# Анализ отклика трансмиссии ТРДД с редукторным приводом вентилятора на рабочие и аварийные перегрузки

к.ф.-м.н. Темис М.Ю.<sup>1,2</sup>, Егоров А.М.<sup>1</sup> 1 – Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, 2 – Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана 8(495)361-64-82, mikhail.temis@gmail.com, tejoum@ciam.ru

Аннотация. Проведено исследование динамики трансмиссии двухконтурного турбореактивного двигателя с редукторным приводом вентилятора при нагрузках полетного цикла, в том числе при перегрузках при маневрировании. Выполнен сравнительный анализ поведения моделей двигателя без «слабого звена» и при срабатывании «слабого звена» при обрыве лопатки вентилятора. Для проведения исследования разработаны балочная и объемная модели, объединяющие в себе вал вентилятора, редуктор и ротор низкого давления. При создании балочной модели использованы специализированные конечные элементы, описывающие жесткостные характеристики элементов роторов сложной геометрии. Характеристики жесткости балочной модели уточнены с использованием объемной модели ротора.

<u>Ключевые слова:</u> динамика, редуктор, слабое звено, газотурбинный двигатель

### Введение

Существующая тенденция к ужесточению требований по топливной экономичности и шумовым характеристикам двухконтурных турбореактивных двигателей (ТРДД), напрямую связанная с увеличением количества пассажирских и грузовых перевозок воздушным транспортом, требует пересмотра серии концептуальных решений в части компоновки двигателя с целью добиться желаемых параметров по снижению выбросов в атмосферу и шумового воздействия [1, 2]. Данные требования касаются в том числе и двигателей большой тяги для дальнемагистральных пассажирских и грузовых самолетов. В соответствии с современными требованиями двигатель большой тяги должен обеспечивать допускаемый уровень шума в соответствии с нормами ИКАО, удовлетворять требованиям по уровню эмиссии NO<sub>x</sub> и CO<sub>2</sub>, иметь низкий удельный расход топлива наряду с оптимальным весом и себестоимостью производства и обслуживания. Одним из концептуальных решений по улучшению характеристик ТРДД с учетом имеющихся в настоящее время технологий является установка редуктора между ротором вентилятора и ротором низкого давления (РНД). Основная цель применения редукторного привода вентилятора заключается в увеличении степени двухконтурности двигателя за счет возможности вращения вентилятора и РНД с разными частотами вращения, что приведет к увеличению тяги, снижению расхода и улучшению шумовых характеристик двигателя [1, 3].

В силовой схеме ТРДД с редукторным приводом по сравнению с традиционной схемой изменяются характеристики системы «ротор – опоры – корпус». Основное изменение вызвано включением редуктора в силовую схему ТРДД. Это приводит к тому, что ротор вентилятора перестает быть жестко связанным с РНД и силовая схема двигателя в зоне установки редуктора и опирания вала вентилятора существенно изменяется. В рамках проработки конструкций ТРДД с редукторным приводом актуальным становится создание моделей силовой схемы двигателя, описывающих взаимодействие системы «ротор – опоры – корпус» при стационарных и динамических воздействиях. Работы, представленные в открытых источниках, посвящены концептуальной проработки двигателя [1–5]. Вопросы установки редуктора, его конструкция и условия опирания, а также конструкция опоры ротора вентилятора в открытых источниках не обсуждаются. При этом установка редуктора предполагает, что ротор

вентилятора и РНД участвуют в зубчатом зацеплении, которое определяет характер нагрузок, приходящих на данные валы. Очевидно, что наряду с изменениями в конструкциях опор РНД и ротора вентилятора, их связь через редуктор вносит определенные особенности в динамику системы. Информация по различным конструкциям силовой схемы ТРДД с редукторным приводом представлена в [6–10].

Особенность ТРДД с редукторным приводом вентилятора заключается в том, что ротор вентилятора имеет две опоры и связан с РНД только через редуктор, с которого вращение, в свою очередь, передается через шлицевое соединение (рисунок 1). Это определяет работу силовой схемы двигателя в случае аварийной ситуации, такой как попадание инородного тела в двигатель, сопровождающееся обрывом лопатки вентилятора. При обрыве лопатки вентилятора необходимо снизить нагрузку на переднюю опору вала вентилятора. В ТРДД традиционной схемы это достигается внедрением в силовую схему двигателя «слабого звена», зачастую расположенного в передней опоре, срабатывание которого приводит к разрушению передней опоры и опиранию вентилятора лопатками на статор [11]. В ТРДД с редукторным приводом вентилятора необходимо обеспечить осевую и радиальную устойчивость ротора вентилятора, что может быть обеспечено при сохранении обеих опор, но существенном снижении жесткости передней опоры. Это достигается с помощью специализированных конструкций опорной стойки ротора вентилятора. Один из примеров стойки вентилятора, в которой снижение жесткости достигается при разрушении контактной сварки в наиболее нагруженном сечении, представлен в [10]. При этом наряду со снижением жесткости обеспечивается стабильность ротора вентилятора как в осевом, так и в радиальном направлениях.



Рисунок 1. Схема ТРДД с редукторным приводом

Целью данной работы является разработка моделей элементов силовой схемы и трансмиссии двигателя и исследование динамики двигателя при рабочих нагрузках, перегрузках при маневрировании и обрыве лопатки вентилятора с учетом особенностей ТРДД с редукторным приводом вентилятора.

# Модель трансмиссии ТРДД

Для исследования особенностей силовой схемы ТРДД с редукторным приводом при стационарных и динамических воздействиях необходимо иметь математическую модель силовой схемы двигателя, включающую все основные элементы: вал вентилятора, редуктор, вал низкого давления, силовой пояс от опор валов до мест подвески двигателя. Модель должна с достаточной точностью описывать особенности конструкций.

Расчетная модель трансмиссии ТРДД включает вал вентилятора, размещенный на двух подшипниковых опорах и соединенный с внешним зубчатым венцом, редуктор, осуществляющий передачу крутящего момента от турбины низкого давления (ТНД) на вал вентилятора, вал РНД с закрепленной на нем центральной шестерней редуктора, а также рамная конструкция опорного узла ротора вентилятора и опоры РНД. Привод вала вентилятора осуществляется от РНД через планетарный редуктор с передаточным отношением равным 2,5, оси сателлитов которого закреплены в корпусе и опираются на подшипники скольжения. Опорные узлы содержат подшипники качения, первая опора ротора вентилятора и опора РНД – шариковые подшипники, а вторая опора вентилятора и РНД – роликовые подшипники.

Для исследования динамики трансмиссии созданы конечно-элементные модели разного уровня: с объемными роторами и с роторами из балочных элементов, оболочечные модели корпуса двигателя. Упрощенные модели уточняются и верифицируются с использованием более подробных объемных конечно-элементных моделей. Для исследования особенностей динамики силовой схемы ТРДД с редукторным приводом вентилятора разработана комплексная балочная модель ротора вентилятора, редуктора и ротора низкого давления с учетом жесткостей опор роторов. Составные части модели объединены в одну модель, связанную жесткостями корпусных деталей двигателя. Схема совместной модели представлена на рисунке 2.



Рисунок 2. Схема совместной модели роторов

Жесткости опор (П1 – П6) определены с использованием конечно-элементных моделей, представленных на рисунке 3. Так как опоры РНД напрямую связаны с силовыми поясами двигателя, то на их жесткость не влияет корпус двигателя, расположенный между силовыми поясами. Поэтому при расчете жесткостей опор учитывались только детали самих опор (включая подшипники) и силовых поясов. Элементы корпуса от опор ротора до силовых поясов ТРДД моделировались объемными или оболочечными элементами с заданными толщинами.



Рисунок 3. КЭ модели корпуса опор

С помощью моделей корпусных деталей определены жесткости корпуса в местах установки подшипников ротора путем приложения единичной силы в радиальном направлении в центральной точке опоры. Перемещения корпуса при приложении единичной силы в вертикальной плоскости показаны на рисунке 4. Жесткость опоры П1 определена для рабочего режима, а также после срабатывания «слабого звена». Для моделирования «слабого звена», которое должно разрушаться при чрезмерном увеличении нагрузок от дисбаланса на вал вентилятора (при обрыве лопатки вентилятора), использованы элементы переменной жесткости. Так, в стойке передней опоры задано кольцо из элементов переменной жесткости (см. рисунок 3), жесткость которых при нагрузке в передней опоре более 100 кН существен-

но уменьшается, что позволяет имитировать разрушение «слабого звена».

Числовые значения линейных жесткостей корпуса и подшипников приведены в таблице 1. Жесткости подшипников качения в опорах роторов определены с использованием [12]. Жесткости в местах соединения ротора вентилятора и РНД с планетарным редуктором приняты с учетом жесткостей опор сателлитов.

Таблица 1

|                                       | Линейные жесткости, Н/м |                     |  |  |  |  |
|---------------------------------------|-------------------------|---------------------|--|--|--|--|
| Опора                                 |                         | Общая жесткость     |  |  |  |  |
|                                       | Подшипника качения      | опоры               |  |  |  |  |
| Передняя опора вентилятора (П1)       | $2.10^{8}$              | $1,15.10^{8}$       |  |  |  |  |
| Задняя опора вентилятора (П2)         | $5.10^{8}$              | $1,75 \cdot 10^{8}$ |  |  |  |  |
| Опора сателлитов редуктора (П5)       |                         | $2 12 10^8$         |  |  |  |  |
| (суммарная жесткость всех опор)       | -                       | 2,13.10             |  |  |  |  |
| Передняя опора РНД (ПЗ)               | $2.10^{8}$              | $1,47.10^{8}$       |  |  |  |  |
| Задняя опора РНД (П4)                 | $5.10^{8}$              | $1,875 \cdot 10^8$  |  |  |  |  |
| Передняя опора вентилятора при обрыве | $2.10^{8}$              | $2,5 \cdot 10^7$    |  |  |  |  |
| «слабого звена» (П1)                  | 2.10                    |                     |  |  |  |  |
| Опора на корпусе при контакте корпуса | -                       | 1.107               |  |  |  |  |
| с лопаткой вентилятора (П6)           |                         | 1.10                |  |  |  |  |

## Жесткости опор роторов





Для модели трансмиссии ТРДД с редукторным приводом вентилятора созданы две конечно-элементные модели РНД и ротора вентилятора: на основе объемных и балочных элементов (рисунок 5). В объемных моделях ротора вентилятора (рисунок 5,*a*) и РНД (рисунок 5,*в*) элементы вала и вентилятор моделировались при помощи объемных восьмиузловых конечных элементов, а диски компрессора низкого давления (КНД) и турбины низкого давления (ТНД) – точечными массами с моментами инерции. Значение масс и моментов инерции КНД и ТНД вычислялись при помощи осесимметричных моделей.

В балочных моделях (рисунок 5,*б*,*г*) валы моделировались при помощи балочных конечных элементов, а детали вентилятора, ТНД и КНД – точечными массами с соответствующими моментами инерции. Использование балочной модели позволяет уменьшить число степеней свободы задачи, что важно при моделировании динамики системы. Для учета элементов конструкции ротора, которые не могут быть напрямую описаны балочными элементами, использованы специализированные конечные элементы, характеристики жесткости которых определены при верификации с помощью объемной модели ротора.

По результатам верификации разработана модификация балочной модели, в которой цапфы КНД и ТНД (см. рисунок 5,*г*) учтены специализированными конечными элементами,

жесткость которых рассчитана с помощью объемных моделей (рисунок 5,*в*). Специализированные конечные элементы позволили учесть в балочной модели жесткости цапфы КНД и ТНД, которые оказывают влияние на третью изгибную форму колебаний РНД. Сравнение результатов расчетов собственных частот роторов на жестких опорах при помощи разных моделей представлено в таблице 2.



Рисунок 5. Конечно-элементные модели роторов

Таблица 2

Сравнение собственных частот ротора вентилятора и РНД, рассчитанных по балочной и объемной моделей

| No up otrotte a | Объемная   | Балочн                | ная модель, Гц             | Относительная<br>разница, % |     |  |
|-----------------|------------|-----------------------|----------------------------|-----------------------------|-----|--|
| ле частоты      | модель, Гц | Простая<br>модель (1) | Модифицированая модель (2) | (1)                         | (2) |  |
| 1 вентилятора   | 40,17      | 38,60                 | -                          | -4                          | -   |  |
| 2 вентилятора   | 131,1      | 133,5                 | -                          | 2                           | -   |  |
| 1 РНД           | 45,96      | 45,53                 | 45,55                      | -1                          | -1  |  |
| 2 РНД           | 92,39      | 100,7                 | 97,16                      | 9                           | 5   |  |
| 3 РНД 199,2     |            | 242,0                 | 206,2                      | 21,5                        | 3,5 |  |

Результаты показывают, что разница между первыми тремя собственными частотами модифицированной балочной и объемной моделей роторов составляет не более 5%. Таким

образом, можно сделать вывод, что балочная модель адекватно описывает поведение ротора в диапазоне частот вращения и может быть использована для расчета динамики системы.

## Определение собственных частот системы «ротор – подшипники – корпус»

Для корректного анализа динамики трансмиссии ТРДД с редукторным приводом необходимо определить собственные частоты роторов при различных условиях работы (в том числе и при срабатывании «слабого звена»), которые в дальнейшем используются при интерпретации результатов расчетов, получаемых при динамическом воздействии на силовую схему ТРДД.

Первые формы колебаний трансмиссии ТРДД с редукторным приводом вентилятора представлены в таблице 3. Собственные частоты трансмиссии ТРДД с роторами, соединенными редуктором, и изолированных роторов вентилятора и РНД с учетом жесткости опор представлены в таблице 4. Собственные частоты объединенной модели выше по сравнению с изолированными роторами, что объясняется возрастающей жесткостью роторов при соединении их с редуктором. Частоты вала вентилятора увеличиваются меньше, чем частоты РНД, что связано с концентрацией массы вентилятора ближе к консольному краю.

Таблица 3



Собственные частоты и формы трансмиссии ТРДД

В случае срабатывания «слабого звена» уменьшается жесткость передней опоры вентилятора (таблица 1), вследствие чего изменяются собственные частоты вентилятора. Собственные частоты балочной модели системы «ротор – подшипники – корпус» с учетом обрыва «слабого звена» представлены в таблице 5. Частоты РНД не меняются, поэтому представлены только частоты колебаний ротора вентилятора  $f_1$  и  $f_3$ .

Частотные диаграммы для балочной модели системы «ротор – подшипники – корпус» с роторами, соединенными редуктором, с учетом гироскопических моментов роторов вентилятора и РНД, вращающихся с разными рабочими частотами вращения, представлены на ри-

сунке 6. В рабочем диапазоне частот вращения РНД присутствует критическая изгибная частота колебаний  $f_{\rm kp1} = 5650$  об/мин.

Таблица 4

|   | Собственные ч |            |              |  |
|---|---------------|------------|--------------|--|
| Частота   | Изолированная | Совместная | изменение, % |  |
|   | модель        | модель     |              |  |
| Первая частота ротора вентилятора (f <sub>1</sub> ) | 32,47         | 36,41      | +12,1        |  |
| Первая частота РНД (f <sub>2</sub> )                | 45,21         | 59,24      | +31          |  |
| Вторая частота ротора вентилятора (f <sub>3</sub> ) | 114,2         | 114,2      | 0            |  |
| Вторая частота РНД (f <sub>4</sub> )                | 95,31         | 129,9      | +36,3        |  |
| Третья частота РНД (f <sub>5</sub> )                | 171,4         | 173,3      | +1,1         |  |
| Четвертая частота РНД (f <sub>6</sub> )             | 173,3         | 185,6      | +7,3         |  |

# Сравнение собственных частот трансмиссии ТРДД

# Таблица 5

# Собственные частоты и формы трансмиссии ТРДД при срабатывании «слабого звена»

| N⁰ | Собственная<br>частота, Гц | Вид собственной формы                             |
|----|----------------------------|---|
| 1  | 24,78                      | Изгиб ротора вентилятора по первой изгибной форме |
| 2  | 92,05                      | Изгиб ротора вентилятора по второй изгибной форме |



Рисунок 6. Частотные диаграммы роторов трансмиссии ТРДД (совместная модель): *а* – ротор вентилятора; *б* – ротор НД

## Исследование динамики системы «ротор – подшипники – корпус» с учетом взаимодействия вала вентилятора с редуктором

## Расчеты динамики при нагрузках полетного цикла

В процессе работы на узлы роторов действует нагрузка от дисбаланса вращающихся деталей роторов. Результаты статического расчета трансмиссии под действием силы тяжести (направлена противоположно оси ОУ) и квазистатической нагрузки от дисбаланса, сонаправленной с силой тяжести, при частотах вращения на крейсерском режиме (3140 об/мин для вентилятора; 7820 об/мин для РНД) представлены в таблице 6. Максимальные радиальные нагрузки на опоры возникают в передней опоре (П1) вала вентилятора. Реакции в опорах РНД распределяются практически равномерно.

Таблица 6

| Сила тяжести                 |                               |                          |                          |                              |                          |                               |                |                |                |                |                 |                |
|------------------------------|-------------------------------|--------------------------|--------------------------|------------------------------|--------------------------|-------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-----------------|----------------|
| Смещения, мм                 | Вентилятор                    |                          |                          |                              | КНД                      |                               |                |                | ТНД            |                |                 |                |
|                              | u <sub>x</sub>                | = 0                      | u <sub>y</sub> = -       | -0,083                       | $u_x = 0$                |                               | $u_v = -0,013$ |                | $u_x = 0$      |                | $u_v = -0,0458$ |                |
| Dearrow                      | П6                            |                          | П1                       |                              | П2                       |                               | П5             |                | П3             |                | П4              |                |
| геакции                      | F <sub>x</sub>                | F <sub>v</sub>           | F <sub>x</sub>           | F <sub>v</sub>               | F <sub>x</sub>           | F <sub>v</sub>                | F <sub>x</sub> | F <sub>v</sub> | F <sub>x</sub> | F <sub>v</sub> | F <sub>x</sub>  | Fv             |
| B Oliopax, 11                |                               |                          | 0                        | 4966                         | 0                        | 440,8                         | 0              | -1796          | 0              | 2361           | 0               | 2052           |
| Горизонтальная перегрузка 2g |                               |                          |                          |                              |                          |                               |                |                |                |                |                 |                |
| C                            | Вентилятор                    |                          |                          | КНД                          |                          |                               | ТНД            |                |                |                |                 |                |
| Смещения, мм                 | $\mathbf{u}_{\mathbf{x}} = 0$ | $= 0,161$ $u_v = -0,083$ |                          | $u_x = 0,016$ $u_y = -0,013$ |                          | $u_x = 0.068$ $u_y = -0.0458$ |                |                |                |                |                 |                |
| Depression                   | П6 П1                         |                          | I1                       | П2                           |                          | П5                            |                | П3             |                | П4             |                 |                |
| г сакции                     | $F_x$                         | Fy                       | F <sub>x</sub>           | F <sub>v</sub>               | F <sub>x</sub>           | Fy                            | F <sub>x</sub> | F <sub>v</sub> | F <sub>x</sub> | Fy             | $F_{x}$         | F <sub>v</sub> |
| B onopax, 11                 | -                             |                          | 9649                     | 4966                         | 858,5                    | 440,8                         | -3491          | -1796          | 3223           | 2361           | 2905            | 2052           |
| Вертикальная перегрузка 4g   |                               |                          |                          |                              |                          |                               |                |                |                |                |                 |                |
| Смещения, мм                 | Вентилятор                    |                          | КНД                      |                              |                          | ТНД                           |                |                |                |                |                 |                |
|                              | $u_x = 0$ $u_y = -0,325$      |                          | $u_x = 0$ $u_y = -0,038$ |                              | $u_x = 0$ $u_y = -0,149$ |                               | 0,149          |                |                |                |                 |                |
| Deserver                     | Γ                             | 16                       | П1                       |                              | П2                       |                               | П5             |                | П3             |                | П4              |                |
| г сакции                     | F <sub>x</sub>                | F <sub>v</sub>           | F <sub>x</sub>           | F <sub>v</sub>               | F <sub>x</sub>           | Fy                            | F <sub>x</sub> | Fy             | F <sub>x</sub> | Fy             | F <sub>x</sub>  | Fy             |
| в опорах, п                  | 1.000                         | -                        | 0                        | 19422                        | 0                        | 1727                          | 0              | -7028          | 0              | 7196           | 0               | 6409           |
|                              |                               |                          |                          |                              |                          |                               |                |                |                |                |                 |                |

### Результаты статического расчета трансмиссии

При эволюциях самолета (взлете, посадке, смене эшелона и маневрировании) на узлы роторов действуют инерционные нагрузки: при горизонтальном повороте – до 2g, при посадке – до 4g. Результаты статического расчета трансмиссии при горизонтальной поперечной перегрузке в 2g и при вертикальной перегрузке в 4g представлены в таблице 6. В обоих случаях учтена квазистатическая нагрузка от дисбаланса и силы тяжести.

Для принятого уровня дисбалансов деталей роторов проведен расчет колебаний трансмиссии с учетом жесткостей опор. На рисунке 7 представлены составляющие колебательного движения и орбиты центров масс вентилятора, КНД и ТНД под действием нагрузки от дисбаланса и силы тяжести. Максимальные амплитуды колебаний составляют: вентилятор – 0,003 мм, КНД – 0,012 мм, ТНД – 0,01 мм. Для вала вентилятора выражено статическое смещение центра масс по сравнению с ТНД и КНД. В то же время из-за меньшей частоты вращения вентилятора динамическая амплитуда колебаний вентилятора существенно меньше, чем аналогичные амплитуды для ТНД и КНД, определяемые большей частотой вращения РНД.

На рисунке 8 представлены динамические перемещения центра масс вентилятора, КНД и ТНД под действием нагрузки от дисбаланса, силы тяжести и горизонтальной поперечной перегрузки в 2g. Перегрузка начинает действовать при t = 3 с, прикладывается импульсно и действует до конца расчетного периода. Максимальные амплитуды колебаний составляют: вентилятор – 0,32 мм, КНД – 0,03 мм, ТНД – 0,15 мм. Ступень вентилятора имеет большие амплитуды колебаний и статическую составляющую смещения ввиду преобладающей массы. При этом процесс затухания колебаний при выбранных параметрах демпфирования (коэффициент конструкционного демпфирования  $\beta = 0,0001$ ) достигается в пределах 1...1,5 с.

На рисунке 9 представлены перемещения центра масс вентилятора, КНД и ТНД под

действием нагрузки от дисбаланса и вертикальной перегрузке в 4g, прикладываемой аналогично предыдущему расчетному случаю. Максимальные амплитуды колебаний составляют: вентилятор – 0,5 мм, КНД – 0,05 мм, ТНД – 0,19 мм. Аналогично расчету при горизонтальной перегрузке максимальные амплитуды колебаний при возбуждении имеет вентилятор, но колебания также затухают в пределах интервала времени 1...1,5 с. При этом уровень смещений вентилятора достигает величин, сравнимых с рабочим радиальным зазором в газодинамическом тракте.



Рисунок 7. Перемещения узлов роторов под действием нагрузки от дисбаланса и силы тяжести: a – перемещения x(t), y(t);  $\delta$  – траектории, t = 2,9...3 с





*а* – траектории, t = 3...3,5 с;  $\delta$  – перемещения x(t), y(t);  $\epsilon$  – траектории, t = 5,8...6 с





a – траектории, t = 3...3,5 с;  $\delta$  – перемещения x(t), y(t); e – траектории, t = 5,8...6 с

Моделирование динамики силовой схемы двигателя при обрыве лопатки вентилятора

При обрыве лопатки на диск вентилятора начинает действовать неуравновешенная сила от дисбаланса  $F = m \cdot R_{\pi} \cdot \omega^2$ , где m – масса лопатки,  $R_{\pi}$  – радиус центра масс лопатки,  $\omega$  – частота вращения вентилятора. В начальный момент обрыва лопатки F = 272 кH. Несмотря на большую жесткость опорной стойки вентилятора, такая нагрузка вызывает большие перемещения, которые существенно превосходят перемещения от действия силы тяжести и рабочего дисбаланса. Это позволяет пренебречь стационарными воздействиями (силой тяжести и дисбалансом) и принять нулевые начальные условия при решении динамической задачи. При расчете учтено, что при достижении реакции в передней опоре вентилятора определенного значения разрушается «слабое звено», ослабляя жесткость передней опоры (П1). При амплитуде перемещения диска вентилятора более 2 мм, происходит касание лопаток и корпуса вентилятора. Лопатки начинают задевать статор и в пределе обкатываться по нему. Вал вентилятора получает дополнительную опору на корпусе. При контакте лопаток и корпуса возникает значительная сила трения, которая приводит к торможению (снижению частоты вращения) роторов. В данной работе принята простая модель контакта лопаток вентилятора и статора, которая позволяет в первом приближении оценить скорость замедления вращения роторов. Эта модель не учитывает возможностей возникновения полу скоростного вихря обратной прецессии при сухом трении лопаток вентилятора о статор, как представлено в работах [13, 14]. В принятой упрощенной модели моментальная частота вращения вала определяется из закона сохранения энергии, который для стационарного вращения сбалансированных роторов имеет вид:

$$\frac{J_{\rm PHJ} \cdot u_{\rm ped} \cdot \omega_{\rm BeHT}}{2} + \frac{J_{\rm BeHT} \cdot \omega_{\rm BeHT}^2}{2} = E_{\rm c}, \qquad (1)$$

где: ω<sub>вент</sub> – частота вращения вентилятора на стационарном режиме; *u*<sub>ред</sub> – передаточное отношение редуктора; *J*<sub>вент</sub> – полярный момент инерции вентилятора; *J*<sub>РНД</sub> – полярный момент инерции ротора низкого давления; *E*<sub>c</sub> – постоянная энергия системы, включающая в себя поступающую энергию от сгорания топлива и потери от аэродинамического сопротивления и сил трения в системе двигателя.

Слагаемые в левой части уравнения (1) представляют собой кинетическую энергию системы. При обрыве лопатки вентилятора касание статора происходит практически моментально ввиду малости зазора в газодинамическом тракте (см. рисунок 8,*a*). При этом в системе появляется дополнительная сила трения, которая замедляет вращение роторов и, совершая работу, уменьшает кинетическую энергию системы. При таких условиях уравнение (1) преобразуется к виду:

$$\frac{J_{\rm PHJ} \cdot u_{\rm peq} \cdot \omega_{\rm BeHT}^{\kappa}^2}{2} + \frac{J_{\rm BeHT} \cdot \omega_{\rm BeHT}^{\kappa}^2}{2} = E_{\rm c} - A_{\rm rp}, \qquad (2)$$

где:  $\omega_{\text{вент}}^{\kappa}$  – моментальная частота вращения вентилятора,  $A_{\text{тр}}$  – работа силы трения, возникающей при касании лопаток вентилятора корпуса, которая за промежуток времени  $\Delta t$ , вычисляется по формуле:

$$A_{\rm rp} = f_{\rm rp} N \omega_{\rm BeHT} R \Delta t \,, \tag{3}$$

где:  $f_{\rm тp}$  – коэффициент трения контакта; N – сила реакции, возникающая в точке контакта; R – расстояние от точки контакта до оси вращения (внутренний радиус корпуса). Подставляя соотношения (1) и (3) в уравнение (2) получаем формулу для вычисления  $\mathcal{O}_{\rm вент}^{\kappa}$ :

$$\frac{J_{\rm PHJ} \cdot u_{\rm ped} \cdot \omega_{\rm BeHT}^{\kappa}}{2} + \frac{J_{\rm BeHT} \cdot \omega_{\rm BeHT}^{\kappa}}{2} = \frac{J_{\rm PHJ} \cdot u_{\rm ped} \cdot \omega_{\rm BeHT}}{2} + \frac{J_{\rm BeHT} \cdot \omega_{\rm BeHT}^{2}}{2} - f_{\rm TP} N \omega_{\rm BeHT} R \Delta t.$$
(4)

Изменение величины моментальной частоты вращения ротора вентилятора в виде (4)

описывает торможение роторов при динамическом расчете системы. Для оценки влияния рабочего радиального зазора Z и коэффициента трения  $f_{\rm TP}$  между лопатками вентилятора и статором на динамическое поведение системы при обрыве лопатки была выполнена серия расчетов при Z = 2 мм, Z = 6 мм и  $f_{\rm TP} = 0,2$  и  $f_{\rm TP} = 0,4$ .

Изменение частоты вращения вентилятора из-за работы силы трения с целым «слабым звеном» и при срабатывании «слабого звена» показано на рисунке 10.



Рисунок 10. Снижение частоты вращения вала вентилятора во времени: *a* – орбиты диска вентилятора; *б* – частоты вращения вентилятора с целым «слабым звеном»; *в* – частоты вращения вентилятора с разорванным «слабым звеном»

Лопатки вентилятора касаются корпуса через 0,0024 с при Z = 2 мм (см. рисунок 10,*a*). При коэффициенте трения  $f_{\rm Tp} = 0,4$  трансмиссия ТРДД без «слабого звена» за промежуток времени в 1 с замедляется до 2300 об/мин; при срабатывании «слабого звена» полное торможение вентилятора происходит менее чем за 0,5 с (режим авторотации не рассматривается). При коэффициенте трения  $f_{\rm Tp} = 0,2$  трансмиссия ТРДД без «слабого звена» за промежуток времени в 1 с замедляется до 2400 об/мин; при срабатывании «слабого звена» за промежуток времени в 1 с замедляется до 2400 об/мин; при срабатывании «слабого звена» полное торможение вентилятора происходит за 0,9 с. Увеличение рабочего радиального зазора Z до 6 мм слабо влияет на скорость торможения трансмиссии.

#### Выводы

Проведено исследование силовой схемы ТРДД с редукторным приводом вентилятора при нагрузках полетного цикла. Определены силы, действующие в опорах роторов. Максимальная нагрузка достигает 20 кН и реализуется в передней опоре стойки вентилятора. Динамическая составляющая перемещений при импульсном приложении перегрузки сравнима со статическим смещением ротора. Максимальное суммарное (динамическое и статическое) смещение центра масс вентилятора находится в пределах 0,5 мм.

Исследован отклик силовой схемы ТРДД с редукторным приводом вентилятора при обрыве лопатки вентилятора для двух расчетных схем: при срабатывании «слабого звена» и без его разрушения. В расчетах учтено торможение вентилятора при касании статора. При коэффициенте трения  $f_{\rm Tp}$ =0,4 в расчетной схеме без «слабого звена» отмечено постепенное замедление частоты вращения ротора: за промежуток времени в 1 с частота вращения вентилятора при срабатывании слабого звена полное торможение вентилятора происходит менее чем за 0,5 с. При коэффициенте трения  $f_{\rm Tp}$ =0,2 трансмиссия ТРДД без «слабого звена» за промежуток времени в 1 с замедляется до 2400 об/мин. При срабатывании в 1 с замедляется до 2400 об/мин. При срабатывании в 1 с замедляется до 2400 об/мин. При срабатывании в 1 с замедляется до 2400 об/мин. При срабатывании в 1 с замедляется до 2400 об/мин. При срабатывании за 0,9 с. Увеличение рабочего радиального зазора с 2 мм до 6 мм слабо влияет на скорость торможения трансмиссии.

Срабатывание «слабого звена» позволяет достаточно сильно снизить жесткость передней опоры для обеспечения существенного тормозящего момента при контакте вентилятора и корпуса и, соответственно, понизить нагрузки на опорную стойку вентилятора и нагрузки на силовую схему двигателя за счет быстрого торможения вентилятора.

## Литература

- 1. Riegler C., Bichlmaier C. The geared turbofan technology opportunities, challenges, and readiness status // Proc. of 1st CEAS European Air and Space Conference, Berlin, Germany, September 2007.
- 2. Gmelin T.C., Huttig G., Lehmann O. Zusammenfassende Darstellung der Effizienzpotenziale bei Flugzeugen unter besonderer Berucksichtigung der aktuellen Triebwerkstechnik sowie der absehbaren mittelfristigen Entwicklungen.
- 3. Kurzke J. Fundamental differences between conventional and geared turbofans // Proc. of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. June 8–12, 2009, Orlando, Florida, USA.
- 4. Dewanji D., Arvind Rao G., van Buijtenen J. Feasibility study of some novel concepts for high bypass ratio turbofan engines // Proc. of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. June 8–12, 2009, Orlando, Florida, USA.
- 5. Kyprianidis K.G., Rolt A.M., Grönstedt T. Multi-disciplinary analysis of a geared fan intercooled core aero-engine // Proc. of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA.
- 6. United States Patent № 8,935,913 B2 «Geared turbofan gas turbine engine architecture». Jan. 20, 2015.
- 7. United States Patent № 2012/0251306 A1 «Fan rotor support». Oct. 04, 2012.
- 8. United States Patent № 7,694,505 B2 «Gas turbine engine assembly and method of assembling same». Apr. 13, 2010.
- 9. United States Patent № 6,494,032 B2 «Ducted fan gas turbine engine with frangible connection». Dec. 17, 2002.
- 10. United States Patent № 8,430,622 «Turbofan gas turbine engine». Apr. 30, 2013.
- 11. United States Patent № 4,375,906 «System for supporting a rotor in conditions of accidental dynamic imbalance». Mar. 08, 1983.
- 12. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор / Под ред. Л.Я. Переля и А.А. Филатова. Справочник. М.: Машиностроение, 1992.
- 13. United States Patent № 8,790,075 B2 «Gas turbine engine neared architecture axial retention arrangement». Jul. 29, 2014.
- 14. Wilkes J.C., Dyck B.J. The numerical and experimental characteristics of multi-mode dryfriction whip and whirl // Proc. of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. June 8–12, 2009, Orlando, Florida, USA.