

Схема газотурбинного струйного двигателя

1 – корпус; 2 – компрессор; 3 – трубопровод подачи топлива; 4 – вращающаяся камера сгорания; 5 – роторы; 6 – сопла; 7 – форсунки; 8 – подшипники; 9 – редуктор; 10 – вал отбора мощности; 11 – “горячая” полость рубашки охлаждения; 12 – “холодная” полость рубашки охлаждения; 13 – отверстие; 14 – участок сброса тепла от теплоносителя к входящему воздуху.

#### Список литературы:

1. Р. М. Яблоник. Газотурбинные установки. М.: Машгиз, 1959, 408 с.
2. А. Сударев, В. Тихоплав, Г. Шишов, В. Катенев. Высокотемпературные двигатели с применением высокотемпературной керамики // “Газотурбинные технологии” № 3, 2000.
3. Е. С. Щетинков. Физика горения газов. М.: Наука, 1965, 740 с.)
4. А. В. Квасников. Теория жидкостных ракетных двигателей. Л.: Судпромгиз. 1959. 541с.
5. И. И. Кулагин. Теория авиационных газотурбинных двигателей. М.: Гос. издательство оборонной промышленности. 1955. 408 с.
6. Мебус Г. Г. Расчет ракетных двигателей. М.: Изд-во иностр. лит. 1959. 143 с.
7. Ред. Г. Ю. Степанов. Танковые силовые установки. М.: Воениздат. 1991. 380 с.
8. Г. Н. Абрамович. Прикладная газовая динамика. М.: Наука. 1969. 824 с.
9. Г. Шлихтинг. Теория пограничного слоя. М.: Наука. 1969. 742.
10. Ред. Г.Н. Абрамович. Теория турбулентных струй. М.: Наука. 1984. 716 с.
11. Боришанский В. М., Кутателадзе С. С., Новиков И. И., Федынский О. С. Жидкометаллические теплоносители. Изд. 3-е. М.: Атомиздат, 1976. 328 с.
12. Патент RU № 2441998 Российской Федерации, МКИ С1. Газотурбинный струйный двигатель / А. В. Локотко (РФ) – N 2010136606/06; заявл.31.08.2010; опубл. 10.02.2012, Бюлл. № 4.
13. Deutsche Patentanmeldung Nr. 20 2012 102 965.0 – IPC F23R 3/42, Bezeichnung Gasturbinenstrahimotor, Gebrauchsmusterinhabar Lokotko, Anatolij V., RU, Tag der Anmeldung 07.08.2012, Tag der Eintragung 04.09.2012. Публ.: <http://depatisnet.dpma.de>
14. А.В. Локотко. Газотурбинный струйный двигатель // Газотурбинные технологии № 10/2012 (111). С. 42 – 47.

#### Выбор оптимальной температуры теплосети в летний период при отпуске теплоты от ТЭЦ на ГВС и кондиционирование

Ромашова О.Ю., Туболев А.А., Вагнер М.А.

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

В настоящее время Россия подошла к тому, что в энергосистеме в летний период появился максимум электрических нагрузок со значительной долей мощности работающих кондиционеров.

Наряду с парокомпрессионными холодильными машинами, потребляющими электроэнергию, для выработки холода можно использовать абсорбционные установки, которые целесообразно включить в систему централизованного теплоснабжения от ТЭЦ [1].

В свою очередь параметры теплосети влияют, как на эффективность работы холодильных машин, так и на показатели экономичности ТЭЦ. Необходимость повышения конкурентоспособности теплоэлектроцентралей в современных условиях требует оптимизации параметров теплоснабжения при работе системы «ТЭЦ–Холодильная машина–теплосети».

В работе выполнен анализ влияния температуры прямой сети на основные показатели тепловой и общей экономичности системы энергоснабжения и выбор оптимального значения температуры по минимуму приведенных расчетных затрат.

На рис. 1 приведена принципиальная схема отпуска теплоты с горячей водой в летний период, где А – абсорбционная холодильная машина.

В исходном варианте работы ТЭЦ с отпуском теплоты только на ГВС принято:

- климатический район – город Омск.
- расчетная температура на отопление  $t_{нв} = -37^{\circ}\text{C}$ .
- расчетная температура на кондиционирование  $t_{нв}^л = +35^{\circ}\text{C}$ .
- температурный график теплосети на ГВС 70/40.
- коэффициент теплофикации  $\alpha_{тэц} = 0,6$ .

Для анализа выбраны теплофикационные турбины Т-250/300-240-3 и Т-100/120-130-3 с номинальными значениями тепловой мощности  $Q_{отб}^{ном}$  регулируемых отборов 420 МВт и 205 МВт соответственно [2].

Тепловая нагрузка ГВС принята 18% от максимального отпуска теплоты потребителю  $Q_{ГВС} = 0,18 \cdot Q_{ТЭЦ}$ ,

где  $Q_{ТЭЦ} = \frac{Q_{отб}^{ном}}{\alpha_{тэц}} = 700, \text{ МВт}$ .

Для Т-250/300-240-3  $Q_{ГВС} = 126 \text{ МВт}$ ; для Т-100/120-130-3  $Q_{ГВС} = 62, \text{ МВт}$ .

В новом режиме совместного отпуска теплоты на ГВС и охлаждение помещений нагрузка для кондиционирования летом  $Q_x$  найдена при условии, что объем зданий  $V$  постоянен в летний и зимний периоды; коэффициент характеристики зданий  $\alpha$  мало меняется от температуры наружного воздуха;  $t_{пом}$  - температура в помещении, равна  $+18^{\circ}\text{C}$ . Тогда отношение нагрузки  $Q_x$  к максимально возможной составит

$$\frac{Q_x}{Q_{ТЭЦ}} = \frac{\alpha \cdot V \cdot (t_{нв}^л - t_{пом})}{\alpha \cdot V \cdot (t_{пом} - t_{нв})} = \frac{35 - 18}{18 + 37} \approx \frac{1}{3}$$

Для Т-250/300-240-3  $Q_x = \frac{1}{3} \cdot 700 = 233 \text{ МВт}$ .

Для Т-100/120-130-3 -  $Q_x = 114 \text{ МВт}$ .

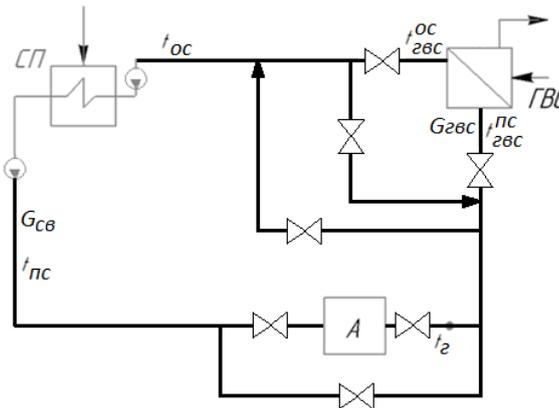


Рис. 1. Принципиальная схема включения абсорбционной установки в систему централизованного теплоснабжения от ТЭЦ.

В качестве прототипа холодильной машины принята абсорбционная бромисто-литиевая холодильная машина с холодопроизводительностью  $Q_0 = 1000 \text{ кВт}$  (АБХМ-1000). Изменение холодильного коэффициента АБХМ в зависимости от температуры греющей среды  $t_{пс}$  в генераторе абсорбера оценено по каталогу АБХМ компании Broad [3].

Условия работы потребителей ГВС не меняются по сравнению с исходным вариантом.

Наилучший вариант определен по минимуму приведенных расчетных затрат. За целевую функцию принято изменение затрат по сравнению с произвольно выбранным «базовым» вариантом. Использование такого критерия не влияет на оптимальное решение, но позволяет не учитывать постоянные и слабо меняющиеся от температуры составляющие затрат.

$$\delta Z = (E_H + P_a) \cdot \delta K + \delta I_T + \delta I_{с.н.} + \delta I_{э/э};$$

$$\delta I_T = \delta B_{ТЭЦ} \cdot C_T \cdot \tau;$$

$$\delta I_{с.н.} = (\delta N_{сн}^1 + \delta N_{сн}^2) \cdot C_3;$$

$$\delta I_{э/э} = \delta N_{зам} \cdot (b_{зам} - b_э) \cdot \tau \cdot C_э$$

где:  $\delta K$ , руб – изменение капиталовложений по вариантам;  $I_T$ , руб. – изменение годовых топливных издержек;  $\delta I_{э/э}$ , руб. – изменение стоимости замещающей электроэнергии;  $\delta I_{с.н.}$  – изменение годовых издержек на собственные нужды работы ТЭЦ в связи с изменением расхода электроэнергии на сетевые насосы при разных значениях расхода сетевой воды;  $C_T = 6840 \frac{\text{руб}}{\text{т.у.т.}}$  – цена условного топлива;  $\tau = 1000$  ч – число часов работы холодильных установок;  $P_a \approx 0,06$  – норма амортизации;  $l = 16$  км – протяженность теплосети;  $C = 10250 \frac{\text{руб}}{\text{пог.м}}$  – цена погонного метра теплосети;  $\delta N_{зам}$ , МВт – изменение замещающей мощности;  $\delta N_{сн}^1, \delta N_{сн}^2$ , МВт – изменение мощности сетевых насосов первого и второго подъема;  $C_3 = 2,4$  – цена в рублях за кВт·ч электроэнергии;  $b_{зам} = 330 \frac{\text{г.у.т}}{\text{кВтч}}$  – удельный расход условного топлива на замещающей электростанции.

Теплота, подведенная к АБХМ  $Q_T^x = \frac{Q_x}{\varepsilon}$ , МВт, где  $\varepsilon$  – холодильный коэффициент АБХМ при  $t_{пс}$ , °С.

Суммарная тепловая нагрузка регулируемого отбора турбины в летний период  $Q_T^l = Q_T^x + Q_{ГВС}$ , МВт.

Примем, что в АБХМ температура греющей среды меняется на  $\Delta t = 10$  °С.

Расход сетевой воды при заданной  $Q_x$  определяется  $G_{св} = \frac{Q_T^x}{c_p \cdot (t_{пс} - t_r)}$ , кг/с.

Температура обратной сети  $t_{ос} = t_{пс} - \frac{Q_T^l}{G_{св} \cdot c_p}$ , °С.

Расход теплоты на турбины рассчитывается по энергетическим характеристикам при их работе по тепловому графику [4].

Удельный расход теплоты на турбоустановку по выработке электроэнергии:

$$q_T = \frac{Q_0 - Q_T^l}{N_T}.$$

Учитывая, что лишь часть подаваемого на абсорбер тепла используется полезно, этот показатель  $q_T$  не может быть использован в качестве критерия тепловой экономичности в системе «ТЭЦ-АБХМ-Теплосети». В качестве нового критерия принята величина

$$q_T^* = \frac{Q_0 - Q_x - Q_{ГВС}}{N_T},$$

учитывающая потери теплоты в абсорбере.

Теплота на выработку электроэнергии  $Q_э = q_T^* \cdot N_T$ , МВт.

Расход топлива на ТЭЦ  $B_э = \frac{Q_э}{Q_{в}^{\eta_{ка}}}$ , кг/с.

Удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии  $b_э = \frac{B_э}{N_T}$ ,  $\frac{\text{г.у.т.}}{\text{кВтч}}$ .

Для расчета расхода электроэнергии на сетевые насосы выполнен гидравлический расчет трубопроводов теплосети [5]

Мощность сетевого насоса первого подъема  $N_{сн}^1 = \frac{G_{св} \cdot \Delta P_1 \cdot v}{\eta_{сн}}$ , МВт.

Мощность сетевого насоса второго подъема  $N_{сн}^2 = \frac{G_{св} \cdot \Delta P_2 \cdot v}{\eta_{сн}}$ , МВт.

Разница давлений до и после насоса первого подъема  $\Delta P_1 = P_{вх}^{\min} - P_{вх}$ , МПа. Где  $P_{вх}$  – давление на входе в насос первого подъема, равно давлению на выходе из насоса второго подъема.  $\Delta P_2$  – разница давлений до и после насоса второго подъема. Давления после насоса принято 0,8 МПа и перед насосом 0,2 МПа.

Давление на выходе насоса  $P_{вх}^{\min} = P_{тр} + \delta P$ , МПа.

Давление потребителям  $P_{тр} = 1,2 \cdot P_s^{\text{нс}}$ , МПа.

Суммарное падение давления  $\delta P = R_{\text{л}} \cdot (1 + l_3)$ , МПа, где  $l_3$  - эквивалентная длина местных сопротивлений.

Принимаем тепломагистраль протяженностью 16000 м.

Диаметр трубопровода  $d = A_d^B \cdot \frac{G^{0,38}}{R_{\text{л}}^{0,19}}$ , 0,791, м, где  $A_d^B$  - коэффициент, значение которого определяется по абсолютной эквивалентной шероховатости  $k_s = 0,0005$  м [5];  $R_{\text{л}}$  - линейное падение давления, которое предварительно принято 87 Па/м.

Из стандартных труб, принимаем стальную трубу с условным проходным сечением  $d_0 = 800$  мм.

Материальная характеристика рассчитывается по формуле  $M = d \cdot l, \text{ м}^2$ .

Результаты расчета для Т-250/300-240-3 сведены в таблицу 1. Характер изменения основных показателей относительно температуры прямой сети для турбины Т-100/120-130-3 принципиально не меняется. Основные результаты расчета представлены ниже.

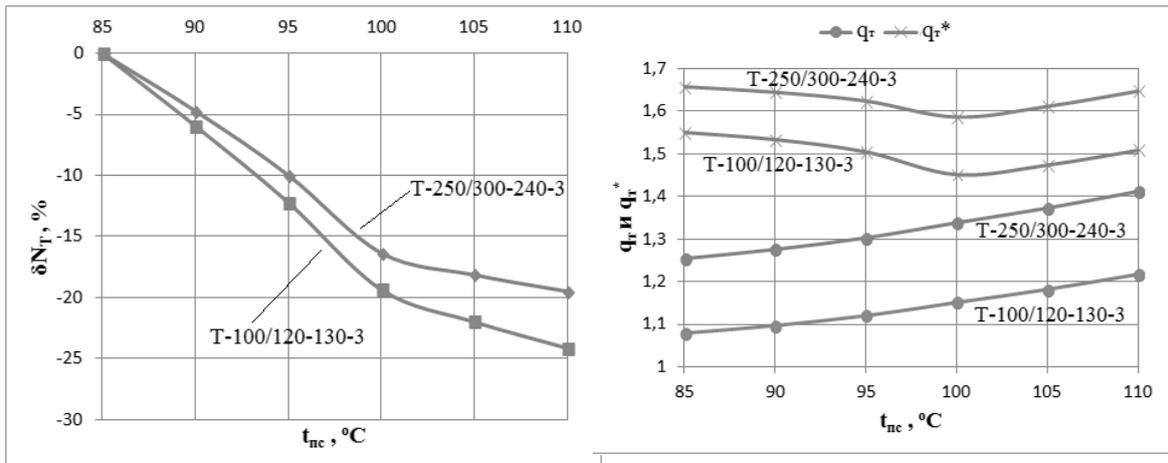


Рис. 2а. Изменение электрической мощности турбины на тепловом потреблении  $N_T$

Рис. 2б. Изменение удельного расхода теплоты на турбоустановку по выработке электроэнергии  $q_T$  и  $q_T^*$

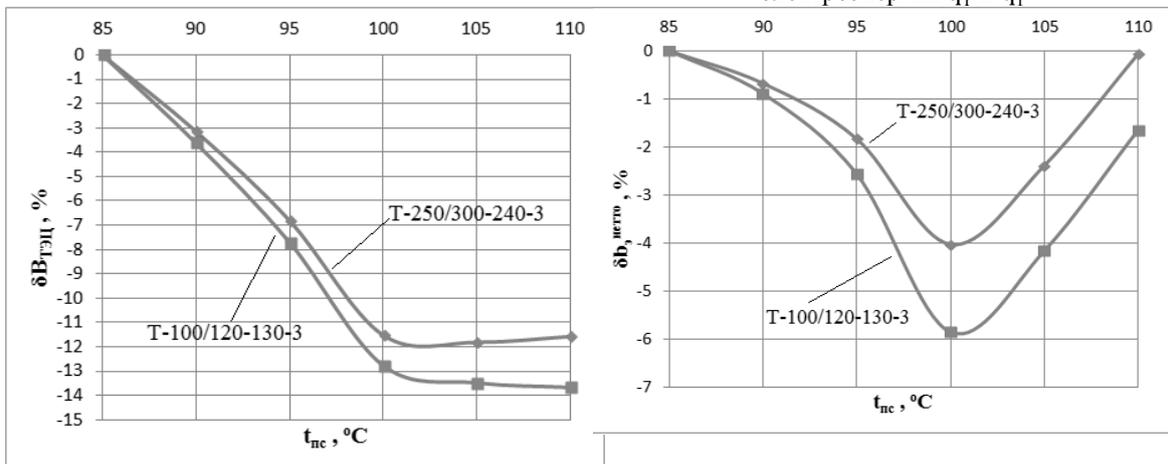


Рис. 2в. Изменение расхода условного топлива на ТЭЦ

Рис. 2г. Изменение удельного расхода условного топлива по выработке электроэнергии  $b_3^{\text{NETTO}}$

Таблица 1. Результаты расчета для Т-250/300-240-3

№ п/п	Показатель	Обозначение	Размерность	Температура прямой сети, °С					
				85	90	95	100	105	110
1	Холодильный коэффициент	$\xi$	-	0,66	0,69	0,73	0,79	0,8	0,805
2	Температура греющей среды после абсорбера	$t_r$	°С	75	80	85	90	95	100
3	Нагрузка на кондиционирование	$Q_x$	МВт	233					
4	Теплота подведенная к АБХМ	$Q_{тх}$	МВт	353,0	337,7	319,2	294,9	291,3	289,4
5	Расход сетевой воды	$G_{св}$	кг/с	8425,5	8059,2	7617,6	7039,1	6951,1	6907,9
6	Температура обратной сети	$t_{oc}$	°С	71	76	81	86	91	96
7	Тепловая нагрузка ТЭЦ в летом	$Q_{тл}$	МВт	479,0	463,7	445,2	420,9	417,3	415,4
8	Давление в отборе турбины	$P_{отб}$	Мпа	0,074	0,089	0,106	0,127	0,151	0,178
9	Расход тепла на турбину по уравнению энергетической хар-ки	$Q_o$	МВт	852,8	826,0	794,7	754,6	752,1	754,2
10	Мощность турбопривода по уравнению энергетической хар-ки	$N_{тп}$	МВт	14,9	14,3	13,6	12,7	12,6	12,6
11	Электрическая мощность турбины на тепловом потреблении	$N_t$	МВт	298,2	284,1	268,4	249,4	244,1	240,1
12	Удельный расход теплоты на турбоустановку по выработке электроэнергии	$q_r$		1,25	1,28	1,30	1,34	1,37	1,41
13	Удельный расход теплоты по выработке электроэнергии в системе «ТЭЦ+АБХМ»	$q_r^*$		1,66	1,64	1,62	1,59	1,61	1,65
14	Расход условного топлива на выработку электроэнергии	$B_o$	кг/с	18,73	17,71	16,52	15,00	14,91	14,99
15	Расход условного топлива на ТЭЦ	$B_{тэц}$	кг/с	32,34	31,32	30,14	28,61	28,52	28,60
16	Удельный расход условного топлива по выработке электроэнергии	$b_o$	г.у.т./кВт*ч	226,1	224,4	221,6	216,5	219,9	224,7
17	Условное проходное сечение принятой трубы	$d_o$	м	0,8					
18	Линейное падание давления	$R_d$	Па/м	89,3					
19	Протяженность тепломагистрали	$L$	м	16000					
20	Материальная характеристика	$M$	м <sup>2</sup>	12800					
21	Давление потребителям	$P_{тр}$	МПа	0,084	0,102	0,122	0,145	0,172	0,203
22	Эквивалентная длина местных сопротивлений	$l_o$	м	523,6					
23	Суммарное падение давления	$\delta P$	МПа	1,44	0,91	0,82	0,70	0,68	0,67
24	Давление на выходе насоса	$P_{min}$	МПа	1,52	1,54	1,56	1,58	1,61	1,64
25	Разница давлений до и после насоса первого подъема	$\Delta P_1$	МПа	0,722	0,739	0,759	0,783	0,810	0,841
26	Мощность сетевого насоса первого подъема	$N_{сн1}$	МВт	7,60	7,45	7,23	6,89	7,03	7,26
27	Мощность сетевого насоса второго подъема	$N_{сн2}$	МВт	6,32	5,5302	4,6701	3,68476	3,5483	3,4826
28	Топливные издержки	$I_t$	млн.руб.	796,37	771,31	742,11	704,61	702,32	704,23
29	Издержки на собственные нужды	$I_{с.н.}$	млн.руб.	33,41	32,38	31,06	29,20	29,40	29,85
30	Стоимость замещающей э/э	$C_{э/э}$	млн.руб.	0,00	3,56	7,74	13,28	14,30	14,69
31	Капитальные затраты на теплосети	$K_{т.с.}$	млн.руб.	29,52	29,52	29,52	29,52	29,52	29,52
32	Изменение приведенных расчетных затрат по сравнению с базовым вариантом	$\delta Z$	млн.руб.	859,30	836,77	810,43	776,61	775,53	778,29

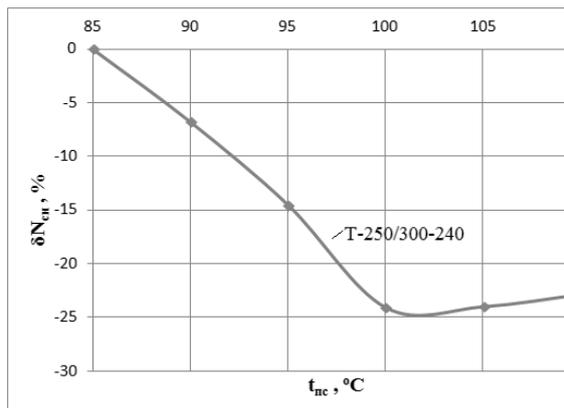


Рис. 2д. Изменение мощности сетевых насосов в зависимости от  $t_{пс}$

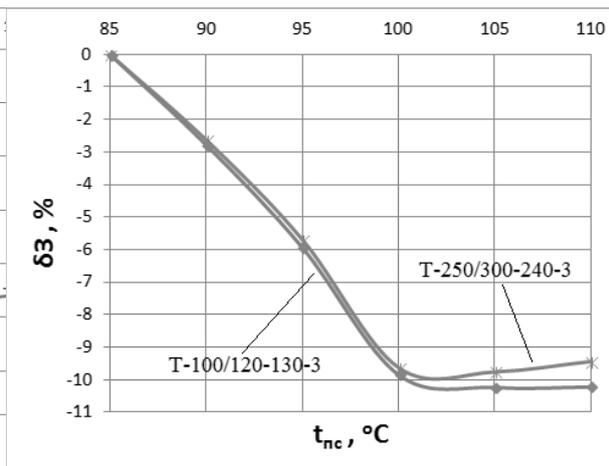


Рис. 2е. Изменение приведенных расчетных затрат  $Z$  в зависимости от  $t_{пс}$

Рис. 2. Графики зависимостей основных показателей от температуры прямой сети.

#### Выводы:

1. В схемах с отпуском теплоты от турбины на холодильную установку критерием тепловой экономичности будет удельный расход теплоты по выработке электроэнергии  $q_t^* = \frac{Q_0 - Q_x}{N_3}$ , где вместо полной тепловой мощности регулируемого отбора используется лишь ее полезная часть  $Q_x$  за вычетом потерь теплоты в абсорбере.
2. Основное влияние на выбор оптимальной температуры прямой сети в условиях работы ТЭЦ совместно с абсорбционными холодильными машинами оказывает изменение топливной составляющей.
3. Оптимальное значение температуры прямой сети не зависит от типа теплофикационной турбины и лежит в окрестности  $t_{пс}^{opt} = 100^\circ\text{C}$ .
4. Экономия топлива в оптимальном варианте составляет (4-6) %.
5. Снижение температуры прямой сети по сравнению с оптимальным значением приводит к значительному повышению годовых расчетных затрат из-за повышения расхода топлива, а также резкого увеличения расхода электроэнергии на сетевые насосы.
6. Рост  $t_{пс}$  приводит к повышению давления в теплофикационном отборе, а так же к уменьшению тепловой мощности регулируемого отбора, в связи с чем, электрическая мощность на тепловом потреблении снижается более интенсивно, чем в традиционных схемах отпуска теплоты без холодильной машины.

#### Список литературы:

1. Богданов А. Б. Климат России и теплофикация / Котельнизация России – беда национального масштаба, ч – 7., 2012.
2. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. – М.: Издательство МЭИ, 2002. – 540 с.
3. Арефьев Д.Н. Каталог BROAD. - М.: Олимп-бизнес, 2005.- 82 с.
4. Качан А.Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. – Мн.: Выш. Школа, 1978.-288 с., ил.
5. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – М. Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.

УДК 536.24

#### Сравнительные энерго-массообменные характеристики рулонных насадок

Фарахов М.М. \*, Башаров М.М. \*\*

\*ООО инженерно-внедренческий центр «ИНЖЕХИМ», г. Казань, Россия

\*\*ОАО «ТАНЕКО» г. Нижнекамск, Россия

На предприятиях нефтегазохимического комплекса и энергетики используются тепло- и массообменные аппараты с контактными насадками. К настоящему времени известны многие