_0 / q_h = 2353,1 / 2912,7 = 0,808$.

Расчет АВХМ [5].

Исходные данные

Давление греющего насыщенного водяного пара p_h , МПа.....0,792

Температура, К:

охлаждающей воды T_{w1} 298

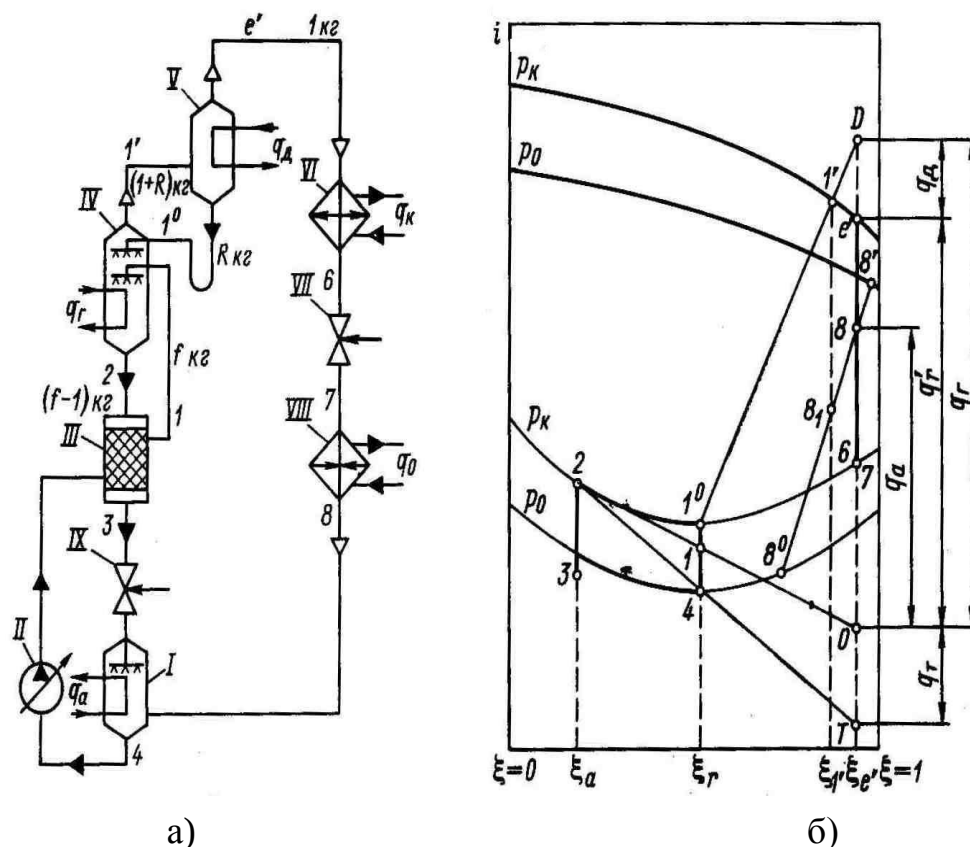
охлаждаемого рассола T_{s2} 258

греющего пара T_h при $p_h = 0,792$ МПа.....443



Рассмотрим цикл и тепловые потоки абсорбционной водоаммиачной холодильной машины с теплообменником растворов, ректификатором и дефлегматором, охлаждаемый водой (рис. 7).

Параметры узловых точек цикла приведены в таблице 3.



а – схема машины; б – процессы в ξ - i диаграмме;

I – абсорбер; II – насос крепкого раствора; III – теплообменник растворов;

IV – генератор с ректификатором; V – дефлегматор; VI – конденсатор;

VII – дроссельный вентиль хладагента; VIII – испаритель;

IX – дроссельный вентиль раствора

Рис. 7. Абсорбционная водоаммиачная холодильная машина с теплообменником, ректификатором и водяным дефлегматором

После ректификации пара в ректификационной колонне и дефлегматоре температура пара на выходе из дефлегматора принимается равной $T_{e'} = T_k + \Delta T = 303,3 + 9,7 = 313\text{K}$.



Таблица 3

Параметры узловых точек

Состояние вещества	T , К	P , МПа	ξ , кг/кг	i , кДж/кг
Жидкость				
После генератора	$T_2 = 433$	$p_k = 1,17684$	$\xi_a = 0,0904$	$i_2 = 614,23$
абсорбера	$T_4 = 303,3$	$p_0 = 0,176526$	$\xi_r = 0,3676$	$i_4 = -111,46$
конденсатора	$T_6 = 303,3$	$p_k = 1,17684$	$\xi_{e'} = 0,9959$	$i_6 = 141,87$
В начале кипения (крепкий раствор)	$T_{1^0} = 367,3$	$p_k = 1,17684$	$\xi_r = 0,3676$	$i_{1^0} = 181,49$
После теплообменника (слабый раствор)	$T_2 = 308,3$	$p_k = 1,17684$	$\xi_a = 0,0904$	$i_2 = 73,33$
Пар				
После генератора	$T_{1^0} = 367,3$	$p_k = 1,17684$	$\xi_{1^0} = 0,9478$	$i_{1^0} = 1529,16$
дефлегматора	$T_e = 313$	$p_k = 1,17684$	$\xi_{e'} = 0,9959$	$i_{e'} = 1323,59$
Насыщенный при высшей температуре кипения в испарителе	$T_8 = 255$	$p_0 = 0,176526$	$\xi_n = 1$	$i_n = 1245,42$

Тогда концентрация пара:

$$\xi_{e'} = 0,9959 \text{ кг/кг.}$$

Последнюю определяют по таблицам термодинамических параметров равновесных фаз водоаммиачного раствора [18].

В связи с более высокой концентрацией раствора, поступающего в испаритель, давление кипения в испарителе принимается равным $p_0 = p_0' - \Delta p_0 = 0,190314 - 0,013888 = 0,176526$ МПа.

Высшая температура кипения раствора в испарителе принимается равной $T_8 = T_0 + \Delta T = 253 + 2 = 255$ К.

Кратность циркуляции раствора

$$f = (\xi_{e'} - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a) = (0,9959 - 0,0904) / (0,3676 - 0,0904) = 3,267 \text{ кг/кг.}$$



Масса флегмы, образующейся в дефлегматоре,

$$R = (\xi_{e'} - \xi_{1'}) / (\xi_{1'} - \xi_r) = (0,9959 - 0,9478) / (0,9478 - 0,3676) = 0,0829 \text{ кг/кг.}$$

Теплота дефлегматора

$$q_d = (1 + R)i_{1'} - i_{e'} - Ri_{1o} = (1 + 0,0829)1529,16 - 1323,59 - 0,0829 \cdot 191,49 = 316,47$$

кДж/кг.

Теплота теплообменника

$$q_m = (f - 1)(i_2 - i_3) = (3,267 - 1)(614,23 - 73,33) = 1226,22 \text{ кДж/кг.}$$

Состояние крепкого раствора после теплообменника:

$$i_1 = i_4 + (q_m / f) = -111,46 + (1226,22 / 3,267) = 263,88 \text{ кДж/кг.}$$

По графику $T = \varphi(i)$ при $\xi_r = 0.3676$ кг/кг и $p_k = 1,17684$ МПа находят температуру крепкого раствора после теплообменника $T_1 = 371,6$ К.

Теплота генератора:

$$q_g = i_{e'} - i_2 + f(i_2 - i_1) + q_d =$$

$$= 1323,59 - 614,23 + 3,267(614,23 - 263,88) + 316,47 = 2170,42$$

кДж/кг.

Теплота конденсатора $q_k = i_{e'} - i_6 = 1323,59 - 141,87 = 1181,72$ кДж/кг.

Теплота испарителя $q_0 = i_8 - i_6 = 1177,65 - 141,87 = 1035,78$ кДж/кг,

$$i_8 = i_k - [(i_k - i_s) / (\xi_k - \xi_s)] \cdot (\xi_k - \xi_{e'}) =$$

$$= 1245,42 - [(1245,42 + 159,59) / (1 - 0,915)](1 - 0,9959) = 1177,65$$

кДж/кг.

Теплота абсорбера

$$q_a = i_8 - i_3 + f(i_3 - i_4) = 1177,65 - 73,33 + 3,267(73,33 + 111,46) = 1708,03 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой баланс:

теплота подведенная

$$\sum q_{подв} = q_g + q_0 = 2170,42 + 1035,78 = 3206,2 \text{ кДж/кг;}$$

теплота отведенная

$$\sum q_{отв} = q_k + q_a + q_d = 1181,72 + 1708,03 + 316,47 = 3206,22 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловой коэффициент:

$$\xi = q_0 / q_g = 1035,78 / 2170,42 = 0,477.$$

Проводим расчет теплообменника-охладителя (ТОО) газа перед сжатием.

Оценим располагаемую тепловую нагрузку на генератор АВХМ со



стороны потока выхлопных газов газотурбинного двигателя ДН-70.

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C_{p\Gamma} (t' - t''), \quad (3.2)$$

где G_{Γ} – расход продуктов сгорания, равный 36,8 кг/с;

$C_{p\Gamma}$ – массовая теплоемкость продуктов сгорания, равная 1,15 кДж/кг [21];

t' , t'' – температуры продуктов сгорания,

на входе ($t' = 550$ °С) и выходе, соответственно.

Примем температуру

$$t'' = 400 \text{ °С},$$

что соответствует КПД процесса теплообмена между потоком продуктов сгорания и стенкой генератора 40 %.

Тогда:

$$Q_{\Gamma} = 36,8 \cdot 1,15 \cdot (550 - 400) = 6348 \text{ кВт}.$$

Выбираем под располагаемую тепловую нагрузку АВХМ европейского производства PED;

- с холодопроизводительностью 2850 кВт,
- тепловой нагрузкой генератора 5100 кВт,
- температурой испарения 0 °С.

При заданном объемном расходе газа 181 м³/мин (массовый расход 144 кг/с) и выбранной АВХМ имеет место возможность охладить входящий поток газа на 16 °С, т.е. от 300 К (27 °С) до 284 (11 °С). Перепад температур на «холодном» конце ТОО составит:

$$\Delta t = 11 \text{ °С}.$$

Примем аналогичный перепад и на «горячем» конце ТОО, т.е. рассол будет нагреваться до 289 К (26 °С).

Массовый расход рассола АВХМ составит 84 кг/с.

Выбираем элемент конструкции ТОО с коаксиальным расположением ребер со стороны газового потока (рис. 8).

Труба внутренняя имеет диаметр 200 мм, наружная труба 600 мм.

Высота ребра 200 мм. При эффективности алюминиевого ребра

$$E = 0,85$$

толщина его составляет 10 мм.

Число ребер – 22 шт. Шаг ребра 20 мм.

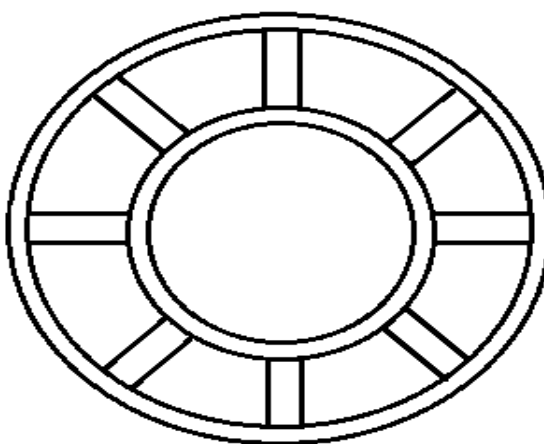


Рис. 8. Схема элемента ТОО.

Тогда площадь ребер на 1 м ТОО:

$$F_p = 1 \cdot (0,2 \cdot 2 + 0,01) \cdot 22 = 9,02 \text{ м}^2.$$

Площадь межреберного пространства ТОО:

$$F_c = 0,01 \cdot 1 \cdot 21 = 0,21 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поверхности теплообмена со стороны газа:

$$F_{pc} = F_p + F_c = 9,02 + 0,21 = 9,43$$

Оценим коэффициент теплообмена газа:

$$\alpha_p = \alpha_c = 400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

тогда приведенный коэффициент теплообмена:

$$\alpha_{np} = \alpha_p E \frac{F_p}{F_{pc}} + \alpha_c \frac{F_c}{F_{pc}} \quad (3.3)$$

$$\alpha_{np} = 400 \cdot 0,85 \frac{9,02}{9,43} + 400 \frac{0,21}{9,43} = 335 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Проводим расчет тепловой нагрузки 1 м по уравнению теплопередачи для ребристой поверхности:

$$Q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\lambda_1 F_1} + \frac{\delta}{\lambda F_1} + \frac{1}{\lambda_{np} F_{pc}}}, \quad (3.5)$$

где λ_1 – коэффициент теплообмена со стороны рассола, принимаем равным $5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$$\delta = 4 \text{ мм}; \lambda = 200 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$



$$F_1 = \pi \cdot 0,20 \cdot 1 = 6,28 \text{ м}^2.$$

Тогда:

$$Q = \frac{9}{\frac{1}{5000 \cdot 6,28} + \frac{0,004}{200 \cdot 6,28} + \frac{1}{335 \cdot 9,43}} = 27,2 \text{ кВт}.$$

Длина ТОО составит:

$$l_{\text{ТОО}} = \frac{2850}{27,2} \approx 105 \text{ м}.$$

Выводы.

1. В соответствии с разработанным алгоритмом был выполнен расчет нагнетателя:

- Н-300-1,23,
- для различных температур (275, 285, 292,5 и 300 К) природного газа перед компремированием.

Показано, что:

а) начиная с 300...285 К имеет место линейное падение индикаторной мощности сжатия, а в диапазоне 275...285 К падение замедляется и переходит к асимптотическому;

б) в исследуемом диапазоне температур газа перед компремированием (275...300 К) имеет место линейное повышение температур после сжатия, соответственно, от 290...320 К;

в) использование искусственного охлаждения потока газа перед всасыванием даст экономию расхода топливного газа:

$$836 - 757 = 79 \text{ кг/ч}.$$

2. Выполнен термодинамический расчет циклов АБХМ и АВХМ. Показано, что несмотря на более высокий тепловой коэффициент у АБХМ (0,808), следует выбрать АВХМ с тепловым коэффициентом 0,477, так как только АВХМ может обеспечить приемлемый уровень температур охлаждения (258 К) природного газа перед компремированием, в отличие от АБХМ с температурой охлаждения 280 К. Выбрана АВХМ европейского производства РЕД с холодопроизводительностью 2850 кВт, тепловой нагрузкой генератора 5100 кВт, температурой испарения 0 °С.

3. Выполнен конструкторский (тепловой) расчет теплообменника-



охладителя природного газа перед сжатием в нагнетателе. Проведен расчет для конструкции ТОО с коаксиальным расположением ребер со стороны газового потока. Материал ребер – алюминий. Расчетная длина трубы ТОО составила порядка 105 м.