

А. С. Гишваров, Д. А. Смышляев

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОПЛИВНОГО АГРЕГАТА ГТД В ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЯХ

Объектом исследования является топливный агрегат газотурбинного двигателя. Решается задача по прогнозированию технического состояния топливного агрегата ГТД, используя математическую модель, связывающую выходные параметры технического состояния с вибронгруженностью. *Математическая модель; быстрое преобразование Фурье; парная корреляция; множественная регрессия; наработка*

Отказы агрегатов топливотрегулирующей системы ГТД могут приводить к различным последствиям, начиная от снижения тяги двигателя до его самопроизвольного останова или даже пожара.

В этом плане актуальным является решение задачи по разработке эффективной системы диагностики состояния, обеспечивающей своевременное принятие решения о возможности дальнейшей эксплуатации агрегата. При этом требуется по результатам косвенных измерений оценить неизвестное состояние объекта диагностики, которые имеют, как правило, не детерминированную, а статистическую связь с неизвестным состоянием. Такая задача решается с применением методов теории вероятности и математической статистики.

Целью проводимого исследования является создание методики диагностики состояния топливного агрегата ГТД, обусловленного его вибронгруженностью в процессе эксплуатации. Исследование проводилось на основе данных эксплуатации 49 топливных агрегатов, эксплуатируемых в составе ГТД.

Исследуемый агрегат входит в систему управления площадью критического сечения реактивного сопла. Отказы данного агрегата приводят к следующим последствиям: невозможность изменения площади критического сечения сопла (следствие – снижение тяги), течь топлива по корпусу двигателя (следствие – возможен пожар), засорение топливной автоматики двигателя стружкой (следствие – непредсказуемые отказы, дорогостоящий ремонт и промывка топливной системы двигателя).

Оценка состояния агрегата проводилась по двум параметрам:

- по механическому износу;

- по вибрации агрегата на различных режимах работы двигателя при его опробовании.

По результатам измерений износа были выявлены агрегаты, относящиеся к одной из следующих групп:

- агрегат является кондиционным (механический износ практически отсутствует);
- агрегат имеет повышенный износ;
- износ агрегата превышает предельный уровень.

Износ, оцениваемый измерением геометрических размеров, является наиболее достоверным методом, однако, имеет ряд существенных недостатков:

- требует значительного времени;
- существует риск повреждения агрегата в процессе измерений.

Вибрационное состояние оценивалось с помощью датчиков вибрации, установленных в осевой и поперечной плоскостях агрегата.

По отдельному каналу контролирующей аппаратуры проводилась запись частоты вращения ротора высокого давления двигателя.

Первичная обработка сигнала проводилась с помощью алгоритмов быстрого преобразования Фурье. Для каждого конкретного случая был получен спектр сигналов вибрации. Далее было проведено разбиение спектра на гармонические составляющие (в зависимости от частоты вращения ротора высокого давления).

При этом с учетом погрешности, вносимой датчиком частоты вращения, строился доверительный интервал для каждой гармонической составляющей, внутри которого определялась максимальная ее величина, которая в последующем принималась за оценочную в процессе моделирования.

Всего в расчете использовались 36 гармонических составляющих для осевого и поперечно-

го каналов. Данное число гармоник было обусловлено тем, что дальнейшее увеличение их количества приводило к перекрытиям доверительных интервалов, что, в свою очередь, не позволяло однозначно относить экстремумы спектра к той или иной гармонике. Исследование проводилось в следующей последовательности:

Оценка коэффициентов парной корреляции:

$$r_{TPo(i)}; r_{TPp(i)}; r_{\tau Po(i)}; r_{\tau Pp(i)}; r_{T\tau}, \quad (1)$$

где $r_{TPo(i)}$ – коэффициент парной корреляции между значениями механического зазора T и значениями гармонических составляющих вибрации осевого канала для $i = 1..36$; $r_{TPp(i)}$ – коэффициент парной корреляции между значениями механического зазора T и значениями гармонических составляющих вибрации поперечного канала для $i = 1..36$; $r_{\tau Po(i)}$ – коэффициент парной корреляции между значениями наработки агрегата τ и значениями гармонических составляющих вибрации осевого канала для $i = 1..36$; $r_{\tau Pp(i)}$ – коэффициент парной корреляции между значениями наработки агрегата τ и значениями гармонических составляющих вибрации поперечного канала для $i = 1..36$; $r_{T\tau}$ – коэффициент парной корреляции между значениями механического зазора T и наработкой агрегата τ . Результаты расчетов приведены в табл. 1.

По результатам расчетов получены следующие максимальные значения коэффициентов корреляции:

$$r_{TPo(i)\max} = r_{TPo(33)(\text{реж. Макс})} = 0,58;$$

$$r_{TPp(i)\max} = r_{TPp(13)(\text{реж. 95\%})} = r_{TPp(33)(\text{реж. Макс})} = 0,62;$$

$$r_{\tau Po(i)\max} = r_{\tau Po(18)(\text{реж. МГ})} = 0,47;$$

$$r_{\tau Pp(i)\max} = r_{\tau Pp(9)(\text{реж. 95\%})} = 0,52;$$

$$r_{T\tau} = 0,32.$$

Значения коэффициентов $r_{TPo(i)\max}$, $r_{TPp(i)\max}$, $r_{\tau Po(i)\max}$ и $r_{\tau Pp(i)\max}$ характеризуют связь между соответствующими параметрами как «связь средней тесноты», а коэффициент $r_{T\tau}$ определяет связь между наработкой агрегата и механическим зазором как «слабую».

Видно, что детерминированная связь между рассматриваемыми параметрами отсутствует.

Оценка многомерной регрессионной связи технического состояния агрегата, определяемого зазором T , в зависимости от его вибрационного состояния. Рассматривались следующие модели:

$$\begin{aligned} T_1 &= a_{37} + \sum_1^{36} a_i Pp_i; T_2 = a_{37} + \sum_1^{36} a_i Po_i; \\ T_3 &= a_{37} + a_{38} \tau + \sum_1^{36} a_i Pp_i; \\ T_4 &= a_{37} + a_{38} \tau + \sum_1^{36} a_i Po_i; T_5 = a_{37} + \sum_1^{36} a_i Pd_i, \end{aligned} \quad (2)$$

где T – зазор, определяющий уровень технического состояния агрегата; P_{pi} – значение i -й гармоники поперечной составляющей вибрации (после нормализации); P_{oi} – значение i -й гармоники осевой вибрации (после нормализации); a_i – коэффициент регрессионной модели; τ – наработка агрегата (после нормализации); P_d – параметр вибрации, определяемый из значений P_p и P_o по формуле:

$$P_{di} = 0,5 \sqrt{Pp_i^2 + Po_i^2}. \quad (3)$$

Таблица 1
Фрагмент результатов расчетов коэффициентов парной корреляции (для осевого канала вибрации на режиме $n_{\text{вд}} = 92\%$)

№ гармонической составляющей	$r_{TPo(i)}$	№ гармонической составляющей	$r_{TPo(i)}$
1	0,19	19	0,37
2	-0,08	20	0,26
3	0,06	21	0,35
4	0,07	22	0,13
5	0,01	23	0,13
6	-0,14	24	0,19
7	0,04	25	0,06
8	0,21	26	-0,08
9	0,05	27	-0,02
10	0,15	28	-0,09
11	0,24	29	-0,09
12	0,09	30	0,01
13	0,35	31	-0,08
14	0,05	32	0,23
15	0,02	33	0,35
16	-0,02	34	0,03
17	0,06	35	0,05
18	-0,08	36	0,29

Для каждой из моделей были определены коэффициенты множественной регрессии.

Из перечня рассмотренных моделей в качестве окончательной была выбрана модель вида:

$$T = a_{37} + \sum_1^{36} a_i P_{di}. \quad (4)$$

Значения коэффициентов регрессионной модели для различных режимов работы двигателя приведены в табл. 2.

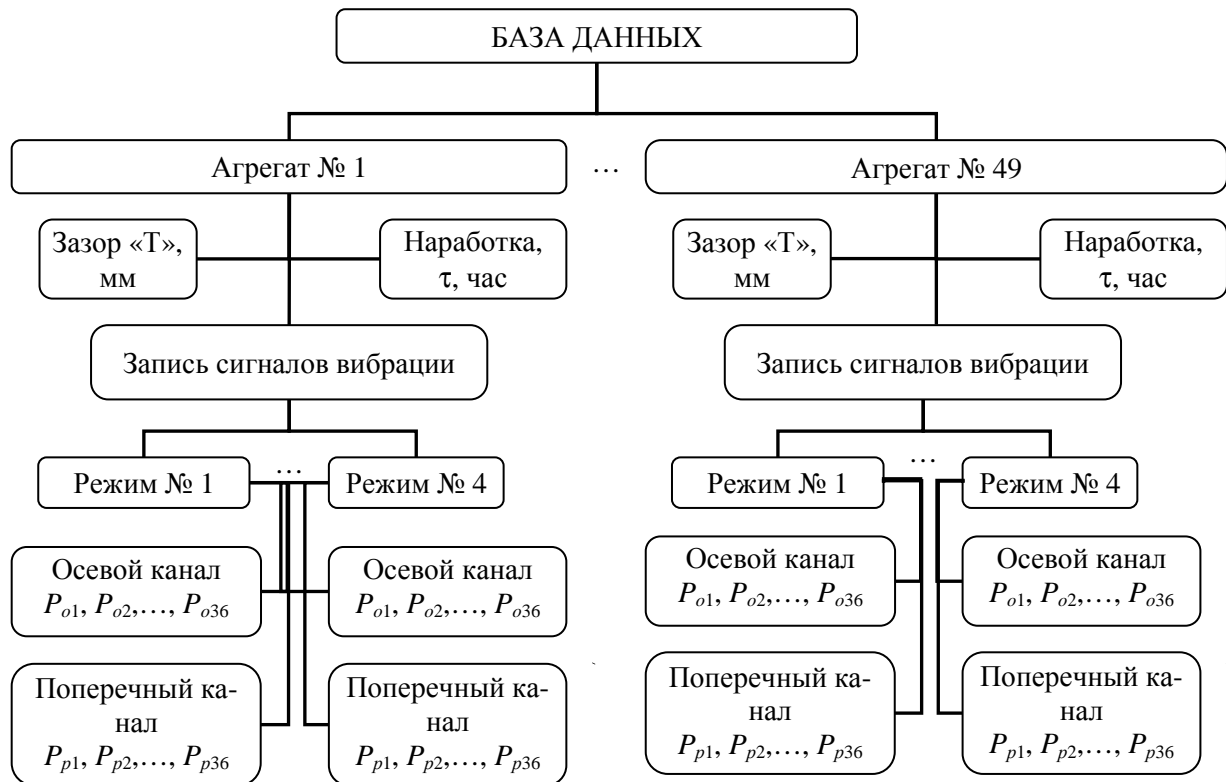


Рис. 1. Блок-схема исходных данных: T – измеряемый зазор в агрегате, мм; τ – наработка агрегата, ч

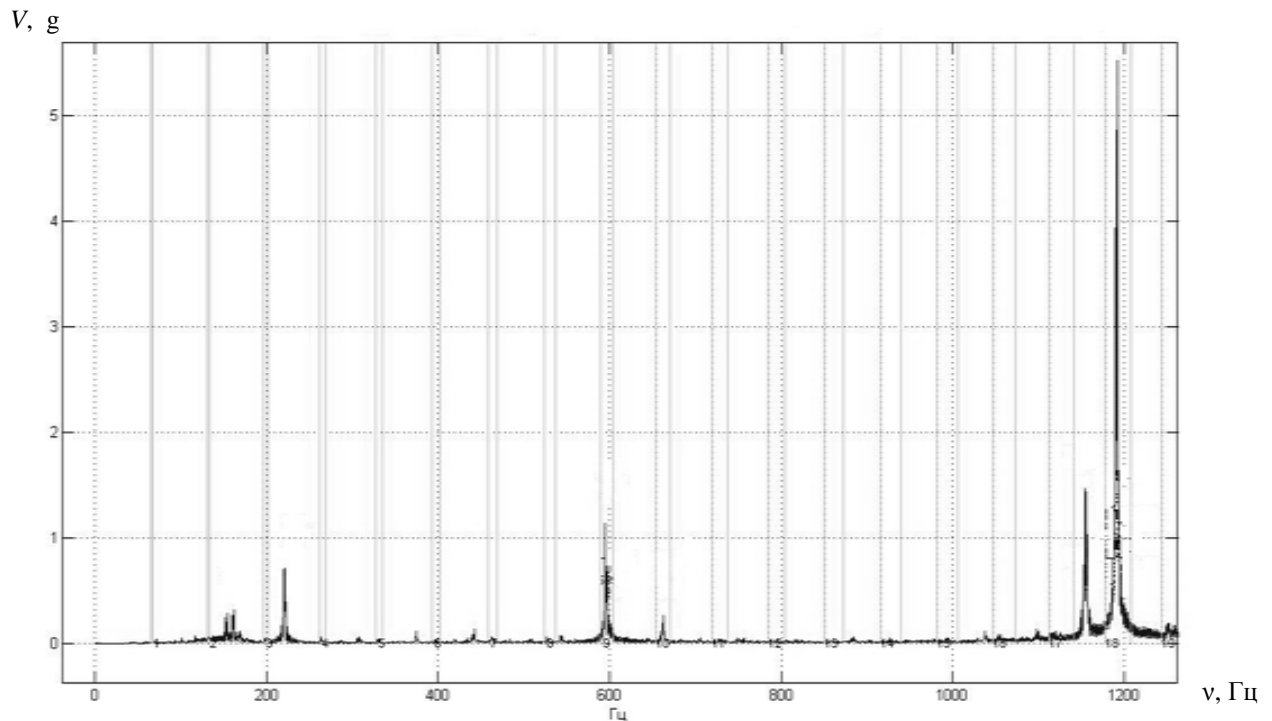


Рис. 2. Спектр сигнала вибрации с разбиением его на доверительные интервалы гармонических составляющих с определенными гармоническими составляющими и доверительными интервалами

Таблица 2

<i>i</i>	Режим работы ГТД			
	МГ	92 %	95 %	Макс
1	-0,25	-1,67	0,41	-0,01
2	-0,09	-0,39	0,00	0,02
3	0,04	-0,03	0,15	-0,02
4	0,00	0,02	0,10	0,01
5	-0,03	2,47	-0,10	0,12
6	-0,90	-1,29	-0,15	-0,04
7	1,52	0,26	-0,16	0,20
8	0,13	0,29	-0,01	-0,23
9	-0,10	-0,29	0,06	0,19
10	-0,22	-0,04	0,03	-0,01
11	-0,02	0,01	0,43	-0,43
12	0,36	0,22	-0,25	0,02
13	0,01	0,26	0,21	-0,06
14	0,07	0,60	0,03	0,14
15	-0,15	-0,30	-0,25	0,04
16	-0,59	-0,29	0,00	0,37
17	0,03	-0,58	0,15	0,12
18	0,13	-0,02	-0,11	-0,07
19	-0,14	0,17	0,21	-0,34
20	-0,02	0,12	-0,01	-0,23
21	0,51	-0,03	-0,05	-0,34
22	-0,18	-0,13	0,16	-0,10
23	0,22	-0,17	-0,05	0,07
24	-0,30	-0,21	0,14	-0,01
25	0,08	0,15	0,05	0,07
26	-0,46	0,89	0,19	-0,12
27	0,16	0,29	-0,31	0,01
28	-0,33	-0,26	0,32	0,08
29	0,38	-0,14	0,09	0,01
30	-0,21	0,08	0,26	-0,02
31	-0,36	0,07	-0,87	0,18
32	0,51	-0,02	-0,01	-0,05
33	0,22	-0,05	0,34	0,35
34	0,52	-0,07	0,33	0,22
35	-0,36	0,27	0,14	0,26
36	-0,40	0,05	-0,25	-0,09
37	0,61	0,81	1,50	0,53

Из выбранных для каждого режима моделей проводилось исключение гармоник с малыми весовыми коэффициентами, после чего производился повторный расчет модели. В итоге в качестве окончательной была выбрана модель, позволяющая для режима 3 ($n_{вд} = 95\%$) с вероятностью 85 % оценивать состояние агрегата.

Таким образом, проведенное исследование позволяет рекомендовать оценку состояния агрегата по данным его вибрационного контроля проводить в следующей последовательности:

- проводится измерение вибрации агрегата на режиме работы двигателя $n_{вд} = 95\%$;
- по уравнению регрессии проводится оценка уровня износа агрегата (T);
- полученное значение T сравнивается с его нормативным значением T^* и делается заключение о техническом состоянии агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Смышляев Д. А., Гишваров А. С. Исследование вибрационного состояния топливного агрегата ГТД // Мавлютовские чтения: сб. тр. Российск. науч.-техн. конф. Т. 2. Уфа: УГАТУ, 2011. 229 с.
2. Смышляев Д. А., Агеев Г. К. Моделирование вибрации ГТД как случайного процесса // Мавлютовские чтения: сб. тр. Российск. науч.-техн. конф. Т. 1. Уфа: УГАТУ, 2009. 139 с.

ОБ АВТОРАХ

Гишваров Анас Саидович, проф., зав. каф. авиац. двигателей. Дипл. инженер-механик по авиац. двигателям (УАИ, 1973). Д-р техн. наук по тепл. двигателям летательн. аппаратов (УГАТУ, 1993). Иссл. в обл. надежности, ресурса и испытаний техн. систем.

Смышляев Дмитрий Александрович, асп. каф. авиац. двигателей. Дипл. инженер-механик по авиационным двигателям (УГАТУ, 2006). Иссл. в обл. диагностики техн. систем.