

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ КОНДЕНСАТОРА ТУРБИНЫ ВТ-25-3

Е. Н. ШАДРИН, Ю. А. МАРАКУЛИН

(Представлена заслуженным деятелем науки и техники
профессором доктором И. Н. Бутаковым)

Главным средством улучшения работы конденсатора является усовершенствование компоновки его поверхности охлаждения. При этом необходимо учитывать особенности условий теплообмена в конденсаторе. Конденсация пара осуществляется при вакууме и в присутствии неконденсирующихся газов. По мере конденсации пара объемный расход и соответственно скорость смеси понижаются, а относительное содержание воздуха в смеси возрастает. Поэтому конденсация пара сопровождается заметным понижением местных значений коэффициента теплопередачи и удельной тепловой нагрузки поверхности охлаждения.

Исследовавшийся двухходовой, двухпоточный конденсатор ЛМЗ типа КЦС-25-7 с поверхностью охлаждения $F_k = 1960 \text{ м}^2$ предназначен для работы с турбинами ВТ-25.

В корпусе конденсатора размещено 4290 латунных трубок диаметром 22/24 мм при активной длине 6000 мм. Трубный пучок выполнен в поперечном сечении в виде свернутой зигзагообразной ленты. Количество трубок в первом ходе составило 2080 шт.; во втором ходе — 2210 шт.

Поперечный разрез конденсатора данного типа представлен на рис. 1.

Проектные заводские данные конденсатора следующие: номинальная паровая нагрузка $D_k = 73 \text{ т/час}$; удельная паровая нагрузка $d_k = 42 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$; давление отработавшего пара $P_k = 0,03 \text{ атм}$; расход охлаждающей воды при расчетной температуре $15,0^\circ\text{C}$, $W = 5000 \text{ м}^3$; кратность охлаждения $m = 70$.

Тепловые и гидравлические характеристики были получены с использованием методики, обычно применяемой при балансовых испытаниях конденсационных установок.

При подсчете общего коэффициента теплопередачи по ходам и половинам каждого хода за среднюю температуру пара и воды по пучку был взят способ определения среднеарифметического числа [2].

Основной целью испытания явилось определение характеристик конденсатора:

- 1) зависимость давления в конденсаторе от количества пара, поступающего в конденсатор при различных расходах охлаждающей воды;
- 2) нагрева воды по отдельным ходам конденсатора при различных расходах охлаждающей воды;
- 3) величины парового сопротивления;
- 4) температурного напора в конденсаторе.

При испытании производился замер следующих величин:

1) температуры циркуляционной воды, конденсата, пара, паровоздушной смеси в месте отсоса, наружного воздуха;

2) давления циркуляционной воды, разрежения в горловине конденсатора и паровоздушной смеси.

Перед испытанием были проведены подготовительные работы: были сделаны соответствующие врезки для установки ряда контрольно-измерительных приборов, проверены показания приборов, произведена чистка охлаждающих трубок с водяной стороны. Давление отработавшего пара измерялось в четырех точках горловины конденсатора. Для измерения статического давления по вертикальной оси в паровое пространство трубного пучка обеих половин был введен зонд, выполненный из латунной трубки. Зонд мог свободно перемещаться в вертикальном направлении [3].

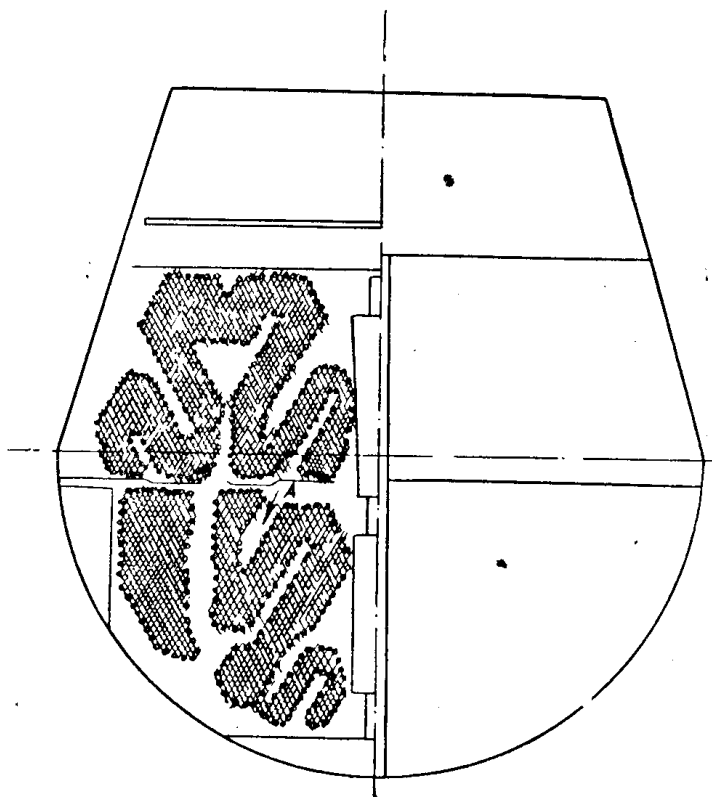


Рис. 1. Поперечный разрез исследуемого конденсатора.

На основании данных [5] средняя скорость воды для всего трубного пучка подсчитывалась по общему расходу охлаждающей воды. Было принято по данным [5], что скорость воды в трубах одинаковая для данного хода. Скорость воды в трубах второго хода соответственно была уменьшена пропорционально числу трубок.

Было произведено 10 основных и 4 дополнительных опыта, соответственно при нагрузках конденсатора по пару — 100%, 75%, 50%, 25% и минимальном расходе пара при одном и двух циркуляционных насосах.

В каждом опыте было произведено по 6 замеров всех выше перечисленных величин.

За расчетное значение было взято среднее из 6 замеров. Результаты испытания приведены в сводной табл. 1.

Сводная таблица

основных результатов испытания конденсатора

№ опыта	Расход пара в конденсатор, т/час	Разрежение в горло- конденсатора	Температура отпа- ботанного пара	Температура цирку- ляционной воды на выходе	Температура в ново- ротной камере	Температура цирку- ляционной воды на выходе	Температура, напор конденсатора	Температура кон- денсата	Переохлаждение конденсата	Разрежение в месте отсоса	Паровое сопротив- ление конденсатора	Вакуум, атм	Схема включенная
1	10	717	33,2	17/17	24/22	26/26	7,2	25	8,2	715,75/716	—	0,0503	один насос
2	11	713	30,53	17,5/17,5	22/20	22,5/22,5	8	19,9	10,6	720/721	7/8	0,0545	два насоса
3	35,6	696	40,60	17/17	19,1/20	23,1/23,2	10,5	18,5	22,1	700,5/70,5	4,5	0,0775	два насоса
4	35,15	700	37,2	17,75/17,7	20,6/20	27,2/28	0	19	18,2	700,5/705	5,5/5	0,072	один насос
5	49,7	702	37,2	18/18	25,5/25,4	31/31	6,2	22,6	13,6	706,5/707,01	4,5/5,01	0,0695	один насос
6	49,1	703	36,1	19/19	4,5/21,1	26/26	10,1	29,8	6,3	7,9/709	6,6	0,068	два насоса
7	69,1	65	47,6	21/21	34,1/31,2	39,6/39,4	8	46,5	1,1	669/69	4/4	0,11	один насос
8	68	687	40	21/21	28,25,7	31/31	9	39	1	694,67/696,66	7,67/8,66	0,080	два насоса
9	91,8	675	43,7	21/21	30/28	34/34	0,7	40,1	3,6	682,08/683,9	7,08/8,4	0,095	два насоса
10	90,8	631	55	22/22	40/37	46,9/46,2	8,6	53,1	1,9	633,5/635,1	2,5/4,1	0,152	один насос
11	74	651	49,2	22/22	37/34	42,15/42	7,1	48,5	0,7	583,2/661,2	7,2/10,2	0,126	один насос
12	74	678	41	22/22	30/28	33/33	8	41	0	668/690	10/12	0,075	два насоса
13	51,5	692	36	21,5/21,5	28/25	29/29	7	35,8	0,2	760,3/704	8,3/12	0,07	два насоса
14	52,4	676	42,3	21/21	32/29	36,15/36,3	6,1	41,7	0,6	684,3/685,3	8,3/9,3	0,09	один насос

Методика построения эксплуатационных характеристик принята по [1]. По данным таблицы построен график нагрева воды по ходам конденсатора $\Delta t = (t_2 - t_1)^\circ\text{C}$, температурного напора $\delta t = (t_s - t_2)^\circ\text{C}$, давления в конденсаторе P_k в зависимости от удельной паровой нагрузки.

На рис. 2 представлена зависимость нагрева охлаждающей воды Δt в зависимости от удельной паровой нагрузки при одном (1) и двух (3) работающих циркуляционных насосах.

В нормальных условиях при неизменной производительности насосов величина Δt может характеризовать собой нагрузку конденсатора [4].

Из графика видно, что трубный пучок второго хода (4, 6) загружен слабее, чем трубный пучок первого хода (2, 5). Разброс точек объясняется непостоянством температуры охлаждающей воды и давления в конденсаторе при различных режимах работы конденсатора.

По данным рис. 3 видно, что величина температурного напора δt выше, чем по данным типовых характеристик турбин данного типа [6].

Наконец, обращает на себя внимание слишком большое паровое сопротивление конденсатора, колеблющееся при различных режимах работы (табл. 1) от 4—5 до 10—12 мм рт. ст. Следует отметить, что для нормально работающих современных конденсаторов паровое сопротивление достигает величины $2 \div 3$ мм рт. ст. Так, по формуле [4] паровое сопротивление исследуемого конденсатора при расходе пара 74 т/час составляет 2,14 мм рт. ст.

Расчеты показывают, что величина парового сопротивления данного конденсатора, определенная по формуле, значительно меньше, чем действительная, найденная опытным путем (при $D = 74$ т/час, $\Delta p^k = 7 \div 12$ мм рт.ст.). Паровое сопротивление приводит к снижению локальных температур пара и температурных напоров, почему интенсивность работы трубного пучка конденсатора уменьшается. Повышенное паровое сопротивление исследуемого конденсатора вызвано в основном следующими причинами. Прежде всего оказывают влияние повышенные присосы воздуха, которые увеличивают неравномерность распределения тепловых нагрузок.

Несмотря на современную ленточную компоновку трубного пучка, в этой компоновке имеется ряд дефектов, способствующих увеличению парового сопротивления.

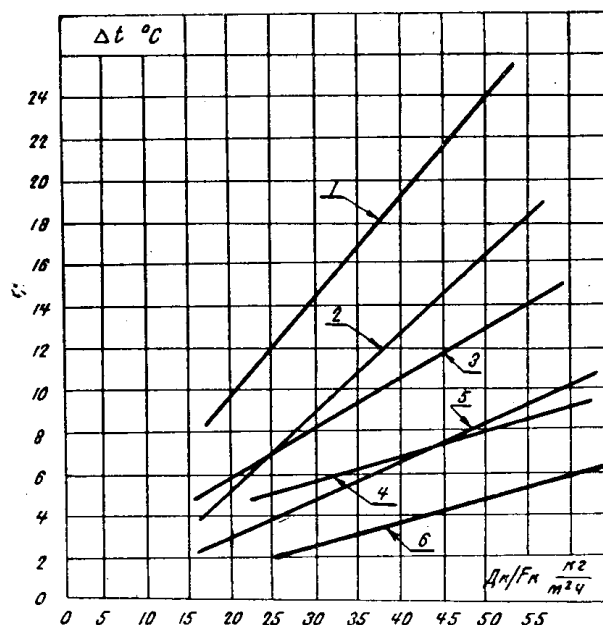


Рис. 2. Зависимость нагрева воды по ходам от удельной паровой нагрузки: 1 — общий нагрев при одном циркуляционном насосе, 2 — для II хода при одном циркуляционном насосе, 3 — общий нагрев при двух циркуляционных насосах, 4 — для II хода при одном циркуляционном насосе, 5 — для I хода при двух циркуляционных насосах, 6 — для II хода при двух циркуляционных насосах.

Так устроенные со стороны входа каналы для увеличения живого сечения трубного пучка имеют явно недостаточное сечение для прохода пара. На величину парового сопротивления оказывает влияние и затрудненный доступ паровоздушного потока из центрального сквозного прохода в зону верхней части трубного пучка, расположенного в первом ходе (по стрелке А на рис. 1). Паровоздушный поток, прежде чем попасть сюда, должен совершить два поворота под углом около 90° .

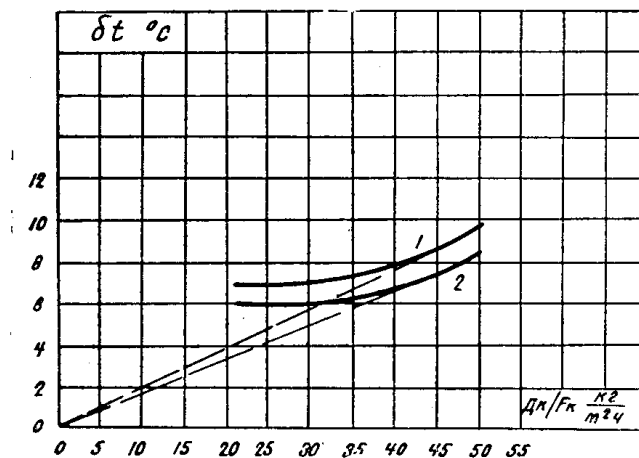


Рис. 3. Зависимость температурного напора конденсатора от удельной паровой нагрузки: 1 — при двух циркуляционных насосах, 2 — при одном циркуляционном насосе.

Все сказанное выше обуславливает то, что вакуум в исследуемом конденсаторе ниже, чем это могло бы быть. При нагрузках конденсатора, близких к нормальной в зависимости от числа включенных циркуляционных насосов, абсолютное давление в опытах колебалось в пределах от 0,077 до 0,123 атм рис. 4.

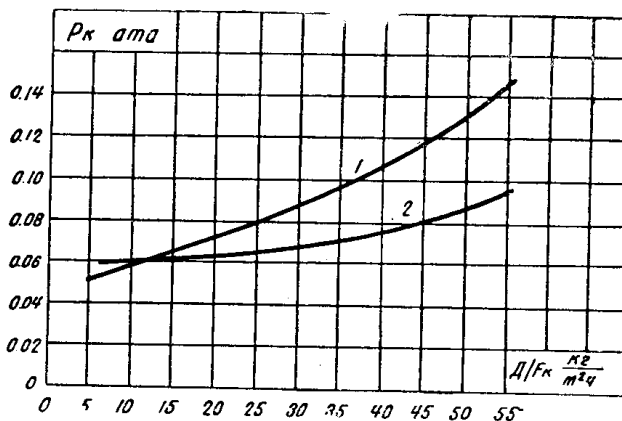


Рис. 4. Зависимость разрежения в конденсаторе удельной паровой нагрузки: 1 — при одном циркуляционном насосе, 2 — при двух циркуляционных насосах.

Гидравлическое сопротивление конденсатора при разном числе включенных циркуляционных насосов изменялось от 3,3 до 5,4 мм в.ст., что для конденсаторов данного типа можно считать нормальным.

На основании данных подсчитаны значения общего коэффициента теплопередачи по ходам и половинам конденсатора и составлены графики зависимости коэффициента теплопередачи от расхода пара в конденсатор (рис. 5). Наблюдается резкое понижение величины коэффициента теплопередачи при нагрузках 40—50% от нормальной. На рис. 5

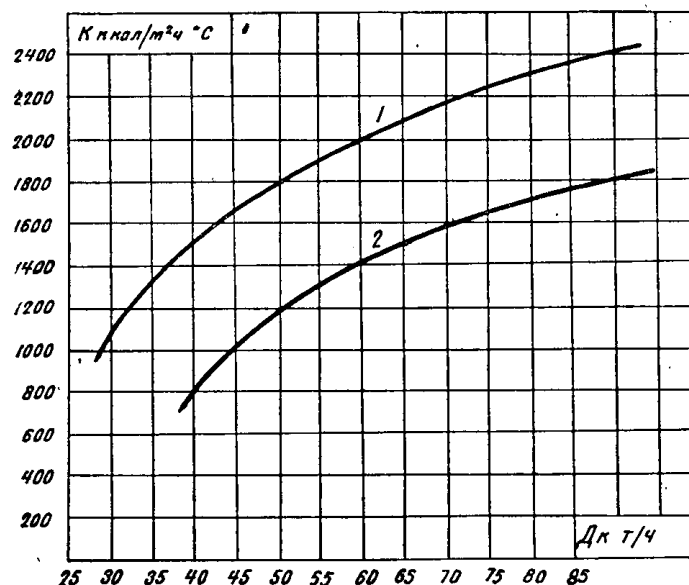


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплопередачи от расхода пара в конденсатор: 1 — расчетное значение при двух циркуляционных насосах, 2 — общее значение по опытным данным при двух циркуляционных насосах.

нанесены значения коэффициента теплопередачи конденсатора, подсчитанного по формуле (4), а также общего коэффициента теплопередачи, подсчитанного по опытным данным при двух работающих циркуляционных насосах. Из графика видно, что расчетные значения коэффициента теплопередачи, подсчитанные по формуле (4), выше, чем те, которые имеются в действительности.

Выводы

Описанные выше результаты измерений и расчеты уточняют работу поверхности охлаждения и выявляют причины, вызывающие изменения «внешних» показателей его работы. Основные показатели работы конденсатора не отвечают расчетным данным для конденсатора данного типа и уступают показателям данного типа, приведенными в [1, 3, 4].

Изменение среднего коэффициента теплопередачи в зависимости от режима работы конденсатора определяется главным образом перераспределением тепловых нагрузок по поверхности охлаждения. Для более эффективного использования поверхности охлаждения нужно стремиться к максимально возможному увеличению удельных тепловых нагрузок периферийной части пучка. Эта задача решается подачей более холодной воды во второй ход и улучшением компоновки трубного пучка.

Левая часть первого и второго ходов работает с большей нагрузкой, чем правая. Поэтому целесообразно несимметричное выполнение двух половин трубного пучка. Для уменьшения общего парового сопротивления необходимо увеличение «живого сечения» в периферийной части для

прохода пара с тем, чтобы скорость пара на входе в трубный пучок была равна $w_n = 40\text{—}50 \text{ м/сек}$ [6].

В нижней части пучка желательно стремиться к сокращению трубного пучка — уменьшению числа пересекаемых потоком пара поперечных рядов.

Поверхность охлаждения воздухоохладителя у данного конденсатора составляет 16% от общей поверхности охлаждения всего конденсатора. При количестве воздуха, подсчитанного по данным [4], получается малая скорость паровоздушной смеси при выходе из воздухоохладителя. Это влечет за собой уменьшение коэффициента теплоотдачи с паровой стороны и общего коэффициента теплопередачи конденсатора. Для увеличения скорости паровоздушной смеси целесообразно уменьшение «живого сечения» для прохода смеси в данной части пучка. Количественная сторона этого вопроса требует экономического и теплового расчетов вариантов изменения «живого сечения» и реконструкции компоновки воздухоохладителя. Этот вопрос требует также рассмотрения совместной работы конденсатора и эжектора.

Отмеченные выше недостатки исследованного конденсатора свидетельствуют о возможности дальнейшего его совершенствования за счет улучшения компоновки трубного пучка.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. Д. Берман. Известия ВТИ, № 1, 1952.
 2. Повышение экономичности и надежности работы паротурбинных установок. Сб. научно-исследовательских работ. вып. 6, изд. ВТИ, Свердловск, 1939.
 3. С. Н. Фукс. Теплоэнергетика, № 11, 1955.
 4. В. П. Блюдов. Конденсационные устройства паровых турбин. ГЭИ, 1951.
 5. С. Н. Фукс. Теплоэнергетика, № 8, 1963.
 6. Л. Д. Берман. Известия ВТИ, № 6, 1948.
-