

Особенности виброналадки Т-185/210-16,2

- Шкляров М. И., ПАО "Силовые машины" СКБ "Турбина", Санкт-Петербург
- Лебедько Н. С., ПАО "Силовые машины" СКБ "Турбина", Санкт-Петербург
- Рыжков А. А., ПАО "Силовые машины" СКБ "Турбина", Санкт-Петербург
- Насредин В. Д., ПАО "Силовые машины" СКБ "Турбина", Санкт-Петербург
- Рочев Н. С., ПАО "Силовые машины" СКБ "Турбина", Санкт-Петербург
- Миронов А. М.¹, ПАО "Силовые машины" СКБ "Турбина", Санкт-Петербург

Рассматриваются вопросы некоторых особенностей вибрационного состояния головного образца турбоагрегата Т-185/210-16,2 + ТЗФП-220-2УЗ в первые годы его эксплуатации, потребовавших тщательных вибрационных исследований и анализа для выявления основных причин повышенной вибрации опор и валопровода турбоагрегата. Среди основных причин повышенной вибрации турбоагрегата наряду с незначительным остаточным небалансом, возникшим при соединении роторов, оказались особенности конструкции, а также режимные факторы. Разработанный и реализованный комплекс мероприятий, направленных на снижение вибрации опор и шеек роторов турбоагрегата, позволил снизить её на всех режимах его работы до уровня, удовлетворяющего требованиям международных стандартов.

Ключевые слова: турбоагрегат, валопровод, вибрация, виброгаситель, опора, шейка ротора.

Для повышения эффективности виброналадки турбоагрегатов (ТА), сокращения материальных и временных затрат на её проведение важно учитывать имеющиеся наработки и применять уже реализованные методы и технологии [1 – 3], обмениваться накопленным опытом и полезной информацией. В определённой степени новые положительные результаты были получены при проведении виброналадки головного образца турбоагрегата Т-185/210-16,2 + ТЗФП-220-2УЗ, введённого в эксплуатацию весной 2010 г. Схема турбоагрегата приведена на рис. 1.

Генератор турбоагрегата является головным образцом новой серии генераторов с воздушным охлаждением такой мощности. Турбина с такими параметрами выполнена в единственном экземпляре и также имеет свои особенности в плане виброналадки. На турбоагрегате установлена штатная аппаратура контроля вибрации подшипников и шеек роторов швейцарской фирмы "Виброметр".

На головном образце турбоагрегата в первые годы эксплуатации выявились некоторые особенности вибрационного состояния:

1. На режиме холостого хода вибрация подшипников турбоагрегата была удовлетворительной, но при наборе мощности вибрация корпуса подшипников № 5 – 6 значительно увеличивалась. Для её снижения, в качестве временной меры, на нём были установлены два динамических виброгасителя балочного типа. Они эффективно уменьшают вибрацию подшипников № 5 – 6 во всех направлениях (что устраивает заказчика), но, к сожалению, не уменьшают мощности источника вибрации.

2. После планово-предупредительного ремонта (ППР) 2012 г. практически на всех подшипниках и шейках роторов имело место волнообразное изменение вибрации с периодом 1,5 – 2 ч и уровнем в пределах требований стандарта, продолжавшиеся вплоть до следующего ППР 2013 г.

3. После ППР в 2014 г. при наборе мощности повышалась вибрация шейки ротора (в районе опоры № 3) в поперечном направлении до верхнего предела требований стандарта. Она была снижена балансировкой валопровода.

В данной статье последовательно рассмотрены вопросы виброобследования, анализа данных и проведённых мероприятий по устранению перечисленных недостатков.



Рис. 1. Схема турбоагрегата:

1 – 8 – номера опор/подшипников турбоагрегата

Вибрация подшипников № 5 – 6. Начиная с пуска из монтажа на турбоагрегате имело место значительное увеличение вибрации подшипников № 5 – 6 при повышении активной и реактивной мощности генератора, особенно в осевом направлении, в основном за счёт оборотной составляющей. Оборотные составляющие вибрации подшипников с фазовыми углами на первых пусках турбоагрегата из монтажа в 2010 г. при мощности 85 и 205 МВт приведены в табл. 1 (без виброгасителей на корпусе подшипников № 5 – 6).

Исследованиями было установлено, что источником повышения вибрации подшипников при увеличении мощности ТА является ротор генератора. Для её снижения, в качестве временной меры, на аварийных бачках корпуса подшипников № 5 – 6 были установлены два динамических виброгасителя балочного типа конструкции завода “Электросила” (рис. 2). Они эффективно уменьшают вибрацию подшипников во всех направлениях, и с их помощью до настоящего времени обеспечивается удовлетворительный уровень виб-



Рис. 2. Динамический виброгаситель балочного типа

рации во всём диапазоне нагрузок, что устраивает заказчика.

Оборотные составляющие вибрации и её фазовые углы при пусках турбоагрегата в 2013 г. на режимах холостого хода и при нагрузке 85 МВт при отключённых и включённых виброгасителях приведены в табл. 2 и 3. Суммарная вибрация ТА при

Таблица 1

Вибрация подшипников ТА(в миллиметрах в секунду)

Мощность ТА N_a , МВт	Направление	Подшипник							
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
85	В	–	–	0,7 (6/295)	0,7 (6/302)	0,5 (4/292)	1,0 (8/198)	0,3 (2/316)	0,8 (6/202)
	П	–	–	–	–	0,5 (4/142)	0,6 (5/168)	0,8 (7/160)	0,3 (2/122)
	О	–	–	–	–	2,2 (19/170)	2,2 (19/172)	–	–
205	В	–	–	0,3 (2/336)	1,4 (12/326)	2,6 (23/56)	3,0 (26/228)	2,1 (18/50)	0,3 (3/323)
	П	–	–	–	–	0,6 (5/194)	0,3 (3/315)	0,7 (6/153)	0,2 (1/229)
	О	–	–	–	–	8,2 (73/248)	8,3 (73/248)	–	–

Примечания: 1. В скобках приведены значения обратной составляющей вибрации подшипников: числитель – в микрометрах, знаменатель – в градусах. 2. В, П, О – вертикальное, поперечное и осевое направление.

Таблица 2

Оборотная составляющая вибрации подшипников при отключённых виброгасителях

Режим ТА	Направление	Подшипник							
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
Холостой ход	В	–	–	6/84	5/283	14/4	9/152	13/8	10/333
	П	–	–	6/22	2/13	5/2	4/304	11/355	3/354
	О	–	–	–	16/58	30/169	–	7/34	7/8
$N_a = 85$ МВт	В	–	–	–	–	34/55	21/183	15/352	–
	П	–	–	–	–	4/19	4/225	6/358	–
	О	–	–	–	–	66/229	68/225	15/144	–

Примечания: 1. В числителе приведены данные в микрометрах, в знаменателе – в градусах. 2. В, П, О – вертикальное, поперечное и осевое направление.

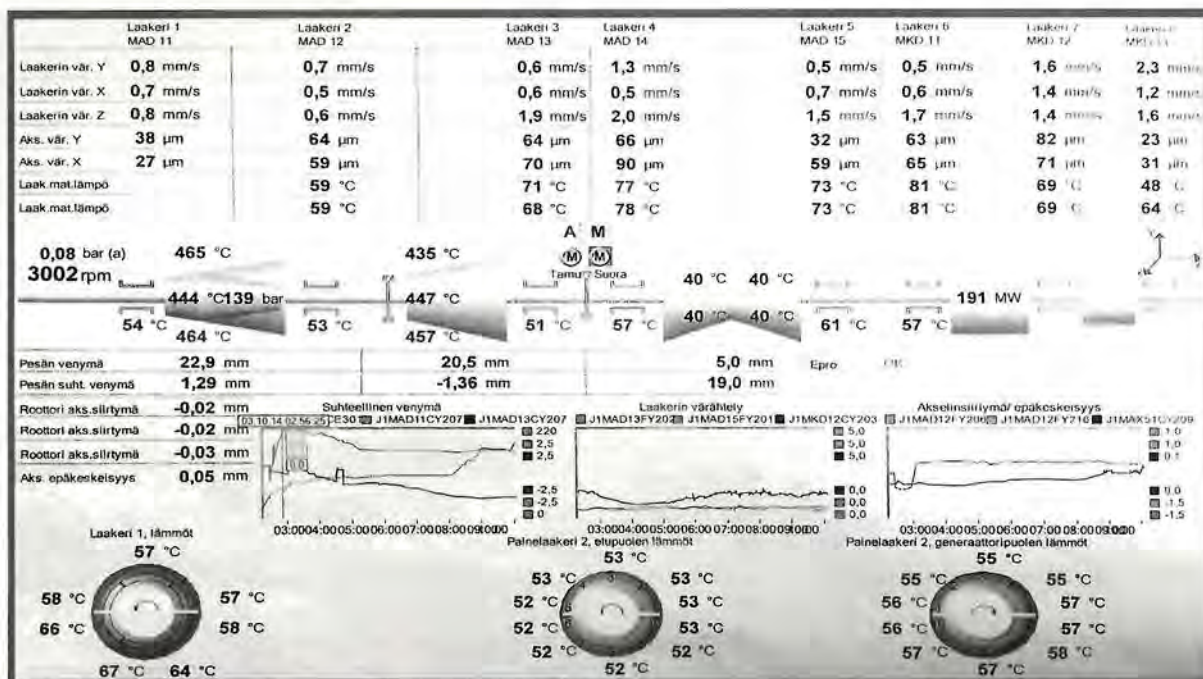


Рис. 3. Суммарная вибрация корпусов подшипников и шеек роторов

включённых виброгасителях при нагрузке 191 МВт представлена на диаграмме штатной аппаратуры контроля вибрации (рис. 3).

С целью дополнительного снижения уровня вибрации корпуса подшипников № 5 – 6 целесообразно провести балансировку ротора генератора при отключённых виброгасителях с учётом изменения вибрации при наборе мощности. Это мероприятие уменьшит мощность источника вибрации – “нагрузочного” небаланса и, как минимум, уменьшит компенсирующую мощность вибратора и уровень вибрации его балок, размах вибрации которых в периферийных сечениях достаточно высок.

Волнообразное изменение вибрации подшипников и шеек турбоагрегата. Во время ППР 2012 г. с целью предотвращения протечки масла из корпуса подшипников № 5 – 6 были модернизированы

два масляных уплотнения – корпуса подшипника № 5 со стороны турбины и вкладыша подшипника № 5 со стороны турбины. При этом в осевой зазор между латунными лабиринтовыми гребнями были установлены антифрикционные уплотнительные вставки для минимизации радиального зазора вплоть до непосредственного контакта вставок с поверхностью ротора.

После данной модернизации вибрация подшипников и шеек роторов турбоагрегата стала циклически волнообразно изменяться с периодом 1,5 – 2 ч. При этом периодичность и максимальный уровень вибрации не превышал требований стандарта.

Во время определения причин этого явления при экспериментальном отключении виброгасителей на подшипниках № 5 – 6 волнообразное изме-

Таблица 3

Оборотная составляющая вибрации подшипников при включённых виброгасителях

Режим ТА	Направление	Подшипник							
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
Холостой ход	В	–	–	6/84	5/283	3/320	2/100	–	–
	П	–	–	6/22	2/13	–	–	–	–
	О	–	–	–	16/58	–	–	–	–
$N_a = 85$ МВт	В	–	–	7/89	13/207	5/298	3/130	15/347	21/300
	П	–	–	6/40	2/35	4/23	2/86	11/340	5/50
	О	–	–	23/47	24/48	9/95	9/96	16/3	14/358

Примечания: 1. В числителе приведены данные в микрометрах, в знаменателе – в градусах. 2. В, П, О – вертикальное, поперечное и осевое направление.

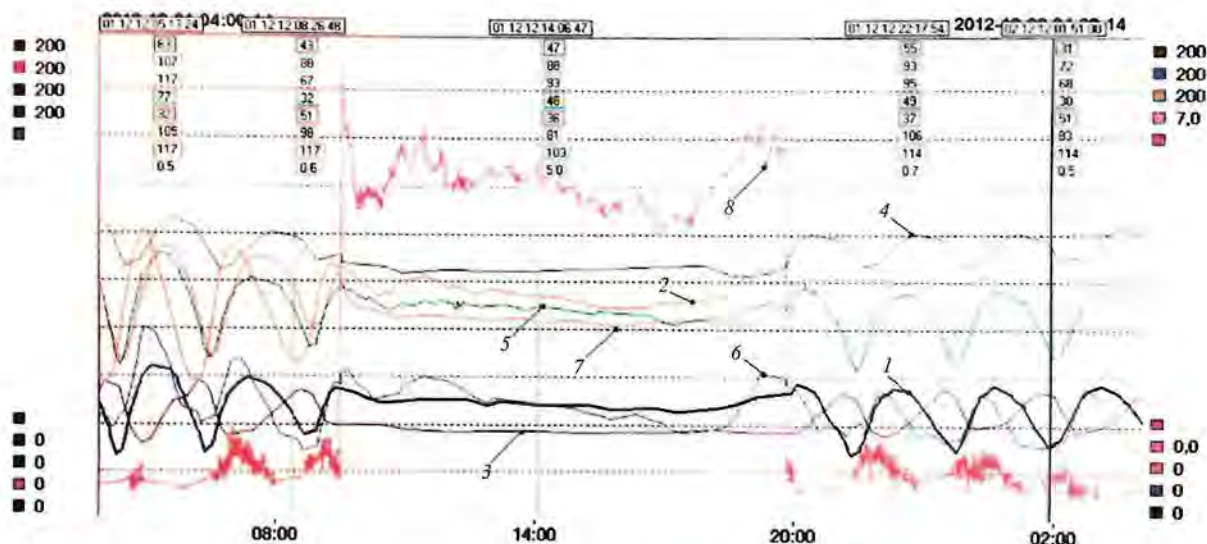


Рис. 4. Тренд поперечной вибрации шеек роторов при отключении виброгасителей:

1 – 7 – вибрация (виброперемещение) шейки ротора в районе опоры № 1, 3, 5, 7, 2, 4 и 6 соответственно, мкм; 8 – вибрация (виброскорость) подшипника № 5, мм/с

нение вибрации прекращалось (рис. 4). При этом, как обычно, возрастала вибрация подшипников № 5 – 6, поэтому испытания происходили при ограничении мощности до 85 МВт. После включения виброгасителей через 8 ч это изменение вибрации появилось вновь.

Был убран уплотнительный шнур только из уплотнения корпуса подшипника (без его вскрытия) – волнообразные изменения вибрации сохранились, причём они периодически исчезали, скорее всего, в зависимости от незначительных изменений частоты сети (рис. 5). При этом протечки масла из уплотнения увеличились.

Перед ППР 2013 г. повторно был проведён эксперимент с отключением виброгасителей – волнообразные изменения вибрации не исчезали, как в предыдущем случае.

Во время ППР 2013 г. уплотнительный шнур был убран из уплотнения вкладыша подшипника № 5. Без модернизированных уплотнений контактного типа волнообразные изменения вибрации не наблюдались за весь период эксплуатации до ППР 2014 г., но со «старыми» уплотнениями увеличились протечки масла.

Во время ППР 2014 г. в корпусе подшипников № 5 – 6 были установлены новые уплотнения контактного типа с подпружиненными уплотнительными сегментами вместо жёстко закреплённых полуколец и с использованием тех же антифрикционных уплотнительных вставок между гребнями [4]. Волнообразное изменение вибрации с момента установки новых уплотнений до настоящего времени не наблюдается, протечки масла из уплотнения отсутствуют.

Явление волнообразного изменения вибрации подобного типа на турбоагрегатах авторами статьи

было отмечено впервые и, по всей вероятности, было вызвано следующими причинами:

неравномерным нагревом поверхности ротора в сечении контакта с уплотнительным шнуром из-за повышенного давления, вибрации и радиального биения вала под уплотнением;

неблагоприятным соотношением частоты сети (частоты вращения ротора) и собственной частоты колебаний установленного динамического виброгасителя.

Нормализация температуры баббита подшипника № 3 и снижение вибрации шейки ротора. После ППР 2013 г. при работе ТА под нагрузкой температура баббита подшипника № 3, равная 85 – 90°C, на 13 – 17°C превышала температуру баббита подшипника № 4, равную 72 – 73°C, что свидетельствовало о перекосе и возможной повышенной нагруженности подшипника № 3. При этом на режиме максимальной нагрузки 200 МВт и при отключённом теплофикационном отборе температура баббита подшипника № 3 несколько раз увеличивалась до 93 – 94°C. При включении системы гидроподъёма температура уменьшалась на 10°C, но увеличивалась вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 в поперечном направлении с 120 – 130 до 190 – 200 мкм. При всех режимах работы температура масла на сливе равнялась 47 – 49°C.

Для нормализации температурного состояния вкладыша подшипника № 3 и выравнивания загрузки подшипников № 3 – 4 была изменена предварительная центровка роторов РСД – РНД по полумуфтам – вкладыш подшипника № 3 опустили на 0,15 мм (рис. 6). В результате этого мероприятия температура баббита подшипника № 3 уменьшилась до 75 – 76°C и выровнялась с температурой баббита подшипника № 4, но увеличилась

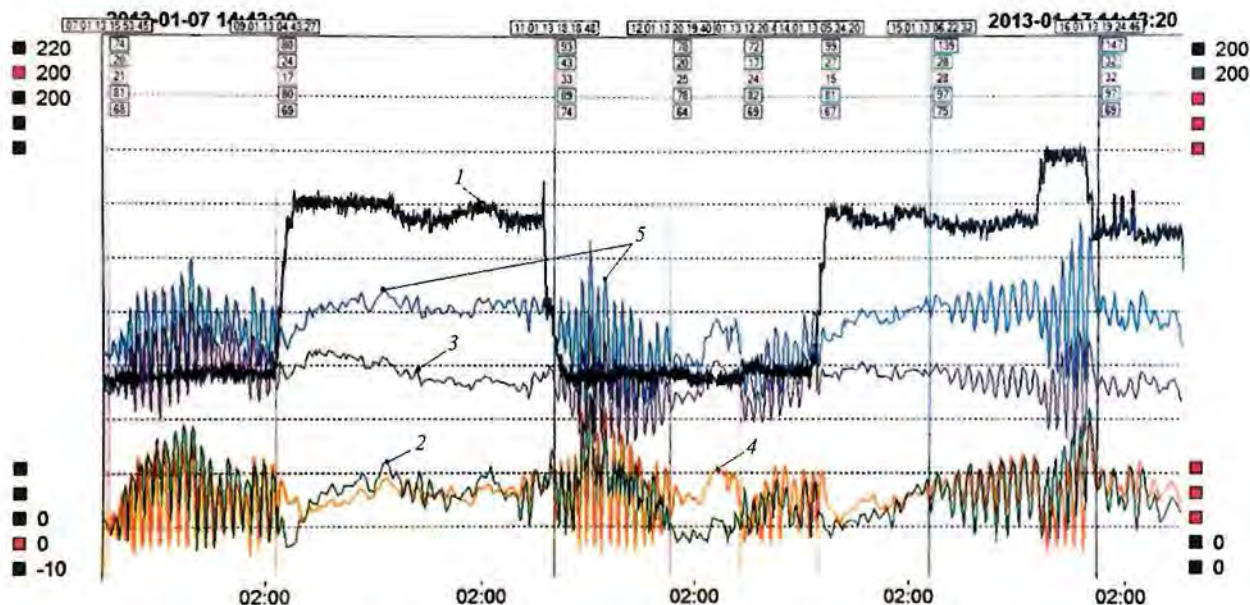


Рис. 5. Тренд вибрации шеек роторов в районе опор № 3, 4 и активной нагрузки после снятия уплотнительного шнура из уплотнения подшипника № 5:

1 – активная нагрузка, МВт; 2, 3 – вертикальная вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 и 4 соответственно, мкм; 4, 5 – поперечная вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 и 4 соответственно, мкм

вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 в поперечном направлении до 150 мкм. После ППР 2014 г. при той же центровке роторов РСД – РНД вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 в поперечном направлении возросла ещё больше – на режиме холостого хода она составляла 120 мкм, но с набором мощности увеличивалась и при нагрузке 200 МВт достигала 210 мкм. Для снижения этой вибрации было рекомендовано установить балансировочный груз на муфту РСД – РНД, но заказчик не соглашался и настаивал на корректировке предварительной центровки роторов, близ-

кой к первоначальной (когда вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 была минимальная).

С учётом разных мнений виброналадка была проведена в два этапа:

1. Проведена корректировка центровки роторов. При проверке центровки полумуфт РСД – РНД выявлены большие отклонения от требуемых формулярных значений, скорее всего, вследствие проседания фундамента. Центровка была исправлена не полностью, только до значений, близких к формулярным, так как проводилась без вскрытия цилиндров из-за недостаточных сроков ремонта. При пуске после ремонта вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 стала ещё выше и на режиме холостого хода достигала 190 мкм. Турбоагрегат был остановлен для установки балансировочного груза.

2. На муфте РСД – РНД установлен балансировочный груз весом 0,540 кг. Вибрация шейки ротора в районе опоры № 3 значительно уменьшилась, на всех режимах была стабильной и не превышала 85 – 90 мкм. Уменьшилась также вибрация подшипников.

Суммарная вибрация корпусов подшипников ТА (виброскорость) и шеек роторов (виброперемещение) после проведённых виброналадок при включённых виброгасителях на номинальном режиме $N = 205$ МВт представлена в табл. 4, 5 и на диаграмме штатной аппаратуры вибрации (рис. 3).

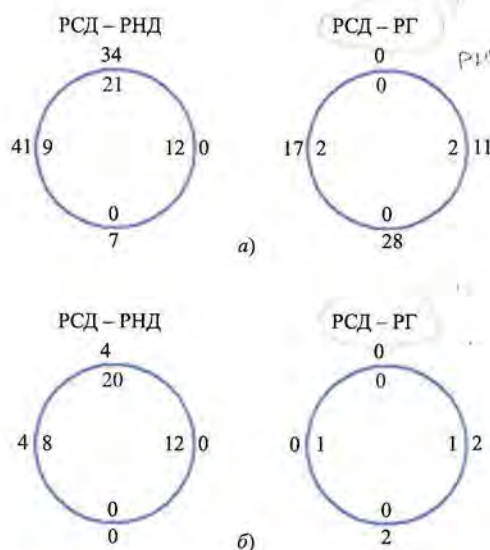


Рис. 6. Значения центровки роторов (в микрометрах) по полумуфтам:

а – начальная центровка; б – центровка после корректировки

Выводы

1. После проведённых виброналадок в настоящее время вибрация подшипников и шеек роторов

Таблица 4

Суммарная вибрация корпусов подшипников (виброскорость в миллиметрах в секунду) при включённых виброгасителях

Направление	Подшипник							
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
В	0,8	0,7	0,6	1,3	0,5	0,5	1,6	2,3
П	0,7	0,5	0,6	0,5	0,7	0,6	1,4	1,2
О	0,8	0,6	1,9	2,0	1,5	1,7	1,4	1,6

Примечания: 1. Режим ТА – номинальный, $N_a = 205$ МВт. 2. В, П, О – вертикальное, поперечное и осевое направление.

Таблица 5

Вибрация шеек роторов (виброперемещение в микрометрах) при включённых виброгасителях

Направление	Подшипник							
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7	№ 8
В	38	64	64	66	32	63	82	23
П	27	59	70	90	59	65	71	31

Примечания: 1. Режим ТА – номинальный, $N_a = 205$ МВт. 2. В, П – вертикальное и поперечное направление.

турбоагрегата удовлетворяет требованиям международных стандартов [5, 6].

2. Динамические виброгасители балочного типа эффективно снижают вибрацию корпусов подшипников, тем не менее, при виброналадках турбоагрегатов в первую очередь необходимо уменьшать виброактивность источника вибрации. В данном случае целесообразно провести балансировку ротора генератора в собственных подшипниках с учётом изменения вибрации при наборе мощности, что, как минимум, уменьшит требуемую компенсирующую мощность вибратора и уровень вибрации его балок.

3. Разработанное в ПАО «Силовые машины» уплотнение контактного типа эффективно себя зарекомендовало в течение двухгодичной эксплуатации. Оно также имеет положительную референцию на других турбоагрегатах.

4. Изменение вибрации шейки валопровода ротора в районе опоры № 3 в течение нескольких лет эксплуатации подтверждает факт, что одинаковый остаточный небаланс может возбуждать различный уровень вибрации подшипников и, особенно,

шеек роторов в зависимости от нагруженности подшипников и масляных зазоров в них.

Список литературы

1. Рунов, Б. Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов [Текст] / Б. Т. Рунов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 352 с.
2. Гольдин, А. С. Вибрация роторных машин [Текст] / А. С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
3. Шкляров, М. И. Разработка и внедрение методов повышения динамической надежности и снижения вибрации турбоагрегатов на стадиях проектирования, доводки и эксплуатации [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. – СПбГПУ, 2007.
4. Лисянский, А. С. Основные результаты модернизации и наладки паровой турбины К-200 – 130 на ТЭС «Матра» (Венгрия) [Текст] / А. С. Лисянский, Н. П. Егоров, А. В. Никольский, Н. С. Лебедев, М. И. Шкляров, А. Ф. Спиридонов // Теплоэнергетика. – 2004. – № 6. – С. 14.
5. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях [Текст]: ИСО 10816-2:2009. – Введ. 2013-12-01. – М.: Стандартинформ, 2014.
6. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на вращающихся частях [Текст]: ИСО 7919-2:2009. – Введ. 2013-12-01. – М.: Стандартинформ, 2014.