

МЕТОДИКА БАЛАНСИРОВКИ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Полтора́днeв А.С.¹, Ковалев В.А.¹, Брейво В.Л.¹, Печкин А.С.²

¹Самарский университет, г. Самара, a.poltoradnev@icloud.com

²ООО «Иннопол-технологии», г. Самара

Ключевые слова: дисбаланс ротора, методика балансировки, МГТД.

Интерес к применению одновальных малоразмерных газотурбинных двигателей (МГТД) в качестве силовых установок беспилотных летательных аппаратов и систем энергоснабжения значительно возрос за последние несколько десятилетий [1]. Основной рабочей сборочной единицей одновального МГТД является ротор двигателя, представляющий собой вал с установленными крыльчаткой компрессора и колесом турбины. Ротор устанавливается на двух шариковых подшипниках, смазываемых топливно-масляной смесью под давлением.

Основной рабочей сборочной единицей одновального МГТД является ротор двигателя, представляющий собой вал с установленными крыльчаткой компрессора и колесом турбины. Ротор устанавливается на двух шариковых подшипниках, смазываемых топливно-масляной смесью под давлением.

В процессе изготовления деталей ротора и последующей сборке возникает дисбаланс ротора, приводящий к вибрациям и в последствии к чрезмерному износу подшипников и посадочных мест, сокращая эксплуатационные характеристики и ресурс всего изделия. Центробежная сила, возникающая в результате дисбаланса, зависит по квадратичному закону от скорости вращения. На больших частотах вращения центробежная сила может вызвать полное разрушение изделия, поэтому эксплуатировать МГТД без балансировки ротора не допускается.

Цель работы состоит в разработке методики балансировки малоразмерного газотурбинного двигателя МГТД-22 с тягой до 220 Н и максимальной частотой вращения 117 000 об/мин. Результаты работы планируется использовать для подготовки технологической карты балансировки ротора МГТД с использованием балансировочного станка БС-24-5Н.

Предлагается два способа балансировки. Первый – выполнить динамическую балансировку ротора МГТД в двух плоскостях без предварительной балансировки составляющих частей ротора. Второй способ – выполнить предварительную одноплоскостную балансировку колеса турбины и далее одноплоскостную балансировку компрессора ротора в сборе в МГТД. Балансировка ротора в обоих случаях происходит в собственных подшипниках. На рис.1 представлена схема ротора МГТД, где 1 – плоскость коррекции компрессора, 2 – плоскость коррекции турбины, А и В обозначены плоскости задания допустимого остаточного дисбаланса, соответствующие подшипниковым опорам ротора.

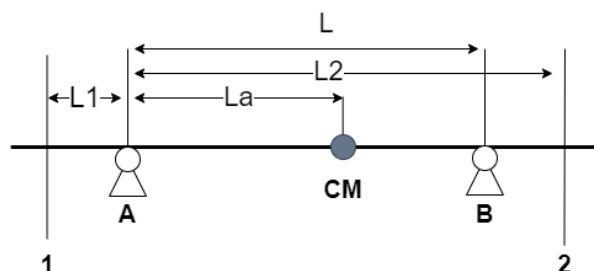


Рисунок 1 – Схема ротора МГТД-22

Перед началом работ определяется допустимый остаточный дисбаланс ротора МГТД по формуле [2]

$$D_{\text{доп}} = m_{\text{рот}} e_{\text{ст.табл}}, \quad (1)$$

где $m_{\text{рот}}$ – масса ротора, состоящая из всех деталей, которые вращаются в собранном изделии как одно целое, г;

$e_{\text{ст.табл}}$ – табличное значение удельного дисбаланса по ГОСТ ИСО 1940-1-2007, мм.

Для рассматриваемого МГТД-22 устанавливается класс точности балансировки 3, при максимальной эксплуатационной частоте вращения ротора $n_3 = 117\,000$ об/мин получаем $e_{\text{ст.табл}} = 0,2 \text{ мкм} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$.

Для первого способа определяются распределения допустимого остаточного дисбаланса по плоскостям задания допуска А и В (плоскостям подшипника) и по плоскостям коррекции 1 и 2 (плоскости удаления материала) [3]:

$$D_{\text{доп.А}} = D_{\text{доп}} \frac{L-L_a}{L},$$

$$D_{\text{доп.В}} = D_{\text{доп}} \frac{L_a}{L},$$

$$D_{\text{доп.1}} = \frac{D_{\text{доп.А}}L_2 - D_{\text{доп.В}}(L-L_2)}{L_1+L_2},$$

$$D_{\text{доп.2}} = \frac{D_{\text{доп.А}}L_1 + D_{\text{доп.В}}(L+L_1)}{L_1+L_2}.$$

На балансировочном станке путем снятия материала в плоскостях коррекции проводится двухплоскостная балансировка ротора МГТД. Если станок измеряет остаточный дисбаланс $D_{\text{ост}}$ в плоскостях коррекций 1 и 2, то условие проверки балансировки имеет следующий вид:

$$D_{\text{ост.1}} < D_{\text{доп.1}},$$

$$D_{\text{ост.2}} < D_{\text{доп.2}},$$

если станок измеряет остаточный дисбаланс в плоскостях задания допуска А и В имеем:

$$D_{\text{ост.А}} < D_{\text{доп.А}},$$

$$D_{\text{ост.В}} < D_{\text{доп.В}}.$$

Однако в виду конструктивных особенностей МГТД на практике оказывается удобнее выполнять второй способ балансировки ротора МГТД в два этапа:

- статическая балансировка ротора в динамическом режиме [4] в плоскости коррекции турбины в собственных подшипниках;
- статическая балансировка ротора в динамическом режиме в плоскости коррекции компрессора МГТД в сборе.

Измеренный остаточный дисбаланс в плоскости коррекции турбины $D_{\text{т.ост}}$ после первого этапа балансировки должен удовлетворять условию:

$$D_{\text{т.ост}} < D_{\text{доп}},$$

где $D_{\text{доп}}$ – допустимый остаточный дисбаланс, рассчитанный по формуле (1).

Измеренный остаточный дисбаланс в плоскости коррекции компрессора $D_{\text{к.ост}}$ после второго этапа балансировки также должен также удовлетворять условию:

$$D_{\text{к.ост}} < D_{\text{доп}}.$$

Недостатками обоих способов является неучтенный эксплуатационный дисбаланс при расчете допустимого остаточного дисбаланса ротора МГТД. Преимуществом первого способа является возможность устранить не только статическую неуравновешенность ротора МГТД, но и моментную, тем самым позволяя добиться малых значений остаточных дисбалансов [4]. Однако для некоторых конструкций МГТД не всегда удается использовать первый способ. В этом случае предлагается использовать второй способ.

Список литературы

1. Жданов, И.А. Проблемы и перспективы развития микрогазотурбинных двигателей для беспилотных летательных аппаратов / И.А. Жданов, С. Штаудахер, С.В. Фалалеев // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета

им. академика С.П. Королёва (Национального исследовательского университета). – 2011. – № 3-1 (27). – С. 345-353. – Issn 1998-6629.

2. ГОСТ ИСО 1940-1-2007 Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов : дата введения 24 октября 2007. – Москва : ФГУП "СТАНДАРТИНФОРМ", 1984. – 27 с.

3. ГОСТ 22061-76 Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения : дата введения 30.06.1977. – Москва : Издательство стандартов, 1984. – 135 с.

4. Левит, М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левит, В.М. Рыженков. – Москва : Машиностроение, 1986. – 248 с.

Сведения об авторах

Полтораднев А.С., аспирант Самарского университета.

Ковалев В.А., аспирант Самарского университета.

Брейво В.Л., заведующий лабораторией Самарского университета.

Печкин А.С., инженер-конструктор ООО «Иннопол-технологии».

BALANCING TECHNIQUE OF MICRO GAS TURBINE ENGINES

Poltoradnev A.S.¹, Kovalev V.A., Breyvo V. L., Pechkin A.S.

¹Samara University, Samara, Russia, a.poltoradnev@icloud.com

²INNOPOL Co. Ltd., Samara

Keywords: rotor unbalance, balancing technique, MGTE

Two ways of balancing the MGTE rotor are proposed. The first is to perform dynamic balancing of the MGTE rotor in two planes. The second method is to perform preliminary single-plane balancing of the turbine wheel and then single-plane balancing of the rotor compressor assembly in the MGTE. The disadvantages of both methods are the unaccounted operational imbalance when calculating the permissible residual unbalance of the MGTE rotor. The advantage of the first method is the ability to eliminate not only the static imbalance of the MGTE rotor, but also the moment unbalance.