

ГРНТИ 73.37.41

<https://doi.org/10.47533/2020.1606-146X.79>

К. АЛДАМЖАРОВ, К. КОШЕКОВ, И. ПИРМАНОВ*

АО «Академии Гражданской Авиации», г. Алматы, Казахстан

ВИБРАЦИЯ ТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С КРИТЕРИЕМ КАЧЕСТВЕННОГО СБОРА РОТОРА И ИХ ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ

Рассматривается проблема вибрации авиационных турбинных двигателей, учитывая дисбаланс ступеней роторов. Показано, что объем информации, содержащейся в данных, полученных при постоянных измерениях амплитуд и частот поперечной вибрации двигателей, особенно в случае мультиротора, не может быть чрезмерным. Представлены взаимосвязи этих параметров с конструкционной формой роторов, качеством их реализации и сборки, влиянием на зазоры в опорах и возможностями обнаружения аварийных состояний двигателей

Ключевые слова: корпус летательного аппарата, амплитуда и частота вибрации двигателя, динамическая деформация, турбинные двигатели, ротор, ротор компрессора, гибкие заглушки, барабанный диск.

Во всех технических устройствах (механических, гидравлических, пневматических и т.д.), работающих в изменяющихся условиях, особенно циклических, существует вероятность возникновения резонансного явления. Резонансное явление можно использовать для улучшения заполнения цилиндров поршневого двигателя с помощью соответствующей настройки частоты вибрации воздушного столба во впускной трубе в соответствии со скоростью вращения двигателя. Это явление может быть полезно и использовано для оценки величины трещины лопастей компрессора или турбины реактивного двигателя во время работы. Определение диапазона частот узлов двигателя можно рассмотреть как меру качества продукции данного производителя.

В исследованиях уделяется слишком мало внимания влиянию степени дисбаланса роторных узлов авиационных турбинных двигателей на их нагрузку и динамическую деформацию. Дисбаланс также приводит к нагрузке подшипников, узлов двигателя и рам двигателя. Также не было оценки влияния этих нагрузок на долговечность конструкции и безопасность полета. Определение влияния степени дисбаланса ротора на амплитуду поперечного нагружения корпуса летательного аппарата не сложно, труднее оценить изменения долговечности корпуса летательного аппарата, вызванные этим дисбалансом.

* Адрес для переписки. E-mail: ildar.pirmanov@mail.ru

Основной проблемой для определения значения степени дисбаланса ротора является определение подачи необходимой мощности для достижения подходящей скорости вращения всего ротора за время измерений. В процессе измерения дисбаланса ротора практически производится при скорости вращения, обычно от 10% до 20% от его номинального значения. Следовательно, если предположить, что погрешность измерения, полученная в этих условиях, составляет всего $\pm 1\%$, то в рабочем диапазоне погрешность оценки нагрузки из-за дисбаланса ротора возрастает до более чем $\pm 25\% - 100\%$ (центробежная сила пропорциональна квадрату скорости вращения). Повысить точность измерения степени дисбаланса ротора возможно путем размещения этого испытанного ротора в вакуумной среде или заполненной гелием и увеличить его скорость вращения до рабочего значения.

У всех турбинных двигателей, начиная с их возникновения, компрессор и роторы турбины статически и динамически сбалансированы. Большинство авиационных турбинных двигателей имеют отдельные роторы компрессоров и турбин с собственными подшипниками, но часто с общим центральным кольцом. Такое решение обусловлено тем, что позволяет освободить внутренний подшипник от реакционных сил дисбаланса каждого отдельного ротора путем регулировки взаимного углового положения роторов компрессора и турбины.

Силы, которые возникают из-за дисбаланса зависят только от квадрата скорости вращения ротора только при условии, что центр масс ротора не меняет своего положения относительно оси вращения. Изменение положения центра масс во время работы двигателя может быть вызвано следующими факторами: а) малая поперечная жесткость ротора и его деформация; б) уменьшение массы (например, отрыв части лопасти ротора) и увеличение зазора в роторе.

В результате действия массовых сил при вращении ротора возникают нагрузки, вызванные дисбалансом роторов. При этом газодинамические силы зависят не только от режима работы двигателя (от скорости вращения), но и от скорости и высоты полета (именно от плотности воздуха на входе в двигатель).

Непрерывное измерение и регистрация амплитуд и частот вибрации рамы двигателя в выбранной плоскости позволяет создать специальный диагностический параметр, который можно назвать «коэффициентом безопасности полета».

Балансировка роторов. В некоторых конструкционных случаях из-за их малых окружных скоростей и плоской структуры статическая балансировка является достаточной. Для блоков, вращающихся с большими скоростями и имеющих значительные размеры вдоль оси, требуется дополнительная динамическая балансировка. На рис.1 показаны принципы статической и динамической балансировки вращающихся блоков. Несбалансированные массы были импортированы в общую плоскость. Отсюда ясно, что статическое уравнивание может быть достаточным только для плоских осевых симметричных дисков (например, диски ротора турбин низкого давления).

Многоступенчатые узлы роторов компрессоров и многоступенчатые узлы этих турбин представляют собой вытянутые в осевом направлении вращающиеся блоки, имеющие множество взаимно соединенных барабанов, дисков и валов с частотолами лопастей ротора, размещенными по отдельности на внешних кольцах дисков.

Как статический, так и динамический процесс балансировки зависит от удаления массы из «более тяжелых» мест (путем полировки, соскабливания или фрезерования) или добавления массы (в виде подходящих винтов) в «более легкие» места расположения роторов (рис. 2).

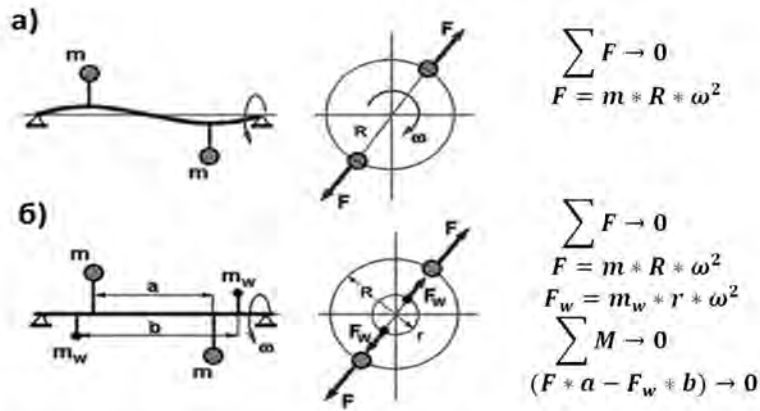


Рисунок 1 – Принципы балансировки осе-симметричных блоков
 а) статическая балансировка; б) динамическая балансировка

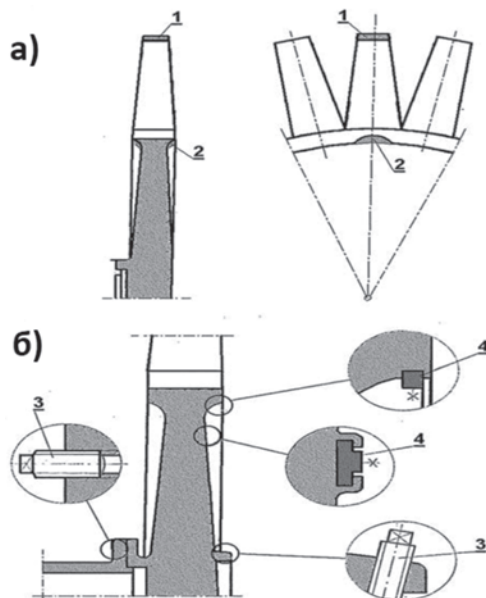


Рисунок 2 – Методы балансировки ротора: а) удаление массы; б) добавление массы:
 1 - укорочение вершины лопасти; 2 - удаление материала с боковой поверхности диска;
 3 - балансировочный винт; 4 - балансирующая масса

Каждый ротор компрессора в турбореактивном двигателе механически связан с ротором турбины (в соответствии с принципом работы). Применяются два метода в

соединении этих сборок. Первый метод зависит от заводской настройки их общего положения (специальной асимметричной шлицевой муфтой). С помощью этого метода были соединены роторы двигателей Derwent и Nene (и их версии). Во втором методе роторы турбины и компрессора связаны таким образом, что векторы остаточной дисбаланса роторов турбины и компрессора имеют противоположные направления (графически показано на рис. 5).

Благодаря такому методу сборки ротора несбалансирующий вектор всей сборки является наименьшим (меньше, чем каждый разбалансирующий вектор компонентов ротора) и позволяет компенсировать действие сил дисбаланса на крайних опорах с помощью дополнительной балансировочной массы. Однако в этом случае необходимо обеспечить возможность сопряжения роторов турбины с ротором компрессора в различных взаимных угловых установках. Эта операция должна иметь возможность выполняться в мастерских по ремонту двигателей.

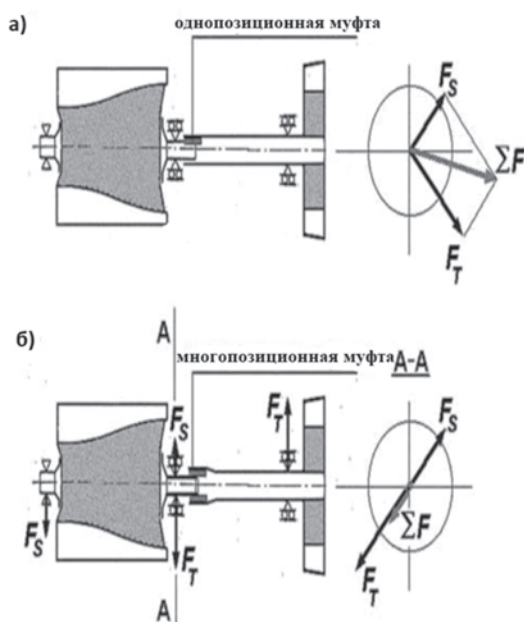


Рисунок 3 – Влияние способа сборки роторных сборок на их балансировку:

- а) заводская настройка взаимного углового положения роторов;
- б) оптимальное положение, установленное в ремонтной мастерской

В процессе балансировки ротора (особенно компрессоров) существенным ограничением является величина необходимой мощности, чтобы поддерживать достаточную скорость их вращения для точного измерения силы дисбаланса в плоскостях опор ротора. Значения мощности, принимаемой компрессорами современных реактивных двигателей, достигают сотен киловатт. Хотя необходимые внешние мощности во время испытаний для поддержания вращения роторов турбин, компрессоров и вентиляторов меньше, чем при работающем двигателе, но эти мощности являются серьезным ограничением для современных балансировочных машин. Эти ограниче-

ния граничных возможностей применяемых балансировочных станков практически позволяют проводить измерения на скоростях вращения, которые составляют всего лишь один процент от номинальной скорости вращения роторов. Можно получить несколько более высокие скорости вращения в испытательных роторах в вакуумной среде или заполненным гелием комнате (плотность гелия примерно в семь раз меньше плотности воздуха).

Важным критерием оценки качества сборки, ремонта и изготовления является измерение величины степени дисбаланса роторов на заводе или в ремонтной мастерской. Оценить текущее техническое состояние двигателя и прогнозировать период безопасного использования позволяет наблюдение за изменениями величины степени дисбаланса работы кольцевого ротора. Уменьшение несбалансированной степени ротора турбинного двигателя оказывает существенное влияние на долговечность его конструкции.

Переходная вибрация двигателя. Силы инерции, действующие на роторы, являются основным источником поперечной вибрации турбинного двигателя, вызванные дисбалансом центры масс роторов, не совпадающие с осями их вращения.

В двигателе с двумя катушками (с газодинамически соединенными роторами) график функции вертикальных сил, возникающих по причине дисбаланса обоих роторов, воздействующих на раму двигателя, зависит от временного скольжения роторов и меняется циклически. На рисунке 4 показаны: временные значения вертикальных сил инерции, возникающие из-за дисбаланса, как функции углового положения ротора генератора газа, так и функции углового положения (отдельно для обоих роторов) и результирующей силы.

Приведенные выше изложения позволяют рассчитать возникающие при дисбалансе величины сил. Экспериментальная проверка расчетов выполняется посредством обработки данных, записанных в электронном виде смещений, скоростей смещений или ускорений в зависимости от частоты их возникновения.

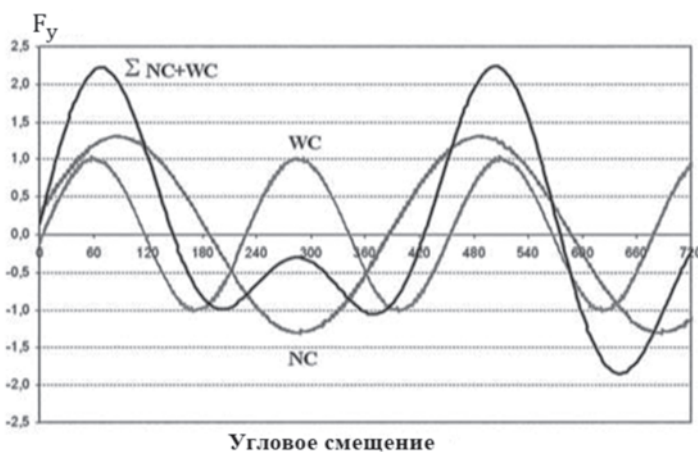


Рисунок 4 – Изменения вертикальных составляющих неуравновешенных сил F_y в зависимости от углового положения роторов: NC - низкое давление; WC - высокое давление; $NC + WC$ - результирующие силы обоих роторов

На рис. 5 показаны зависимости амплитуд колебаний, вызванные несбалансированными силами двухконтурного двухтактного реактивного двигателя, работающего на максимальной мощности. Частота появления наибольших амплитуд позволяет определить, какой ротор или блок создает эти максимальные амплитуды (например, клетку подшипника качения или ротор масляного пенообразователя) путем сравнения скоростей вращения отдельных конструктивных элементов. Роторы, дисбаланс которых изменяется во время работы, генерируют преобладающие амплитуды. Контроль над этими изменениями позволяет вовремя подать сигнал и заметить повреждения, которые могут вызвать поломку двигателя, например, чрезмерный износ сколы части лопасти ротора или подшипника. Важно то, что появление и раннее обнаружение амплитуды вибрации, имеющей частоту на 100% превышающую, возникающую из-за скорости вращения ротора, основную частоту ($f=n/60$ [1/S]). Это указывает на достижение значения кольцевого зазора в подшипниковом кольце, которое вызывает потерю точки контакта (отделение роликов качения от подшипникового кольца). В результате возникает угроза ускорения износа подшипника и ликвидация зазоров в лопастях ротора (между лопастями и рамой возникает трение) и вскоре может произойти поломка двигателя.

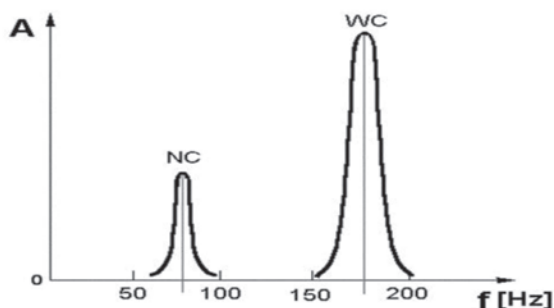


Рисунок 5 – Амплитуда (A) вибрации двигателя от наложенной частоты (f):
WC - от ротора высокого давления; NC - от ротора низкого давления

Чтобы использовать практически вышеизложенную теорию для диагностики всей совокупности двигателей и конкретного двигателя, необходимо определить влияние эксплуатационных условий, монтажных и конструктивных особенностей на формирование вибрации.

Положение центра масс, размещенного в подшипнике рамы ротора, обусловлено их радиальными зазорами. Ротор в состоянии покоя и при малых скоростях вращения положение центра масс устремляется в направлении действия гравитационных сил. При увеличении скорости вращения увеличивается и поперечное смещение центра масс ротора для достижения значения его прогиба. После пересечения скорости вращения, при которой центробежная сила, действующая радиально на перемещаемую массу, пересечет гравитационную силу, в результате произойдет круговое «наматывание» ротора на наружные обоймы подшипника, чтобы в соответствии с временным направлением устранить радиальный зазор подшипников, результирующего вектора

центробежной силы. На гибкость опор также могут быть намотаны подшипниковые кольца, в которые они помещены. Указанные факторы влияют на радиальное смещение центра масс ротора относительно его оси вращения, как показано на рис. 6.

Но во всех случаях предполагалось, что не искажена одна из опор ротора, а установленный в ней подшипник не имеет радиального зазора. Радиальное движение центра масс ротора (m) изначально имеет значение эксцентрики (e), к которому добавляются, в свою очередь, и из-за восприимчивости поддержки смещение (δ_p), и исходящее из зазора подшипника смещение (δ_t) и прогиб ротора (y).

Выше описаны основные факторы, влияющие на радиальное перемещение центра масс ротора относительно его геометрической оси, означающее, что жесткость (ротора и опор рамы подшипника) и зазор подшипника (сбор) оказывают существенное влияние на положение центра масс в эксплуатационных условиях двигателя как остаточная дисбалансировка ротора, полученная в процессе его изготовления и сборки. Помимо вышеуказанных факторов положение центра масс ротора также изменяется из-за деформаций (тепловых) опор рамы, узлов компонентов ротора и подшипников. Эти деформации зависят от высоты и скорости полета, текущей нагрузки двигателя (мощности или тяги) и даже климатической зоны, в которой используется самолет.

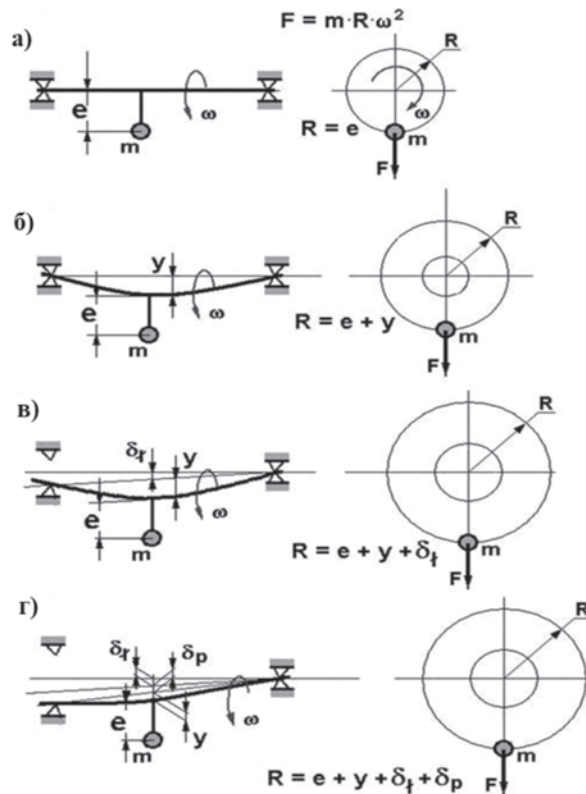


Рисунок 6 – Перемещение центра масс ротора под действием дисбалансовых сил с учетом:
 а) эксцентрика центра масс; б) деформируемость ротора; в) радиальный зазор в одном кольце;
 г) деформируемость одной опоры

Во время работы двигателя происходит износ подшипников, эрозионное уменьшение материала в лопатках ротора и увеличение подшипниковых опор в опорах рамы. Все эти факторы влияют на изменение положения центра масс ротора и на степень его дисбаланса. Изменения дисбаланса роторов для каждого конкретного двигателя зависят от типа его работы. Практически повсеместно используется метод, при котором оценивается период безопасного использования двигателя в соответствии с его текущим техническим состоянием. В этом же методе необходимо сравнивать начальные значения диагностических параметров нового или отремонтированного двигателя с текущим состоянием. Это также должно быть связано с профилем вибрации, определяемым на двигателе, установленном на корпусе летательного аппарата.

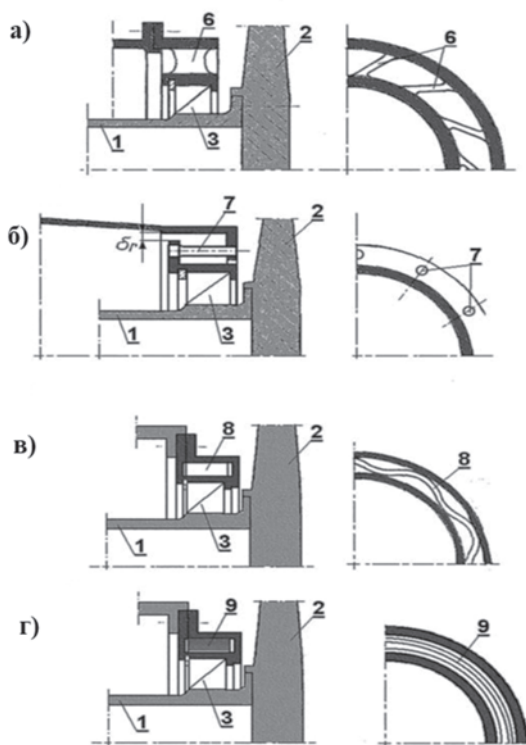


Рисунок 7 – Принципы построения гибких опор роторов: а) с гибким ребром; б) с восприимчивыми кольшками; в) с волнистой гибкой вставкой; г) с пакетом жестяных вставок 1 - вал; 2 - опорный диск ротора; 3 - подшипник; 6 - гибкое ребро; 7 - гибкие заглушки; 8 - волнистая гибкая вставка; 9 - пакет с оловянной вставкой

Гибкие опоры применяются повсеместно для смягчения вибрации на корпусе летательного аппарата, которая передается роторами через подшипники на опорах, различных узлах двигателя и его подвеске. Из-за легкости конструкции все опоры авиационных двигателей в значительной степени гибки, но в данном случае гибкость введена намеренно. Для получения необходимой гибкости опор авиационных двигателей на рис. 7 представлены типовые конструктивные приемы (рис. 7 (а) – с наи-

большим стажем работы, применен в двигателях семейства Dervent и Nene; (рис. 7б) применен среди других двигателей, но разработан также в этой фирме. Особо хочется заострить внимание на решениях, показанных на рис. 7 (в) и 7 (г). На этих рисунках даны решения ослабления вибрации за счет заполнения маслом замкнутого пространства между внешним кольцом и его опорой в раме. Заполненное маслом пространство сжимается через щели в гибких вставках под действием сил нагрузки подшипника.

Значительное изменение динамической характеристики роторных сборок и спектр вибрации двигателя, передаваемый на корпус летательного аппарата, было обусловлено введением в конструкцию авиационной турбины двигателей гибких опорных подшипников для компрессоров, роторов турбин и вентиляторов. Положительный эффект от этого введения – большое уменьшение амплитуд колебаний, передаваемых на конструкцию корпуса летательного аппарата. Иными словами происходит основное уменьшение вибраций, создаваемое производственным остаточным дисбалансом ротора. Остаточный дисбаланс возрастает во время длительной работы в результате образования эрозионных потерь лопастей ротора и оседания на них пыли. Гибкость опор ротора значительно уменьшает диапазоны критических скоростей роторов, но не является желательной характеристикой двигателя. Предпочтение падает на докритические роторы авиационных двигателей. Считается, что рабочий диапазон скоростей вращения докритических роторов должен быть отдален от критического диапазона, по меньшей мере, от 20% до 25%. Значения эти исходят, прежде всего, из опыта, полученного на основе определения причин выхода из строя двигателей, производственных испытаний при экстремальной нагрузке на двигатели и анализа изменений зарегистрированных эксплуатационных параметров, проведенных в соответствии с техническим состоянием двигателей.

Заключение. Можно сделать вывод – очевидным является то, что значения частот поперечных колебаний и амплитуд двигателей являются наиболее важными диагностическими параметрами и наиболее чувствительными. Об этом свидетельствуют изменения в виде роста амплитуд и появления новых частот, являющихся угрозой поломки двигателя. Однако они не только могут предупреждать о постепенном износе (повреждении) подшипников, узлов ротора и опор в раме двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Balicki W.: Wpływ warunków i zakresów pracy oraz cech termodynamiczno-przepływowych turbinowych silników odrzutowych na informację diagnostyczną.
- 2 Rozprawa doktorska. Wojskowa Akademia Techniczna 1997 r.
- 3 Den Hartog: “Теория колебаний” “Teoriya kolebanij”. Wyd. GTTI, Moskwa 1942 r.
- 4 Głowacki P., Łagosz M., Szczeciński S.: Drgania silnika, jako wskaźnik diagnostyczny. Wojskowy Przegląd Techniczny 1989, nr 4.
- 5 Głowacki P., Łagosz M., Szczeciński S.: Drgania w dwuwirnikowych silnikach odrzutowych. Wojskowy Przegląd Techniczny 1989, nr 5.
- 6 Gosiewski Z.: Aktywne sterowanie drganiami wirni-ków. Wyd. Uczelniane WSI w Koszalinie, Koszalin 1989 r.
- 7 Kruschik J.: Die Gasturbinen. Wien 1960 r.
- 8 Kurkiewicz M., Zambrzycki H., Szczeciński S.: Przyczyny drgań silników turbinowych. Prace Instytutu Lotnictwa 1994, nr 137.

9 Łagosz M., Nowotarski I., Szczeciński S.: Wpływ cech konstrukcyjnych silników odrzutowych na krytyczne prędkości obrotowe. Prace Instytutu Lotnictwa 1994, nr 137.

10 Ponomariov S. i in.: Osnovy sovremennykh mieto-dov rasciota na procnost' v masinostrojenii. Wyd. „Oborongiz”, Moskwa 1952 r.

11 Stodola A.: Dampf und Gasturbinen. Berlin 1924 r.

12 Szczeciński S.: Lotnicze silniki tłokowe. Wyd. MON, Warszawa 1969 r.

13 Szczeciński S.: Studium o luzach wierzchołkowych zespołów wirnikowych lotniczych silników jako para-metrze konstrukcyjnym i eksploatacyjnym – rozprawa habilitacyjna. Dodatek do Biuletynu WAT nr 4/1973 r.

14 Szczeciński S.: Lotnicze silniki turbinowe Wyd. MON, Warszawa 1964 r.

15 Timoszenko S.: Teoriya kolebanij v inženiernom delie. Wyd. GTTI, Moskwa 1932 r.

К.АЛДАМЖАРОВ, К.КОШЕКОВ, И.ПИРМАНОВ

АО «Азаматтық авиация академиясы», Алматы қ., Қазақстан

РОТОРДЫҢ САПАЛЫ ЖИНАЛУ КРИТЕРИЙІ БАР ТУРБИНАЛЫҚ ҚОЗГАЛТҚЫШТАРДЫҢ ДІРІЛІ ЖӘНЕ ОЛАРДЫҢ ТЕХНИКАЛЫҚ ЖӘЙ-КҮЙІ

Бұл мақалада ротор сатыларының теңгерімсіздігін ескере отырып, авиациялық турбиналық қозғалтқыштардың дiрiлдеу мәселесi қарастырылады. Қозғалтқыштардың көлденең дiрiлiнiң амплитудасы мен жиiлiгiн тұрақты өлшеу кезiнде алынған мәлiметтердегi ақпараттың мөлшерi артық болмайтыны көрсетiлген. Бұл параметрлердiң роторлардың құрылымдық формасымен өзара байланысы, оларды орындау және құрастыру сапасы, мойынтіректердегi саңылауларға әсерi және қозғалтқыштың апаттық жағдайларын анықтау мүмкiндiктерi келтiрiлген.

***Түйін сөздер:** ұшақтың корпусы, қозғалтқыш тербелісінің амплитудасы мен жиілігі, динамикалық деформация, турбиналық қозғалтқыштар, ротор, компрессор роторы, икемді итпельдер, барабан дискісі.*

K. ALDAMZHAROV, K. KOSHEKOV, I. PIRMANOV

Academy of Civil Aviation, Almaty, Kazakhstan

VIBRATION OF TURBINE ENGINES WITH CRITERION FOR QUALITATIVE ROTOR COLLECTION AND THEIR TECHNICAL CONDITION

This article discusses the problem of vibration of aircraft turbine engines, given the imbalance of the rotor stages. It is shown that the amount of information contained in the data obtained by constant measurements of the amplitudes and frequencies of the transverse vibration of the motors, especially in the case of a multirotor, cannot be excessive. The interconnections of these parameters with the structural form of the rotors, the quality of their implementation and assembly, the effect on the gaps in the bearings and the capabilities of detecting emergency engine conditions are presented.

***Key words:** amplitude and frequency of engine vibration, dynamic deformation, turbine engines, rotor, compressor rotor, flexible plugs, drum disc.*