

Таблиця 5

Розрахунки швидкості осідання часток супів-пюре

Показник	Суп-пюре з сухого зерна (контроль)	Суп-пюре з пророщеного зерна	Суп-пюре з екструдованого зерна	Суп-пюре «Здоров'Я»
Густина середовища, $\text{кг/м}^3$	1030±10	1030±10	1030±10	1030±10
Динамічна в'язкість середовища, Па·с	1,05±0,2	1,05±0,2	1,05±0,2	1,05±0,2
Густина часток, $\text{кг/м}^3$	1250	1130	1200	1160
Радіус часток найбільшого розміру, $\text{м} \cdot 10^{-5}$	45	39	27	30
Швидкість осідання, $\text{м/с} \cdot 10^{-6}$	8,3	3,2	2,5	2,7

краще засвоюється у організмі людини.

Висновки:

1. Доведено, що застосування попередньої обробки сочевиці дозволяє змінити її технологічні властивості та хімічний склад.

2. Показано, що застосування композиційної суміші пророщеної та екструдованої сочевиці у співвідношенні 70 : 30 надає готовому кулінарному продукту кращі органолептичні, реологічні властивості та покращує його засвоєння в організмі людини.

3. Встановлено, що кулінарна продукція вироблена на основі попередньо обробленої сочевиці має багатший хімічний склад завдяки біотрансформації компонентів при пророщуванні зерна сочевиці.

Поступила 11.2012

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Смоляр, В.И. Рациональное питание [Текст] /

В.И. Смоляр. – К.: Наук. думка, 1991. – 368 с.

2 Jaket, K. Protéger la planète au quotidien : Le guide pratique et facile [Text] / K. Jaket, Gay Laurence, H. Desmarests – Solari. - Paris : Edition Prisma Presse, 2008. - 386 p.

3 Большакова, В. А. Пасти із зернобобової сировини [Текст] / В.А. Большакова, О.О. Гринченко, П.П. Пивоваров // Харч. і перероб. пром-сть. – 1999. - № 11 – 12. – С. 27.

4 Дьяконова, А. К. Антипитательные вещества бобовых культур [Текст] / А.К.Дьяконова // Проблемы та перспективи розвитку виробництва та споживання хлібопродуктів: зб. наук. пр. ОДАХТ. – О., 1997. – Т.1. – С. 81 – 82.

5 Ковбаса, В. М. Застосування екструзії у виробництві нових харчових продуктів [Текст] / В.М. Ковбаса, А.М. Дорохович, Б.І. Хіврич. – К.: Укр ІНТЕІ, 1995. – 64 с.

6 Тележенко, Л.М. Влияние сапонинів на эмульгирующие свойства систем [Текст]. / Л.М. Тележенко, В.В. Атанасова // Зб. наук. пр. молодых учен., асп. та студ. / ОНАХТ. – О., 2009. – С. 193 – 195.

7 Атанасова, В.В. Страви на основі пророщеної сочевиці як продукт функціонального призначення [Текст] / В.В. Атанасова // Основи раціонального харчування студентів: матеріали Всеукр. семінару молодих вчен., асп. та студ. / ДонНУЕТ. - Донецьк, 2010. – С. 34.

8 Карнаухов, В.И. Биологические функции каротиноидов [Текст] / В.И. Карнаухов. - М.:Наука, 1988. – 240 с.

9 Кретович, В.Л. Техническая биохимия [Текст] / В.Л. Кретович, Л.В. Метлицкий, М.А. Бокучава // под ред. В.Л. Кретовича. Учебное пособие для студентов университетов и технологических институтов пищевой промышленности. - М., «Высшая школа», 1973. – 456 с.

УДК 621.575

ОСАДЧУК Е.А., ассистент, ТИТЛОВ А.С., д-р техн. наук, профессор

Одесская национальная академия пищевых технологий

## ПОИСК ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ВОДОАММИАЧНОЙ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В ШИРОКОМ ДИАПАЗОНЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ

Определены энергетически эффективные тепловые режимы абсорбционной холодильной машины в зависимости от температуры охлаждающей среды, температуры объекта охлаждения, температуры греющего источника. Исследована схема АХМ с регенеративным теплообменником

**Ключевые слова:** абсорбционная холодильная машина, тепловой коэффициент, влияние условий эксплуатации.

Energy effective heating rate are detected of absorption refrigerating machine (ARM) depending on ambient temperature the object of cooling, temperature heating source temperature. Scheme ARM with regenerative heat exchanger is analyzed.

**Keywords:** absorption chiller, heat efficiency, the effect of operating conditions.

Водоаммиачные абсорбционные холодильные машины (АХМ) способны решить задачи охлаждения в широком диапазоне температур – от минус 50 °С до плюс 10 °С [1]. АХМ является универсальной холодильной установкой, которая использует в качестве рабочего тела природную рабочую смесь (водоаммиачный раствор - ВАР), а для работы – неэлектрические источники тепла.

Известно [1], что энергетическая эффективность АХМ с бинарной рабочей смесью зависит от двух

температур из трех возможных температур: температуры охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ); температуры объекта охлаждения ( $T_{об}$ ); температуры греющего источника ( $T_{гр}$ ).

Теоретическая зависимость получена для идеального цикла АХМ [1] и не учитывает реальных условий эксплуатации.

Цель работы – требуется найти температуру греющего источника, при которой цикл АХМ будет иметь максимальную энергетическую эффективность при заданных температурах объекта охлаждения ( $T_{об}$ ) и охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ), т.е. при заданных условиях эксплуатации АХМ.

Для анализа использована традиционная схема АХМ с регенеративным теплообменником растворов [2] (рис. 1).

Для расчета цикла АХМ был использован известный алгоритм [1 – 3], в котором термодинамиче-

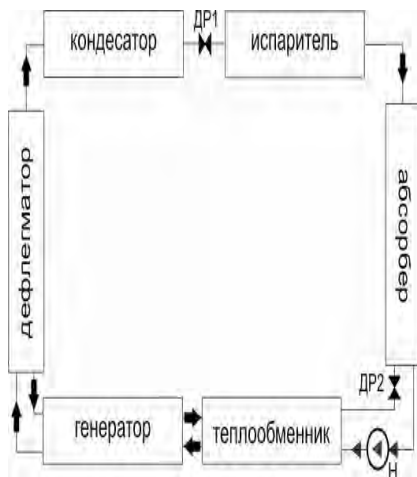


Рис. 1. Схема АХМ использованная для анализа (ДР1, ДР2 – дроссель 1 и 2; Н – насос)

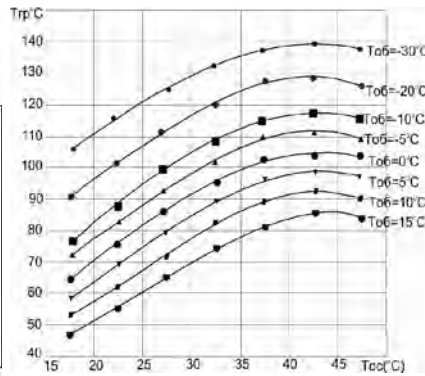


Рис. 2. Зависимости температуры греющего источника от температуры охлаждающей среды при различных значениях температуры объекта охлаждения и при максимальном значении теплового коэффициента

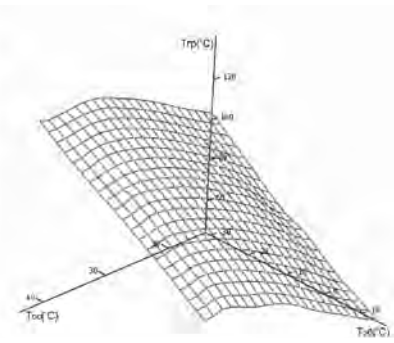


Рис. 3. Зависимость между температурой охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ), температурой объекта охлаждения ( $T_{об}$ ) и температурой греющего источника ( $T_{гр}$ ) при условии максимального значения теплового коэффициента

ские параметры (температура, давление, удельный объем) и функция состояния (энтальпия) определяются по оригинальным собственным аналитическим соотношениям [4].

Исходные данные для расчета формировались с учетом опыта эксплуатации АХМ с жидкостным охлаждением теплорассеивающих элементов и расольным – испарителя [1 – 2].

Исходные данные:

- температура охлаждающей среды  $T_{oc} = 25..35$  °C;
- температура объекта охлаждения  $T_{об} =$  минус 30..15 °C;
- температура греющего источника  $T_{гр} = 80..185$  °C;
- перепады температур на рабочих элементах(на генераторе)  $\Delta T_{ген} = 10$  °C;
- перепад температур по высоте генератора  $\Delta T_{ген} = 10$  °C;
- перепад температур на теплорассеивающих элементах (конденсатор, абсорбер, дефлегматор)  $\Delta T_{к,д,а,д} = 5$  °C;
- перепад температур на испарителе  $\Delta T_o = 5$  °C;
- перепад температур на РТО  $\Delta T_{рто} = 5$  °C.

С учетом известных методик [3,4] определены температуры:

- конденсации  $T_k = T_{oc} + \Delta T_{кд}$  ;
- испарения аммиака  $T_o = T_{об} + \Delta T_o$  ;
- высшая водоаммиачного раствора (ВАР)  $T_{ген}^{max} = T_{гр} - \Delta T_{гр}$  ;
- низшая ВАР  $T_{ген}^{min} = T_{oc} - \Delta T_a$  ;
- слабого ВАР на выходе из РТО  $T_{сл}'' = T_{oc} + \Delta T_{рто}$  .

Определено давление конденсации  $P_k(T_k)$  и испарения аммиака (МПа)  $P_o(T_o)$ .

Массовая доля аммиака в:

- ВАР на выходе генератора

$$T_{гр} = \frac{47,74648658 - 1,01853416T_{oc}^2 + 0,013464939T_{oc}^2 - 1,12675283T_{об}^2 + 0,023194317T_{об}^2 - 0,00017897T_{об}^3}{1 - 0,03803459T_{oc} + 0,000495057T_{oc}^2 - 0,00750582T_{об}^2 + 0,000151575T_{об}^2}$$

$$\xi'_{min}(T_{ген}^{max}, P_k);$$

- ВАР на входе генератора  $\xi'_{max}(T_{ген}^{min}, P_o)$  ;
- паре на выходе генератора  $\xi''_n(T_n, P_k)$  ;
- стекающей флегме  $\xi'_{ф}(T_n, P_k)$  ;

Определялась кратность циркуляции [3] раствора  $f$  и флегмы  $R$  .

Найдены удельные энтальпии:

- слабого ВАР на выходе генератора  $i'_{свг}(T_{ген}^{max}, P_k)$  ;
- слабого ВАР на выходе РТО  $i'_{свр}(T_{сл}'', P_o)$  ;
- крепкого ВАР на входе в генератор  $i'_{квг}$  ;
- крепкого ВАР на выходе абсорбера  $i'_{квв}(\xi'_{max}, T_{ген}^{min})$  ;
- при температуре кипения  $i'_o(T_o)$  ;
- флегмы  $i'_{ф}(T_n, P_k)$  ;
- пара на выходе генератора  $i''_{нвг}(T_n, P_k)$  ;
- пара чистого аммиака  $i'_a(T_k)$  .

Определены удельные тепловые нагрузки аппарата(дефлегматор, генератор, конденсатор, испаритель, абсорбер).

Найден тепловой коэффициент  $\eta$  [2].

Проведено аналитическое исследование цикла АХМ с регенеративным теплообменником и построены зависимости теплового коэффициента от температуры греющего источника при различных температурах объекта охлаждения и охлаждающей среды (рис. 2).

Построена и определена аналитическая зависимость между температурой охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ), температурой объекта охлаждения ( $T_{об}$ ) и температурой греющего источника ( $T_{гр}$ ) при условии максимального значения теплового коэффициента.

Зависимость имеет следующий вид:

## Результаты расчета

$T_{oc}, \square C$	$T_{ад}, \square C$	$T_{об}, \square C$	$m_a, \text{кг/с}$	$Q_h, \text{кВт}$	$l, \text{кДж/кг}$	$L_i, \text{кВт}$	$\eta_{real}$	$\eta_{calc}$	$\epsilon, \%$
15	106	-30	0,864041	1769,894	4,872033	4,209636	0,563665	0,565006	0,237282
20	115	-30	0,882063	1908,888	6,924851	6,108155	0,522194	0,523865	0,318964
25	125	-30	0,900784	2063,096	9,047333	8,149693	0,482801	0,484708	0,393468
30	133	-30	0,920087	2237,009	11,10024	10,21318	0,444994	0,447025	0,45448
35	139	-30	0,940039	2422,188	12,71643	11,95394	0,410822	0,41285	0,491094
40	138	-30	0,961277	2658,114	14,82243	14,24846	0,374201	0,376207	0,533179
43	139	-30	0,97535	2668,202	11,19393	10,918	0,373257	0,374784	0,407522
15	91	-20	0,853048	1572,909	3,895023	3,322641	0,634425	0,635765	0,210797
20	102	-20	0,87061	1686,072	5,27471	4,592215	0,591484	0,593094	0,271622
25	112	-20	0,888842	1810,524	6,833523	6,073922	0,55048	0,552326	0,334357
30	121	-20	0,907632	1942,95	8,229335	7,469208	0,51271	0,514681	0,382954
35	127	-20	0,927042	2083,317	9,421436	8,734067	0,478	0,480004	0,417488
40	129	-20	0,94769	2218,955	9,531484	9,032892	0,448835	0,450663	0,405428
43	126	-20	0,961365	2275,914	8,716148	8,379399	0,437772	0,439384	0,366827
15	76	-10	0,843437	1397,629	2,950374	2,488455	0,714226	0,715497	0,177732
20	90	-10	0,8606	1494,034	3,731743	3,211538	0,667893	0,669329	0,214496
25	100	-10	0,878412	1595,912	4,89526	4,300055	0,624917	0,626601	0,268718
30	109	-10	0,896759	1704,473	5,945935	5,33207	0,584862	0,586692	0,311853
35	115	-10	0,915702	1816,615	6,822436	6,247318	0,548588	0,550474	0,34272
40	118	-10	0,935842	1921,968	6,667087	6,23934	0,518616	0,5203	0,323582
43	115	-10	0,949175	1969,978	6,09881	5,788838	0,506133	0,50762	0,292992
15	72	-5	0,83918	1323,685	2,218227	1,861492	0,754406	0,755467	0,140432
20	83	-5	0,856169	1407,85	3,128409	2,678447	0,708954	0,710303	0,18989
25	94	-5	0,873796	1501,419	4,03998	3,530118	0,664474	0,666037	0,234567
30	102	-5	0,891948	1599,583	5,08647	4,536866	0,623395	0,625163	0,282826
35	109	-5	0,910686	1701,103	5,684957	5,177211	0,58607	0,587854	0,303421
40	112	-5	0,930604	1797,515	5,549907	5,164765	0,55473	0,556324	0,286505
43	109	-5	0,943787	1842,418	5,060721	4,776242	0,541362	0,542765	0,258567
15	65	0	0,835298	1253,244	1,747961	1,460068	0,797001	0,797929	0,116368
20	77	0	0,852129	1330,686	2,471651	2,106165	0,750305	0,751492	0,158027
25	87	0	0,869588	1413,472	3,339134	2,903671	0,706027	0,707478	0,205007
30	96	0	0,887564	1503,184	4,130646	3,666213	0,663636	0,665255	0,243303
35	102	0	0,906117	1595,117	4,774303	4,326077	0,625218	0,626913	0,270474
40	105	0	0,925833	1684,247	4,649471	4,304634	0,592224	0,593737	0,254931
43	103	0	0,93888	1726,2	4,089701	3,839738	0,578021	0,579307	0,221945
15	58	5	0,831796	1190,061	1,294231	1,076536	0,839534	0,840293	0,090379
20	70	5	0,848484	1259,336	1,919036	1,628271	0,793044	0,794069	0,129129
25	80	5	0,865793	1333,21	2,664059	2,306524	0,748774	0,750069	0,172706
30	89	5	0,883611	1414,174	3,348058	2,958381	0,70565	0,707127	0,208758
35	96	5	0,901997	1498,545	3,787573	3,416379	0,665796	0,667314	0,227461
40	99	5	0,921532	1580,087	3,665717	3,378076	0,631526	0,632877	0,213334
43	97	5	0,934457	1620,26	3,188795	2,979792	0,616052	0,617185	0,183571

$T_{oc}, \square C$	$T_{ад}, \square C$	$T_{об}, \square C$	$m_a, \text{кг/с}$	$Q_h, \text{кВт}$	$l, \text{кДж/кг}$	$L_f, \text{кВт}$	$\eta_{real}$	$\eta_{calc}$	$\epsilon, \%$
15	53	10	0,828673	1139,002	0,835416	0,692287	0,877428	0,877962	0,060743
20	62	10	0,845235	1193,102	1,432304	1,210634	0,837302	0,838151	0,101367
25	73	10	0,86241	1261,305	2,026979	1,748087	0,791732	0,79283	0,138402
30	82	10	0,880087	1333,731	2,609222	2,296343	0,748488	0,749776	0,171878
35	89	10	0,898325	1410,055	2,980042	2,677046	0,707848	0,709192	0,189494
40	93	10	0,9177	1486,301	2,777967	2,54934	0,671659	0,672811	0,171229
43	90	10	0,930518	1523,061	2,42979	2,260963	0,655599	0,656573	0,148229
15	47	15	0,825928	1090,092	0,453141	0,374262	0,917039	0,917354	0,034321
20	56	15	0,84238	1139,57	0,923063	0,77757	0,876926	0,877524	0,068187
25	65	15	0,859438	1195,218	1,479168	1,271254	0,835779	0,836667	0,106249
30	75	15	0,876993	1262,428	1,930624	1,693144	0,791063	0,792124	0,133938
35	80	15	0,895101	1326,631	2,365065	2,116972	0,752588	0,753789	0,159321
40	86	15	0,914336	1400,763	2,04388	1,868793	0,712945	0,713897	0,133235
43	84	15	0,927059	1436,475	1,670359	1,548522	0,695399	0,696149	0,107684

Примечание: где  $m_a$  - масса испаряющегося аммиака,  $l$  - удельная мощность насоса,  $\epsilon$  - отклонение  $\eta_{real}$  от  $\eta_{calc}$

Максимальная погрешность аналитической зависимости 5,3 %. Средняя погрешность 1,1 %

Вид поверхности, построенной по аналитическим зависимостям, приведен на рис. 3.

Полученные выше зависимости не учитывают работу циркуляционного насоса (Н) на рис. 1. Для оценки такого влияния были проведены соответствующие расчеты реального теплового коэффициента цикла АХМ.

$$\eta_{real} = \frac{Q_0}{Q_h + L_n}$$

где  $Q_0$  - холодопроизводительность (1000 кВт);  $Q_h$  - тепловая мощность генератора АХМ;

$L_f$  - мощность насоса;

Затем рассчитывались отклонения значений реального и теоретического (не учитывающего работу насоса) теплового коэффициента АХМ. Результаты расчетов приведены в таблице 1 и на рис. 4.

#### Выводы

С использованием известных методик расчета получены результаты, позволяющие проводить расчет температуры источника греющей среды АХМ, обеспечивающей максимальную энергетическую эффективность при работе в ши-

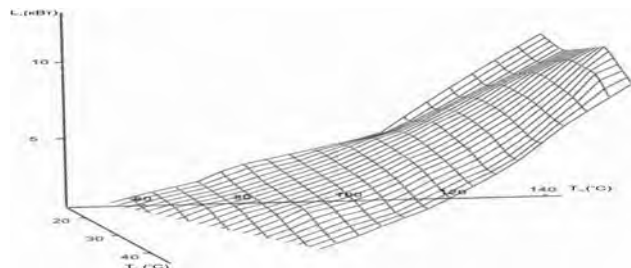


Рис. 4. Зависимость между температурой охлаждающей среды ( $T_{oc}$ ), температурой греющего источника ( $T_{gp}$ ) и мощностью насоса ( $L$ )

роком диапазоне параметров ( $T_{oc} = 25..35 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_{об} = \text{минус } 30..15 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_{gp} = 80..185 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

В дальнейших исследованиях в рамках данной тематики следует рассматривать влияние состава ВАР на энергетическую эффективность работы АХМ в широком диапазоне параметров эксплуатации.

Работа циркуляционного насоса не превышает 0,533179 % от тепловой мощности генератора, и практически не влияет на энергетические характеристики АХМ.

Поступила 11.2012

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Бадалькес, И.С. Абсорбционные холодильные машины [Текст] / И.С. Бадалькес, Р.Л. Данилов. – М.: Пищевая промышленность, 1996. – 356 с.
- Галимова, Л.И. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы [Текст] / Л.И. Галимова // Курс лекций. – Астрахань, изд-во АГТУ, 1997. – 226 с.
- Ищенко, И.Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов [Текст] // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – Вип. 38. – Т. 2. – С. 393-405.
- Осадчук, Е.А. Аналитические зависимости для расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств водоаммиачного раствора [Текст] / Е.А. Осадчук, А.С. Титлов // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – Вип. 39. – Т. 1. – С. 178-182.

УДК 663.81/86.022.3:661.832.43.782

**БОЧАРОВА О.В., д-р техн. наук, доцент, РЕШТА С.П., канд. техн. наук, доцент,**

**ГЕРЕГА Е.М., студент, КАЛАЯНОВА О.М., студент**

Одесская национальная академия пищевых технологий

## ФОРМИРОВАНИЕ КАЧЕСТВА И БЕЗОПАСНОСТИ СОКОВ, СОДЕРЖАЩИХ БЕНЗОАТЫ

Проанализировано действие бензоатов на формирование потребительных свойств соков. Предложена и обоснована схема протекания реакций, приводящих к образованию

канцерогенных веществ в плодовых соках, содержащих бензоаты.

**Ключевые слова:** соки, бензоаты, канцерогенные вещества.