

УДК.621.313.322

А. Н. МИНКО, магистр, инженер-конструктор

К. А. КОБЗАРЬ, заместитель главного конструктора

Государственное предприятие «Электротяжмаш», г. Харьков

НЕИСПРАВНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ. СОВРЕМЕННЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕМОНТУ

Проведен анализ неисправностей систем охлаждения турбогенераторов. Определены возможные пути устранения выделенных неисправностей. Теоретически сформулированы особенности работы систем охлаждения с воздушной и водородной средой охлаждения и проведения ремонта.

Ключевые слова: турбогенератор, воздушная/водородная система охлаждения, охлаждающая среда, ремонт системы охлаждения, теплообменник.

Проведено аналіз несправностей систем охолодження турбогенераторів. Визначено можливі шляхи усунення виділених несправностей. Теоретично сформульовані особливості роботи систем охолодження з повітряним і водневим середовищем охолодження та проведення ремонту.

Ключові слова: турбогенератор, повітряна/воднева система охолодження, охолоджуюче середовище, ремонт системи охолодження, теплообмінник.

Введение

Постоянная конкуренция среди производителей электромашиностроительной отрасли диктует новые технические и технологические требования к современным турбогенераторам (ТГ). Важным технико-экономическим показателем эффективности ТГ является ремонтоспособность его системы охлаждения, которая определяет экономическую целесообразность и длительность срока службы ТГ, т. е. конкурентоспособность машины, и выражается финансовым соотношением затраченных средств на длительность срока эксплуатации.

Постановка задачи и анализ литературы

Технический и экономический уровень ремонта и реконструкции (модернизации) тепловых и атомных электростанций во многом зависит от себестоимости основного оборудования [1–2], т. е. турбогенератора, турбины, котла. Генерируемая мощность и приемлемая способность к ремонту ТГ имеют прямую зависимость от применяемых в них систем охлаждения.

Анализ мировых стандартов, работа на мировых рынках сбыта, статистические данные, полученные лабораторным путем, практика проектирования турбогенераторов показывают высокую конкурентоспособность ТГ с высоким уровнем ремонтоспособности. Так, например, плановый ремонт стоимостью 5% от цены турбогенератора увеличивает срок службы агрегата на 20–22 %, в зависимости от общего срока эксплуатации.

Нашей задачей является структурировать и обобщить основные виды неисправностей систем охлаждения ТГ и сформулировать рекомендации по устранению распространенных неисправностей не только с целью улучшения технических и эксплуатационных показателей ТГ, но и повышения конкурентоспособности ТГ отечественного производства, за счет увеличения срока службы турбоагрегата.

Целью работы является анализ неисправностей систем охлаждения ТГ, определение возможных путей устранения выделенных неисправностей, а так же теоретическое обоснование особенностей работы систем охлаждения с воздушной и водородной средой охлаждения.

Основная часть

Анализ тепловых расчетов турбогенераторов, выпускаемых заводом «Электротяжмаш»

(г. Харьков, Украина), позволяет отметить [3–4], что в ТГ с водородным охлаждением существует запас по превышению температуры нагрева машины в 10–15 % по отношению к допустимой температуре нагрева принятого класса нагревостойкости изоляции. Тенденция по наличию температурного запаса так же прослеживается у ТГ с воздушной системой охлаждения и составляет 8–12 % по отношению к допустимой. Такой заложенный температурный потенциал дает возможность для осуществления большого спектра ремонтных работ систем охлаждения ТГ, кроме того, как показывает практика, успешно реализуются методы модернизации конструкции ТГ с целью повысить номинальную мощность турбоагрегата. Так, например, в период 2010 года реализуется реконструкция блока Луганской ТЭС (г. Счастье) мощностью 200 МВт, вследствие проведенного ремонта мощность блока составит 210 МВт, (здесь следует учитывать возможности резерва турбинной установки).

На заводе «Электротяжмаш» успешно изготавливаются и проходят ремонт (модернизацию) ТГ с водородной и воздушной системами охлаждения, мощностью в диапазоне 200 – 600 МВт, и 6 – 160 МВт, соответственно. В связи с технической целесообразностью и финансовой эффективностью проработки вопросов неисправностей систем охлаждения ТГ в настоящее время ведется поиск инженерно-конструкторских решений (рекомендаций) относительно оптимизации методов ремонта систем охлаждения ТГ.

Новые разработки конструкций турбоустановок сфокусированы не только на повышение мощности в исходном габарите и увеличении срока службы ТГ, но направлены и на уменьшение материалоемкости элементов конструкции, осуществляющих охлаждение ТГ.

В огромной степени особенность материалоемкости для осуществления охлаждения ТГ зависти от его охлаждающей среды (хладагента). В первую очередь необходимо учитывать физические свойства хладагента и технические параметры условий его эксплуатации (т.е. давление, разность температур, направление потоков и д.р.).

Расход охлаждающей среды (в m^3), необходимый для отвода тепла из ТГ, равен:

$$V = \frac{\rho}{c \cdot \Theta_B};$$

где ρ – отводимые потери, $kВт$; c – удельная объемная теплоемкость охлаждающей среды, $Дж/(град \cdot m^3)$; $\Theta_B = V_r - V_c$ – превышение температуры выходящей из ТГ нагретой охлаждающей среды V_r над температурой поступающей в ТГ охлаждающей среды V_c , $^{\circ}C$.

Для воздуха $c = 1100 \text{ Дж}/(град \cdot m^3)$. Величина Θ_A в зависимости от системы вентиляции, конструкции ТГ и его мощности изменяется в пределах 12–30 $^{\circ}C$. Таким образом, на 1 $kВт$ потерь необходимое количество воздуха:

$$V = \frac{1000}{1100 \cdot (12 \div 30)} = 0.03 \div 0.075 \text{ [м}^3/\text{сек]}, \text{ или } 110 \div 270 \text{ [м}^3/\text{час]}.$$

Для водорода при атмосферном давлении также $c = 1100 \text{ Дж}/(град \cdot m^3)$, и поэтому объемный расход водорода такой же, как и в случае воздушного охлаждения. Удельная объемная теплоемкость водорода изменяется пропорционально давлению, и поэтому при повышенном давлении водорода его объемный расход соответственно уменьшается. Однако весовой расход водорода не зависит от давления и будет в 14,4 раза меньше весового расхода воздуха.

Для воды $c = 3500\text{--}1100 \text{ Дж}/(град \cdot m^3)$. Соответственно при прочих равных условиях объемный расход воды в 3500 раз меньше, чем воздуха. Это позволяет уменьшить скорости течения воды и сечения каналов.

Кратко обозначим параметры классических сред охлаждения: воздушную, водородную и водяную. Ниже приведена [5] таблица с параметрами воздушной среды охлаждения ТГ, см. табл. 1.

Таблица 1

Физические параметры воздуха

Температура, °С	Давление, МПа	Плотность, кг/м ³	Кинематическая вязкость, 10 ⁻⁶ м ² /°С	Коэффициент объемного расширения, 10 ⁻³ /°С	Теплопроводность, Вт/(м·°С)	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С)
20	0,1	1,2046	14	3,413	0,0258	1004,2
	0,2	2,4091	7			
	0,3	3,6137	4,7			
40	0,1	1,1276	14	3,195	0,272	1005,6
	0,2	2,2552	7,3			
	0,3	3,3828	4,9			
60	0,1	1,0599	15,4	3,003	0,0287	1007
	0,2	2,1197	7,7			
	0,3	3,1796	5,1			
80	0,1	0,9998	16	2,833	0,0306	1008,4
	0,2	1,9996	8			
	0,3	2,9994	5,3			
100	0,1	0,94662	16,7	2,681	0,032	1009,8
	0,2	1,8924	8,3			
	0,3	2,8386	5,6			

Одной из наиболее распространенных причин нарушения режима работы [6–7] системы охлаждения является засорение фильтров, и как следствие, уменьшение расхода воздуха. Недостаточный расход воздуха при номинальной нагрузке вызывает увеличение его перегрева, как это видно из уравнения, справедливого для любой системы охлаждаемой воздухом:

$$\Delta t_{возд} = \frac{\sum P}{1,1 \cdot Q_{возд}};$$

где, $\Delta t_{возд}$ – перегрев, °С; $\sum P$ – суммарные потери в генераторе, отводимые охлаждающим воздухом, кВт; 1,1 – значение произведения удельного веса воздуха на теплоемкость при 35° С; $Q_{возд}$ – количество воздуха, циркулирующего через генератор, м³/сек.

В эксплуатации при увеличении перегрева воздуха в турбогенераторе необходимо иметь в виду не только уменьшение расхода охлаждающей среды, но и увеличение потерь, нарушение контактов в местах соединения обмоток и др.

Ниже приведена таблица с параметрами водородной среды охлаждения ТГ, см. табл. 2.

Таблица 2

Физические параметры водорода

Температура, °С	Давление, МПа	Плотность, кг/м ³	Кинематическая вязкость, 10 ⁻⁶ м ² /°С	Коэффициент объемного расширения, 10 ⁻³ /°С	Теплопроводность, Вт/(м·°С)	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С)
20	0,1	0,0873	98,2	3,413	0,1823	14231,4
	0,2	0,1675	49,1			
	0,3	0,2512	32,7			
40	0,1	0,0784	102,8	3,195	0,1907	14283,8
	0,2	0,1568	51,4			
	0,3	0,2352	34,3			
60	0,1	0,0737	107,3	3,003	0,1990	14336,2
	0,2	0,1474	53,6			
	0,3	0,221	35,8			

Продолжение таблицы 2						
80	0,1	0,0695	111,6	2,833	0,2074	14388,6
	0,2	0,139	55,8			
	0,3	0,2085	37,2			
100	0,1	0,0658	115,8	2,681	0,2158	14441
	0,2	0,1316	57,9			
	0,3	0,1973	38,6			

Довольно часто водородное охлаждение применяется в сочетании с охлаждением обмотки статора (реже – обмотки ротора) водой, что в значительной степени повышает эффективность отвода тепла. Кроме того, вода является вторичным хладагентом для осуществления теплообмена в газоохладителях (воздухоохладителях). Однако здесь есть и свои недостатки.

Не редко при эксплуатации турбогенератора были зафиксированы случаи засорение трубок теплообменников илом, грязью, инородными предметами, что приводило к заметному снижению расхода воды и увеличению её перегрева. Расход воды и перегрев связаны зависимостью:

$$\Delta t_{\text{воды}} = 0,86 \cdot \frac{\sum P}{Q_{\text{воды}}};$$

где, $Q_{\text{воды}}$ – количество воды, $м^3/ч$. 0,86 – тепловой эквивалент.

Обычно значение $\Delta t_{\text{воды}}$ в воздухоохладителях турбогенераторов лежит в пределах 2–3° С. С увеличением $\Delta t_{\text{воды}}$ уменьшается эффективность теплообменника. Ниже представлены параметры воды, как хладагента, см. табл. 3.

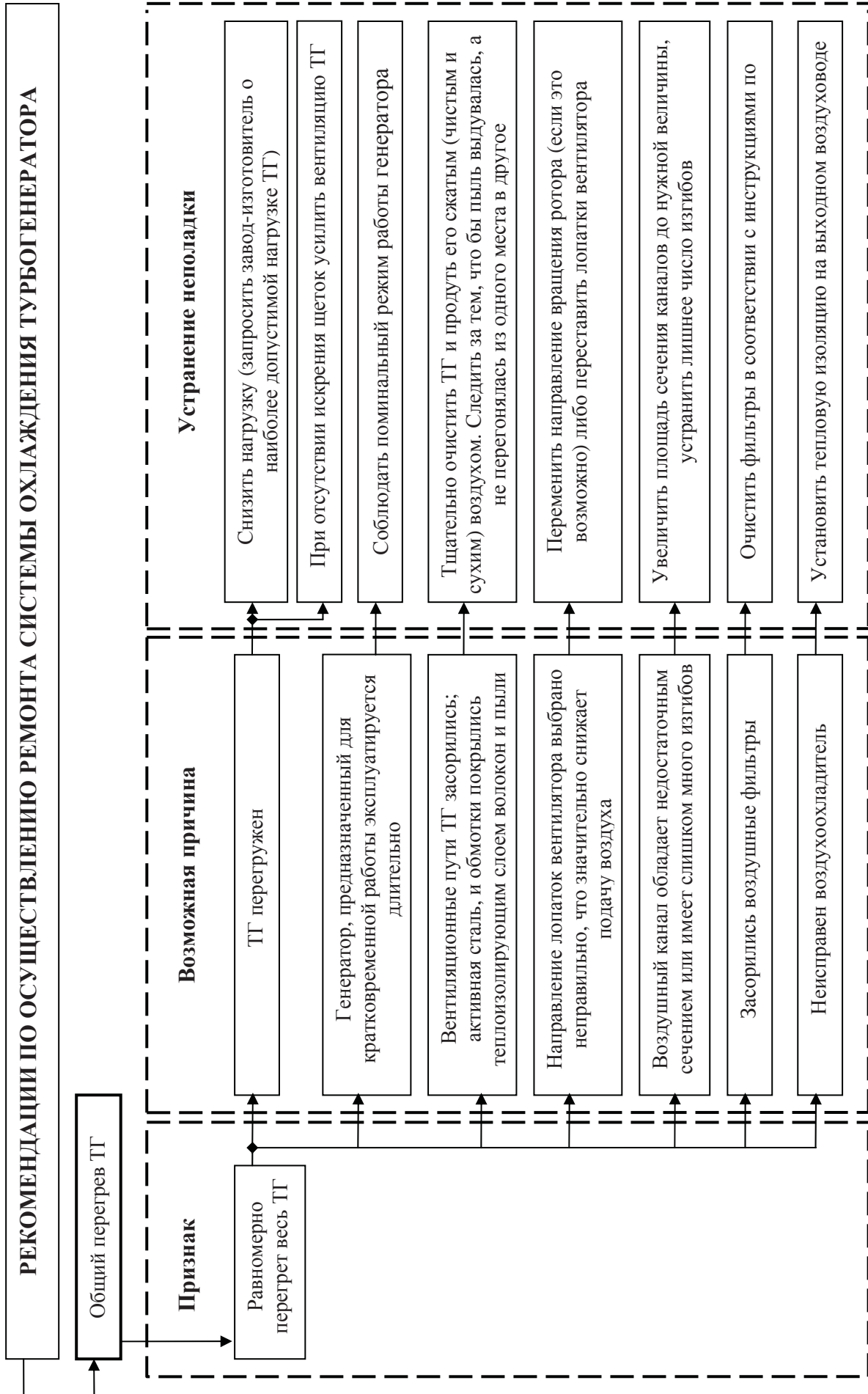
Таблица 3

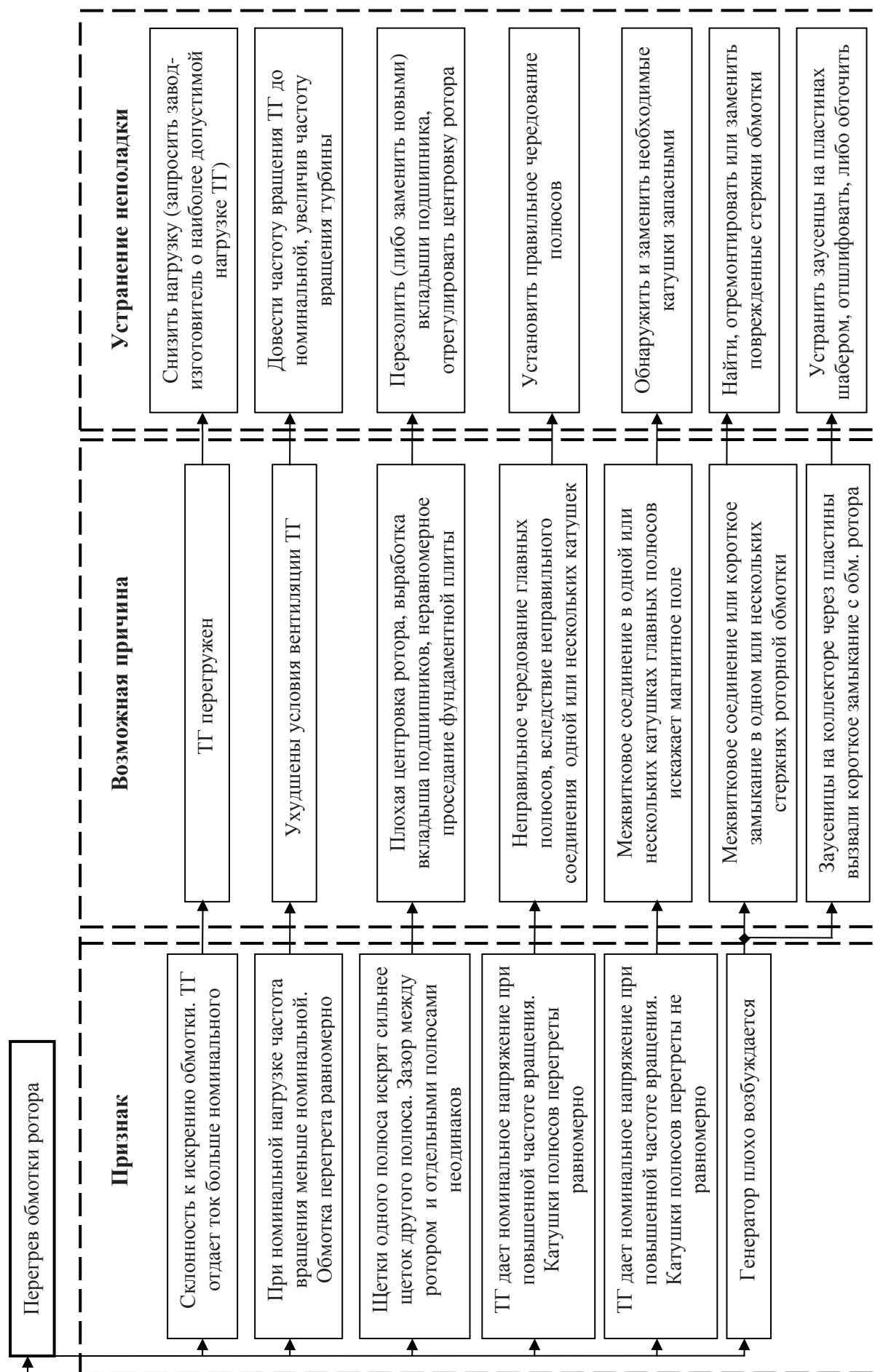
Физические параметры воды

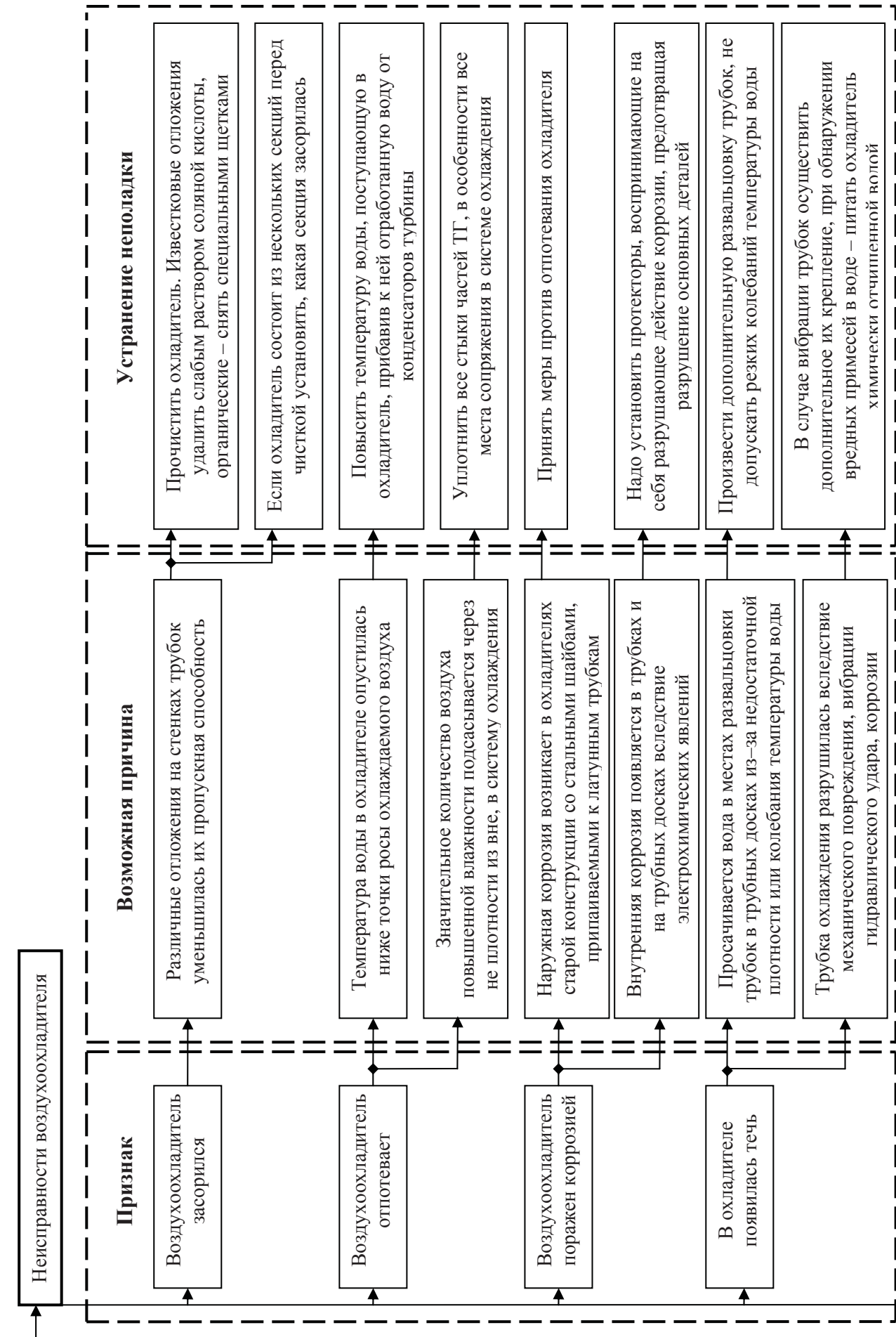
Температура, °С	Плотность, кг/м ³	Кинематическая вязкость, 10 ⁻⁶ м ² /°С	Коэффициент объемного расширения, 10 ⁻³ /°С	Теплопроводность, Вт/(м·°С)	Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С)
20	993,4519	1	0,197	0,57999	4195,1
40	985,3269	0,7	0,383	0,60868	4180,9
60	977,2686	0,5	0,508	0,63737	4192,4
80	969,2761	0,4	0,633	0,66605	4204
100	961,3491	0,3	0,757	0,69474	4215,6

При водяном охлаждении мощность машины ограничивается в основном уже не условиями нагрева, а другими техническими и экономическими показателями.

В ходе работы проанализированы конструкции ТГ украинского и российского производства, для сравнения динамики возникновения неполадок и сбоев в работе системы охлаждения ТГ (акцент делался на ТГ с воздушной системой охлаждения, как наиболее перспективных). На основании технического анализа мы обобщили сведения о наиболее распространенных случаях повреждение и неполадок в системах охлаждения, выделили характерные признаки неполадок и сформулировали возможные причина их возникновения. Кроме того, нами предложены варианты устранения повреждений и неполадок систем охлаждения ТГ. Вышеизложенное представлено в структурно-следственной схеме рекомендаций по осуществлению ремонтных работ систем охлаждения ТГ, см. рис. 1.







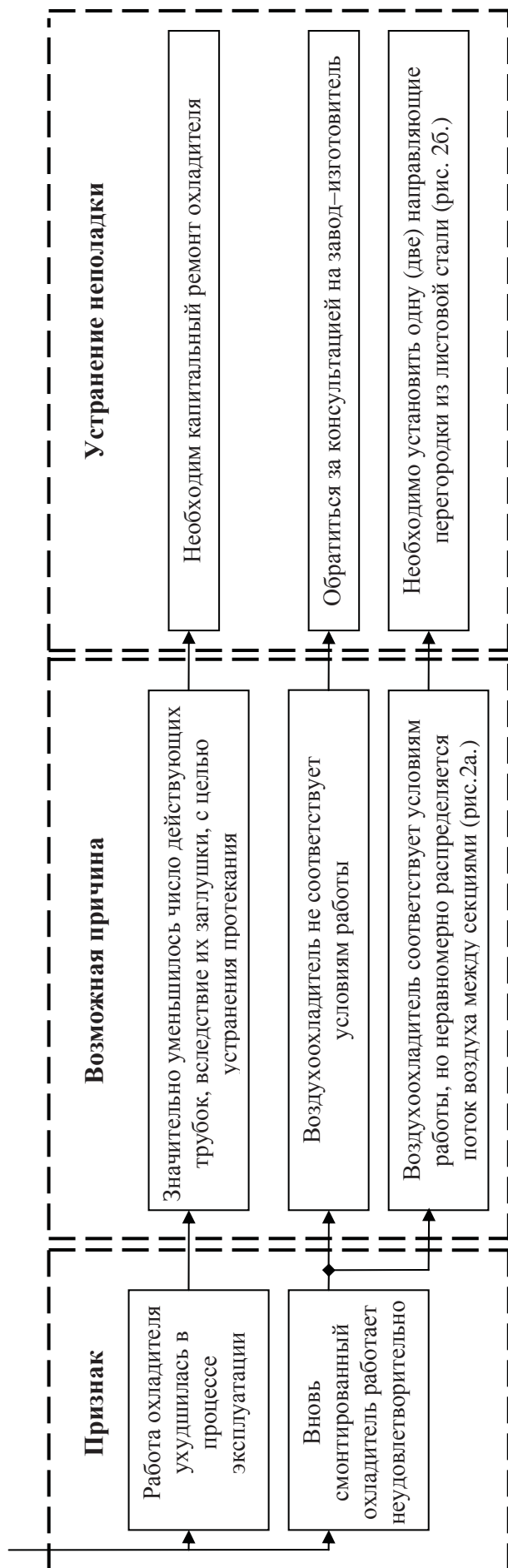


Рис. 1 Рекомендации по осуществлению ремонта систем охлаждения турбогенератора

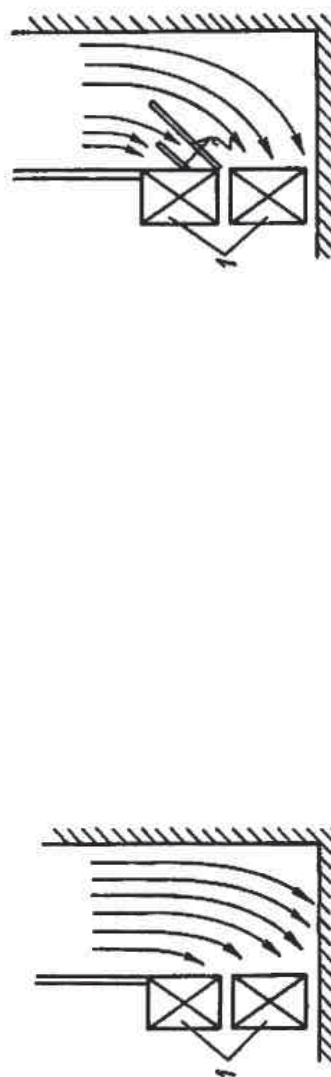


Рис. 2. Распределение потока воздуха между секциями воздухоохладителя:
 а – неравномерное; б – равномерное;
 1 – секция воздухоохладителя; 2 – направляющая перегородка

Выводы

1. На основании анализа технических данных и отечественного опыта проведения ремонта и модернизации электрических машин выделены основные неисправности систем охлаждения ТГ.

2. Сформулированы технические рекомендации для осуществления современного ремонта (модернизации) ТГ, на основе которых может быть разработана техническая документация (инструкции, СтП д.р.) о правилах диагностики и дефектации узлов, которые осуществляет вентиляцию (систему охлаждения) в ТГ.

3. Приведены технические параметры хладагентов, осуществляющих отвод тепла в ТГ с воздушной и водородной (водородно-водяной) системами охлаждения.

4. Установлено, что своевременный и эффективный ремонт системы охлаждения ТГ является экономически выгодным мероприятием, подчеркнута необходимость производства ТГ с высоким уровнем ремонтоспособности и широкими возможностями дальнейшей модернизации.

Список литературы

1. Кузьмин В. В., Кобзарь К. А., К вопросу повышения КПД турбогенераторов с воздушной системой охлаждения, Вестник НТУ ХПИ, 2001, № 17. – С. 91–92.

2. Лигерман И. И., Вентиляция электрических машин промышленных предприятий. – М.: 1981. – С. 88.

3. R.Joho et al, Type-tested air-cooled turbo-generator in the 500 MVA range. CIGRE Session-2000, P. 11–101.

4. Кузьмин В. В., Кобзарь К. А. К вопросу выбора системы вентиляции в турбогенераторах малой мощности с воздушным охлаждением, Электротехника та електромеханіка, 2003, № 1. – С. 124–126.

5. Аврух В. Ю., Дугинов Л. А., Теплогидравлические процессы в турбо и гидрогенераторах. – М.: 1991. – 208 с.

6. Гемке Р. Г., Неисправность электрических машин/ Под ред. Р. Б. Уманцева. – Л.: 1989. – 336 с.

7. Филиппов И.Ф. Вопросы охлаждения электрических машин. – М.: Госэнергоиздат, 1974. – 334 с.

THE FAULTS OF THE SYSTEMS OF THE COOLING TURBO-ALTERNATOR. MODERN RECOMMENDATION ON REPAIR

A. N. MINKO, masters degree, engineer designer

К. А. КОБЗАР, deputy of main designer

The Organized analysis of the faults of the systems of the cooling turbo-alternator. The possible ways of the eliminating the chosenned faults are Determined. Is it Theoretically worded particularities of the functioning the systems of the cooling with air and hydrogen ambience of the cooling and undertaking the repair.

Поступила в редакцию 18.04 2011 г.