

# Расчетно-экспериментальное исследование тонального шума первой подпорной ступени ТРДД для различных режимов работы

Россихин А.А., Панков С.В., Милешин В.И.

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, г. Москва  
e-mail: aarossikhin@ciam.ru

Представлены результаты расчетных исследований тонального шума первой подпорной ступени ТРДД с высокой степенью двухконтурности для режимов работы с относительной приведенной частотой вращения ротора  $N = 53,9\%$  и  $N = 75,5\%$ . Исследования выполнены с помощью метода расчета тонального шума многоступенчатых турбомашин, разработанного в ЦИАМ и реализованного в программном комплексе 3DAS. Проведена валидация используемого расчетного метода. Сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными, полученными на акустическом стенде, показало удовлетворительное соответствие. Установлено, что в целом мощность звукового излучения ступени для режима  $N = 75,5\%$  выше, чем для режима  $N = 53,9\%$ , однако распределена она по большему числу тонов, в результате чего мощность излучения у наиболее заметных в спектре излучения тонов сравнима с таковой для режима  $N = 53,9\%$ .

**Ключевые слова:** вентилятор, подпорная ступень, многоступенчатая турбомашин, тональный шум, вычислительная аэроакустика, методы расчета в частотной области.

## Numerical and experimental investigation of the tone noise of the turbofan first booster stage at different operational conditions

Rossikhin A.A., Pankov S.V., Mileshin V.I.

CIAM, Moscow

The results of the numerical and experimental investigation of the tone noise of the first booster stage of the high bypass ratio turbofan for two operational conditions  $N = 53,9\%$  and  $N = 75,5\%$  are presented. The investigation was performed using the numerical method of multistage turbomachines tone noise simulation, developed in CIAM and implemented in the 3DAS in-house solver. The results of the computation were compared with the experimental data obtained in the CIAM acoustic test facility. The aim was to perform validation of the computational method and also to investigate the mechanisms of tone noise generation in multistage turbomachine. In general satisfactory correspondence between calculation and experiment was obtained. It was found out, that in general the sound power of acoustic radiation through an inlet at operational conditions  $N = 75,5\%$  was higher than at operational conditions  $N = 53,9\%$ , however it was distributed through larger number of tones, and as a result, the powers of the strongest tones were comparable with those at  $N = 53,9\%$  conditions.

**Keywords:** fan, booster stage, multistage turbomachine, tone noise, computational aeroacoustic, frequency domain methods.

### Введение

Прогресс в снижении тонального шума вентиляторов ТРДД сделал более значимым вклад в шум двигателя других источников, таких как турбина низкого давле-

ния и подпорные ступени компрессора [1]. Вплоть до настоящего момента этой составляющей шума при проектировании двигателей не уделяют особого внимания, однако при дальнейшем снижении шума вентиляторов шум подпорных ступеней и турбины

может стать проблемой. Способствовать увеличению этого вклада может также повышение частоты вращения вала каскада низкого давления в редукторных ТРДД.

В работе [2] результаты, полученные на полноразмерных двигателях (статические тесты двигателей) были сопоставлены с результатами, полученными на моделях (модельные вентиляторы без подпорных ступеней). Был сделан вывод, что тональный и широкополосный шум подпорных ступеней может быть значительной компонентой шума, излучаемого из воздухозаборника. Особенно это проявляется на режиме «посадка».

В целом анализ имеющихся данных об узкополосных спектрах шума двигателей показывает, что на посадочных или более низких по частоте вращения режимах нередко наблюдаются хорошо заметные тоны с частотами, соответствующими частотам следования лопаток (ЧСЛ) роторов подпорных ступеней и частотам, являющимся комбинациями последних с ЧСЛ ротора вентилятора. Эти тоны могут быть вполне сравнимы по амплитуде с тонами, имеющими частоты кратные ЧСЛ ротора вентилятора, возникающими в результате ротор-статор-взаимодействия в вентиляторе [3, с. 73; 4, с. 153–154].

В настоящей работе исследуется вентиляторная ступень с подпорными ступенями, разработанная и испытанная в ЦИАМ. Для этой ступени на режиме «посадка», с относительной приведенной частотой вращения вала  $N = 53,9\%$ , тоны, возникающие в результате взаимодействия венцов подпорных ступеней, имеют амплитуду большую, чем тоны, возникающие при ротор-статор-взаимодействии [5]. На рис. 1 приведен узкополосный спектр шума ступени для угла  $60^\circ$  и маркированы четыре семейства тонов: тоны с частотами кратными ЧСЛ вентилятора  $f_1$  ( $f = hf_1$ , где  $h$  – некоторое целое число), а также тоны с частотами, являющимися комбинациями частоты некоторой гармоники ЧСЛ вентилятора и одной из ЧСЛ рабочих колес подпорных ступеней ( $f = hf_1 + f_\mu$ , где  $h$  – целое число;  $\mu = 2 \dots 4$ ;  $f_2, f_3$  и  $f_4$  – ЧСЛ рабочих колес первой, второй и третьей ступеней соответственно).

При повышении частоты вращения вала вклад тонов, возникающих в результате взаимодействия венцов подпорных ступеней, в общий шум вентилятора снижается, пока наконец не становится неразличимым на фоне шума ударных волн. На рис. 2 приведен узкополосный спектр шума ступени на режиме «набор высоты» с  $N = 87,5\%$  и маркированы тоны, являющиеся гармониками ЧСЛ вентилятора. Незначительный вклад подпорных ступеней (роторы которых на всех режимах имеют дозвуковую окружную скорость) в общий шум каскада низкого давления, когда вентилятор работает на трансзвуковых режимах, кажется вполне естественным, так как в этом случае тональный шум вентилятора определяется не только ротор-статор-взаимодействием,

но и шумом ударных волн, который быстро растет при повышении частоты вращения. Однако означенное снижение начинается раньше, чем достигается частота вращения, при которой ударные волны в межлопаточных

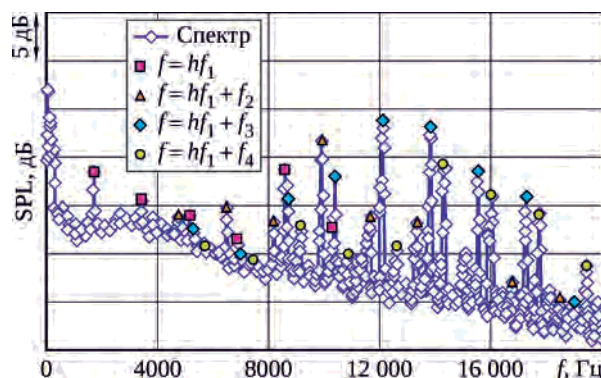


Рис. 1. Узкополосный спектр шума модельного вентилятора в передней полусфере ( $60^\circ$ ) при  $N = 53,9\%$  (указана принадлежность наиболее значимых тонов к одному из четырех семейств)

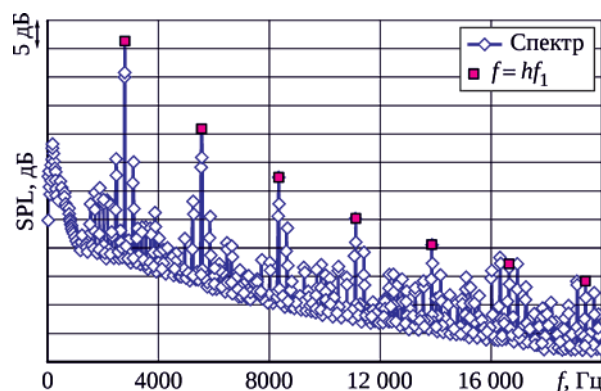


Рис. 2. Узкополосный спектр шума модельного вентилятора в передней полусфере ( $60^\circ$ ) при  $N = 87,5\%$  (помечены тоны с частотами кратными ЧСЛ, большинство наблюдаемых тонов могут быть истолкованы как комбинационные тоны шума ударных волн)

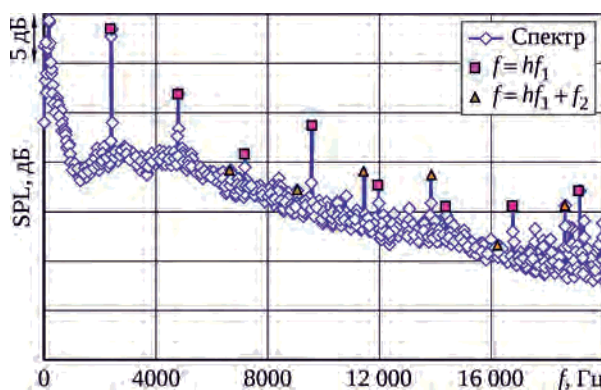


Рис. 3. Узкополосный спектр шума модельного вентилятора в передней полусфере ( $60^\circ$ ) при  $N = 75,5\%$  (указана принадлежность наиболее значимых тонов к двум из семейств – остальные едва заметны)

каналах рабочего колеса вентилятора получают возможность распространяться наружу через воздухозаборник и их шум становится заметным. Уже для режима  $N = 75,5\%$  амплитуды тонов, возникающих в результате взаимодействия венцов подпорных ступеней, сравнимы с таковыми для режима с  $N = 53,9\%$  или меньше их (рис. 3), при том что шум от ротор-статор-взаимодействия существенно возрастает. Именно потребность найти объяснение этому эффекту и стала мотивом для написания данной статьи.

Наблюдаемое снижение относительного вклада шума подпорных ступеней в шум вентилятора при повышении частоты вращения – важное явление. При его отсутствии значение подпорных ступеней как источника шума было бы сравнимо со значением вентилятора. Поэтому причины, вызывающие этот эффект, требуют изучения, для чего необходимо проведение моделирования тонального шума подпорных ступеней на относительно высокой частоте вращения с последующим сравнением полученных результатов с результатами моделирования данного шума на режиме «посадка». Особенно это актуально в силу того, что с точки зрения акустических характеристик и особенностей поля течения режимы «взлет» и «набор высоты» для редукторных вентиляторов, которые, как предполагается, будут использоваться в будущих перспективных двигателях, ближе к режиму  $N = 75,5\%$  данного вентилятора, чем к режимам с более высокой частотой вращения.

Расчетное исследование шума подпорных ступеней для рассматриваемой вентиляторной ступени было начато в работе [6], где был представлен расчет шума первой подпорной ступени для режима  $N = 53,9\%$ . Настоящая статья посвящена расчету тонального шума первой подпорной ступени рассматриваемого вентилятора для режима  $N = 75,5\%$ . Также в статье представлен расчет для режима  $N = 53,9\%$ , в котором более детально, чем в [6], рассматривается взаимодействие между венцами. Исследуются механизмы генерации шума подпорной ступенью, и проводится сопоставление результатов расчетов друг с другом. Отметим, что исследование механизмов генерации шума для этих режимов имеет разное практическое значение. Режим  $N = 53,9\%$  соответствует сертификационному режиму работы двигателя «посадка». Способность предсказывать шум различных элементов двигателя на этом режиме важна для решения задачи снижения шума самолетов следующего поколения на местности. Режим  $N = 75,5\%$  соответствует одному из переходных режимов, который не важен с точки зрения акустической сертификации, однако представляется более удобным для исследования, чем режим «набор высоты» (и тем более «взлет»), так как позволяет сравнить результаты расчета и эксперимента.

Другой важной задачей является дополнительная валидация используемого подхода к расчету шума подпорных ступеней.

Шум подпорных ступеней, в отличие от шума вентилятора, определяется взаимодействием нескольких венцов. Даже если подпорная ступень всего одна, ее шум при излучении из двигателя должен пройти через ротор вентилятора или отразиться от него. Таким образом, проблема расчета шума подпорных ступеней является частью более общей проблемы расчета шума многоступенчатых турбомашин. Шум такой турбомшины нельзя представить как простую совокупность тонов с частотами кратными ЧСЛ роторов. При распространении через турбомашину спиральные волны, сгенерированные при взаимодействии венцов, рассеиваются на роторах с изменением частоты. Поэтому в спектре могут наблюдаться тоны с частотами, соответствующими произвольным комбинациям ЧСЛ роторов.

Действительно, как было показано на рис. 1, тон, не соответствующий какой-либо гармонике частоты следования лопаток какого-либо из роторов, может быть, по крайней мере для некоторых положений микрофонов, даже тоном, характеризующимся наибольшим уровнем звукового давления из всех тонов, наблюдаемых в спектре. При этом распределение энергии между тонами зависит и от геометрии венцов, и от режима работы турбомшины.

Для расчета тонального шума многоступенчатых турбомашин авторами был разработан метод, основанный на кинематических соотношениях, описывающих зависимость поля течения в турбомашине от времени и азимутального угла [6; 7]. Данный метод реализован в программном комплексе 3DAS (3-Dimensional Acoustics Solver) [8; 9]. Он был протестирован на задаче расчета взаимодействий в модельной двухступенчатой турбине в двухмерной постановке [7; 10]. Результаты расчета тонального шума первой подпорной ступени рассматриваемого модельного вентилятора на режиме «посадка» [6], выполненного с использованием этого метода, показали удовлетворительное соответствие эксперименту.

Настоящая статья имеет следующую структуру. В первом параграфе приведены кинематические соотношения, описывающие зависимость полей течения в турбомашине от времени и азимутального угла. Описание следует работам [6; 10], но выражено в более общей форме. Затем представлено обсуждение возможных подходов к постановке расчета в частотной области для многоступенчатой турбомшины. Далее приведен короткий обзор программного комплекса 3DAS. После этого следует описание объекта исследования. В последнем параграфе описана постановка расчета, представлены его результаты и дан их анализ.

## Кинематические соотношения для нестационарных полей течения в многоступенчатой турбомашине

Пусть турбомашина содержит две группы венцов: неподвижные статорные венцы и вращающиеся с угловой частотой вращения  $\Omega$  роторные венцы. Поля течения можно рассматривать как в системе отсчета одной группы венцов, так и в системе отсчета другой. Обозначим с помощью верхнего индекса  $u$  переменной группу венцов, которую эта переменная характеризует: значение индекса  $1$  соответствует статорным венцам,  $2$  – роторным. Произвольное значение будет обозначаться заглавной латинской буквой. Если одной группе присвоена, например, буква  $A$ , то обозначение  $\bar{A}$  будет указывать на вторую группу венцов. Количество венцов в  $A$ -й группе будем обозначать  $N^A$ . Если переменная характеризует какой-либо венец, то номер этого венца в группе будет обозначаться нижним индексом. Произвольное значение будет обозначаться  $\mu = 1 \dots N^A$ .

Обобщив соотношение Тайлера – Софрина [11] на случай многоступенчатой турбомшины, легко показать [7], что полное выражение для возмущения поля течения ( $U$ ) в проточном тракте турбомшины в системе отсчета группы венцов  $A$  можно записать в виде суперпозиции составляющих (азимутальных мод):

$$U_{j^A j^{\bar{A}}} (x, r, \theta^A, t) = U_{j^A j^{\bar{A}}} (x, r) e^{j(m\theta^A - \omega^{\bar{A}} t)}; \quad (1)$$

$$m = j^A + j^{\bar{A}}; \quad \omega^{\bar{A}} = j^{\bar{A}} \Omega^{\bar{A}},$$

где  $m$  – азимутальное число;  $\omega$  – угловая частота;  $\Omega^{\bar{A}}$  – угловая скорость вращения группы венцов  $\bar{A}$  относительно  $A$ ;

$$j^A = \sum_{\mu=1}^{N^A} j_{\mu}^A B_{\mu}^A; \quad j^{\bar{A}} = \sum_{\mu=1}^{N^{\bar{A}}} j_{\mu}^{\bar{A}} B_{\mu}^{\bar{A}}. \quad (2)$$

Здесь  $B_{\mu}^A$  – количество лопаток в  $\mu$ -м венце в  $A$ -й группе;  $j_{\mu}^A$  – произвольные целочисленные константы, характеризующие участие  $\mu$ -го венца  $A$ -й группы в формировании моды. В случае если течение рассматривается в системе отсчета группы статорных венцов, то  $\Omega^{12} = \Omega$ , в противном случае  $\Omega^{21} = -\Omega$ . Значение азимутального угла в различных системах отсчета связано соотношением  $\theta^{\bar{A}} = \theta^A - \Omega^{\bar{A}} t$ .

Возможные значения чисел  $j^A$  не являются произвольными. Необходимым и достаточным условием существования решений (бесконечного числа) Диофантова уравнения вида

$$w = I_1 a_1 + \dots + I_e a_e,$$

где  $I_1, \dots, I_e$  – определенный набор целых чисел, является пропорциональность  $w$  наибольшему общему делителю чисел  $I_k$ :  $\gcd(I_1, \dots, I_e)$ . Таким образом, числа  $j^A$

пропорциональны некоторым произвольным целым числам  $h^A$  с коэффициентами пропорциональности  $P^A = \gcd(B_1^A, \dots, B_{N^A}^A)$ , которые характеризуют число пространственных периодов соответствующей группы венцов, укладываемых в полную окружность. Следовательно, частоты  $P^2 \Omega^{12}$  и  $P^1 \Omega^{21}$  являются базовыми частотами тонального шума в системах отсчета статора и ротора. Числа  $h^A$  являются номерами гармоники базовой частоты возмущений, создаваемых группой венцов  $A$  в системе отсчета, связанной с группой венцов  $\bar{A}$ . Выражение для нестационарного поля течения ( $U$ ) в системе отсчета группы венцов  $A$  можно записать в виде

$$U^A = \sum_{h^A=-\infty}^{\infty} e^{i h^A (P^A \theta^A - P^A \Omega^{\bar{A}} t)} \sum_{h^{\bar{A}}=-\infty}^{\infty} U_{h^{\bar{A}} h^A}^A (x, r) e^{i h^{\bar{A}} P^{\bar{A}} \theta^{\bar{A}}}. \quad (3)$$

Эти выражения эквивалентны соответствующим выражениям для одной ступени с  $P^1$  лопаток в статоре и  $P^2$  лопаток в роторе.

Согласно (3) поле течения в турбомашине может быть представлено как совокупность полей комплексных амплитуд параметров течения для гармоник базовых частот. Можно записать для  $\mu$ -го венца в группе венцов  $A$ :

$$U_{\mu}^A (t, x, r, \theta^A) = \sum_{h^A=-\infty}^{\infty} e^{-i h^A P^A \Omega^{\bar{A}} t} U_{\mu, h^A}^A (x, r, \theta^A). \quad (4)$$

При этом если  $P^A$  не равно 1, чтобы полностью определить решение, его достаточно найти в секторе размерностью  $2\pi/P^A$  радиан. Для остальных углов решение можно достроить, используя условия обобщенной периодичности.

Рассмотрим сектор размером  $2\pi/P^A$  радиан в  $\mu$ -м венце в группе венцов  $A$ . Этот сектор можно разделить на  $Q_{\mu}^A = B_{\mu}^A/P^A$  межлопаточных каналов. В каждом из этих каналов можно ввести угловую координату  $\theta_{bb}$ , которая описывает положение точки внутри межлопаточного канала относительно его стенок, потребовав, чтобы эта угловая координата определялась таким образом, чтобы в  $n$ -м межлопаточном канале выполнялось соотношение  $\theta^A = \theta_{bb} + (2\pi/B_{\mu}^A)n$ , где  $n$  отсчитывается от нуля.

Возмущение, описываемое (1) и (2), имеет фазовый сдвиг между границами межлопаточного канала для  $\mu$ -го венца в группе венцов  $A$  равный

$$\Delta \Psi_{\mu}^A = \frac{2\pi}{B_{\mu}^A} (P^{\bar{A}} h^{\bar{A}} + P^A h^A).$$

Легко видеть, что эти фазовые сдвиги не уникальны для каждого возмущения, но являются одинаковыми для всех возмущений, которые имеют общую частоту и для которых  $h^A$  отличаются только на значение пропорциональное  $2\pi/Q_{\mu}^A$ , так как фазовые сдвиги, отличающиеся друг от друга на  $2\pi a$ , где  $a = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$ , явля-



ются эквивалентными. Всего в каждом межлопаточном канале, очевидно, существует  $Q_\mu^A$  групп возмущений, отличающихся фазовым сдвигом. Такие группы возмущений ранее были названы авторами гармоническими фрагментами [7]. Гармонический фрагмент можно охарактеризовать номером гармоники  $h^A$  и числом  $q$  ( $0 \leq q \leq Q_\mu^A - 1$ ) таким, что для входящих в него возмущений  $h^A = q + aQ_\mu^A$ . В дальнейшем число  $q$  будет называться номером гармонического фрагмента.

Отметим, что взаимодействие некоторой моды с венцом  $B_\mu^A$  в системе отсчета, связанной с этим венцом, дает приращение азимутального числа моды ( $m$ ) на величину  $\delta m = s_\mu^A B_\mu^A$ , где  $s_\mu^A = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$  – произвольный индекс рассеяния. Поэтому понятие гармонического фрагмента имеет четкий физический смысл. Это минимальная совокупность возмущений, такая, что возмущения, принадлежащие данному гармоническому фрагменту, при взаимодействии с лопатками венца переходят только в возмущения, принадлежащие тому же гармоническому фрагменту.

Поля течения в  $\mu$ -м венце в группе венцов  $A$  могут быть выражены через поля течения гармонических фрагментов ( $F$ ) в нулевом межлопаточном канале. Для заданной гармоники  $h^A$  выполняется следующее соотношение:

$$U_{\mu h^A}^A(x, r, \theta^A) = e^{-ih^A r^A \Omega^A} \left( \frac{2\pi i}{B_\mu^A \Omega^A} \right) \sum_{q=0}^{Q_\mu^A-1} F_{\mu h^A q}^A(x, r, \theta_{bb}^A) e^{in\Delta\Psi_{\mu q}^A}, \quad (5)$$

где  $\Delta\Psi_{\mu q}^A = (2\pi/Q_\mu^A)q$ .

Выражение (5) определяет реконструкцию нестационарного поля течения в венце на основе данных о полях течения гармонических фрагментов. Таким образом, задачу о расчете нестационарного поля течения в многоступенчатой турбомашине можно свести к задаче расчета полей течения для набора гармонических фрагментов в одном межлопаточном канале каждого венца многоступенчатой турбомашины. Расчеты могут производиться как в линейном, так и в нелинейном приближении.

Выражения (1)–(5) легко распространяются на случай, когда в турбомашине есть несколько групп венцов, вращающихся с разной скоростью.

## Постановка расчета в частотной области для многоступенчатой турбомашины

Практика показывает [1; 2], что в шуме многоступенчатого компрессора доминирует относительно небольшой набор гармоник, в основном соответствующий гармоникам частоты следования лопаток роторов и их простейшим комбинациям. Поэтому методы расчета

в частотной области представляются перспективными с точки зрения расчета тонального шума многоступенчатой турбомашины.

Данные методы основываются на предположении, что поле течения в венце может быть охарактеризовано конечным (и довольно небольшим) числом гармоник [12; 13]. Также можно предположить, что течение в венце для каждой из рассматриваемых гармоник может быть охарактеризовано небольшим числом гармонических фрагментов (много меньшим, чем  $Q_\mu^A$ ) [6; 7]. Эти два утверждения являются основой используемого в данной работе метода расчета тонального шума многоступенчатых турбомашин в частотной области.

Выбор гармонических фрагментов определяется целями численного исследования. При определении возмущений в венце, вызванных взаимодействием с прилегающими венцами, расчет можно проводить только для частот, являющихся гармониками ЧСЛ соседних венцов, и для нулевого ( $q=0$ ) гармонического фрагмента (который в таких случаях называется просто гармоникой). Примеры решения таких задач можно найти в [14–16]. При расчете возмущений в венце, генерируемых ближайшими венцами той же группы, несколько гармонических фрагментов с нулевой частотой должны быть разрешены в данном венце (и чем больше, тем лучше). При определении амплитуды наиболее сильных тонов шума, излучаемого турбомашинной, приходится использовать те или иные эвристические соображения, чтобы выяснить, какие взаимодействия дают наибольший вклад в ее шум.

Для построения приближения авторы использовали простой подход, основанный на понятии последовательности взаимодействий мод и венцов. Последовательность начинается с взаимодействия исходной азимутальной моды – некоторой окружной неравномерности стационарного поля течения одного из венцов – и некоторого другого венца лопаточной машины. После этого в общем случае образуется некоторая промежуточная мода, которая взаимодействует с еще одним венцом. Промежуточные азимутальные моды – возмущения, которые формируются в актах взаимодействия между азимутальными модами и венцами и снова в них участвуют. По своей природе эти возмущения могут быть энтропийными, вихревыми или акустическими. В свою очередь, акустические возмущения могут быть как распространяющимися по тракту турбомашины, так и экспоненциально затухающими (нераспространяющимися). Наконец в результате некоторой последовательности взаимодействий образуется исходящая акустическая мода – распространяющаяся акустическая мода, излучаемая турбомашинной вверх или вниз по потоку.

Существует бесконечное число последовательностей взаимодействий мод и венцов, соединяющих

каждую пару исходных и исходящих мод, но только для немногих пар имеет место значительная передача мощности между ними, и даже в этом случае только некоторые из последовательностей заметно участвуют в процессе передачи мощности. И конечно, большинство исходных возмущений вносят слабый вклад в тональный шум турбомашин. Поэтому цель исследования состоит в том, чтобы найти подходящую эвристику, которая позволяет определить последовательности взаимодействий мод и венцов, которые, возможно, вносят существенный вклад в процесс генерации шума.

Как было показано в [6], в линейном приближении эвристика может быть построена на базе довольно простых наблюдений над стационарными компонентами поля течения в лопаточных венцах и известных особенностей рассеяния мод на них. Первый этап выбора рассматриваемых в расчете мод состоит в нахождении всех распространяющихся исходящих мод в заданном частотном диапазоне. Их количество ограничено в силу того, что для любой конечной частоты существует конечное число акустических мод, распространяющихся в коаксиальном канале [11]. Затем для найденных мод следует найти характеризующие их наборы целых чисел  $j_\mu^1$  и  $j_\mu^2$ . Поскольку каждой моде соответствует бесконечное число таких наборов, необходимо искать те из них, для которых сумма абсолютных значений этих целых чисел минимальна. В наиболее коротких последовательностях взаимодействий мод и венцов эти числа или соответствуют индексам рассеяния, или пропорциональны азимутальным числам исходных мод [6].

Основной принцип выбора мод может быть сформулирован в следующем виде [6]. В рамках представленного метода предлагается проводить расчет для тех мод (исходных, промежуточных или исходящих), для которых  $|j_\mu^A| \leq s_{\max}$ , где  $s_{\max}$  – некоторое малое целое число. Обычно авторы используют условие  $s_{\max} = 2$ . В целом выбор  $s_{\max}$  должен определяться на основе анализа исходных мод и особенностей рассеяния мод на венцах. Также только те исходные и промежуточные моды, для которых ненулевые значения целых чисел  $\{j_\mu^A\}$  совпадают с соответствующими целыми числами хотя бы в одной из исходящих мод (принцип минимального числа взаимодействий), включаются в расчет. И наконец, предполагается, что нераспространяющиеся исходные и промежуточные моды могут взаимодействовать с расположенными вверх по потоку относительно их источника венцами на расстоянии не более одного венца. Это позволяет сократить число расчетов в первых венцах турбомашин.

Опыт авторов показывает, что набор мод, полученных согласно сформулированным принципам, обычно дает довольно хорошее приближение к желаемому решению, хотя иногда требует коррекции в процессе расчета.

После определения мод, которые надо разрешить в конкретном венце, для этого венца легко определить набор гармоник и гармонических фрагментов, для которых будет осуществляться поиск решения.

## Программный комплекс 3DAS

Метод, использованный в программном комплексе 3DAS, основан на разложении нестационарного вязкого 3D-поля на две части: неоднородное вязкое среднее поле течения и нестационарные невязкие возмущения. Входными данными для программного комплекса являются стационарное поле течения в расчетной области и криволинейная расчетная сетка, обтекающая твердые поверхности. Среднее стационарное поле течения в венце турбомашин должно быть получено с помощью решателя для усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса, использующего конечно-объемную сетку и граничное условие типа поверхности смещения между венцами. Расчет нестационарных невязких уравнений для возмущений (линейных или нелинейных в зависимости от задачи), распространяющихся поверх среднего поля течения, проводится в системе отсчета, вращающейся вместе с лопаточными венцами.

Уравнения в рамках метода расчета, реализованного в программном комплексе 3DAS, решаются численными методами вычислительной аэроакустики. Для пространственной дискретизации применяется метод конечных объемов. При этом для аппроксимации потоков используется DRP-схема (dispersion relation preserving) четвертого порядка [17], преобразованная для криволинейной системы координат (подробное описание можно найти в [8; 9] и упомянутых там работах). Для аппроксимации производной по времени в программном комплексе можно использовать различные схемы Рунге – Кутты. В данной работе использовались схемы Рунге – Кутты типа HALE-RK (high-accuracy large-step explicit Runge – Kutta) четвертого порядка [18]. Программный комплекс допускает проведение расчета как во временной, так и в частотной области.

Метод расчета тонального шума многоступенчатой турбомашин, основанный на понятии гармонического фрагмента, встроен в программный комплекс 3DAS и может применяться как в рамках линейного гармонического расчета, так и в рамках нелинейного расчета. Настоящая статья посвящена линейным гармоническим методам, описанным в [9].

В рамках линейного метода расчета в частотной области вычисления для разных гармонических фрагментов в венце выполняются независимо. Такой подход сводит расчетную область к одному межлопаточному каналу для каждого венца. Граничные условия на периодических границах первого межлопаточного канала

(например, на границе между первым и вторым межлопаточными каналами в  $\mu$ -м статоре) для  $q$ -го гармонического фрагмента могут быть записаны на основании (5). Взаимодействие между венцами описывается с помощью специальных интерфейсов, которые обеспечивают передачу возмущений с заданными частотами и азимутальными числами через границы между блоками расчетной сетки, связанными с разными венцами.

Для анализа поля течения в турбомашине и задания граничных условий для задач расчета распространения излучения шума из воздухозаборника и сопла в программе реализована возможность разложения нестационарного течения на заданных поверхностях по акустическим модам для коаксиального цилиндрического канала. В случае если течение в канале неоднородное по высоте и/или закрученное, решения для мод ищутся численно, по методике, изложенной в работе [12]. В противном случае используются известные аналитические выражения для мод в коаксиальном цилиндрическом канале с однородным течением [11].

В программный комплекс имплементирован еще ряд методов, позволяющих получить акустические характеристики турбомшины в дальнем поле. Прежде всего, это метод, основанный на применении уравнения Фокса Вильямса – Хоукинга с проницаемой поверхностью интегрирования. Описание методов можно найти в [9].

## Объект исследования

Рассматриваемый вентилятор с подпорными ступенями (в стендовой конфигурации) представляет собой модель диаметром 700 мм с широкохордными лопатками ротора вентилятора, разработанную для перспективного двигателя гражданского самолета. Описание модели приведено в [5] и упомянутых там работах.

Табл. 1. Параметры модельного вентилятора

Параметр	$N = 100\%$	$N = 75,5\%$	$N = 53,9\%$
Окружная скорость вентилятора, м/с	395	298,2	212,9
Окружная скорость ротора первой ступени, м/с	221,5	167,2	119,4
Степень двухконтурности	8,5	8,99	9,7

Модель имеет 18 лопаток рабочего колеса вентилятора (РК), 41 лопатку спрямляющего аппарата вентилятора (СА), 71 лопатку во входном направляющем аппарате подпорных ступеней (ВНА<sub>1</sub>), 86 лопаток в рабочем колесе первой подпорной ступени (РК<sub>1</sub>) и 100 лопаток в направляющем аппарате первой подпорной ступени (НА<sub>1</sub>). Кроме того, модель содержит восемь стоек во внешнем контуре, сразу за СА, и девять поддерживающих стоек на выходе из наружного контура. Схема вентилятора в стендовой компоновке показана на рис. 4.

Рассматриваются два режима работы вентилятора: режим  $N = 53,9\%$  («посадка») характеризуется дозвуковым течением в лопаточных венцах, в то время как режим  $N = 75,5\%$  находится на границе между дозвуковым и трансзвуковым режимами. Некоторые параметры модели вентилятора в расчетной точке и для режимов «посадка» и  $N = 75,5\%$  представлены в табл. 1.

В рамках настоящей работы была поставлена задача рассчитать тональный шум первой подпорной ступени. Опыт предыдущих расчетов показал [6], что тоны, частоты которых являются комбинациями ЧСЛ ротора подпорной ступени и частоты некоторой гармоники ЧСЛ ротора вентилятора, возникают в результате рассеяния азимутальных мод с частотой, равной ЧСЛ ротора ступени, на роторе вентилятора. Поэтому первоочередной задачей стало правильное описание меха-

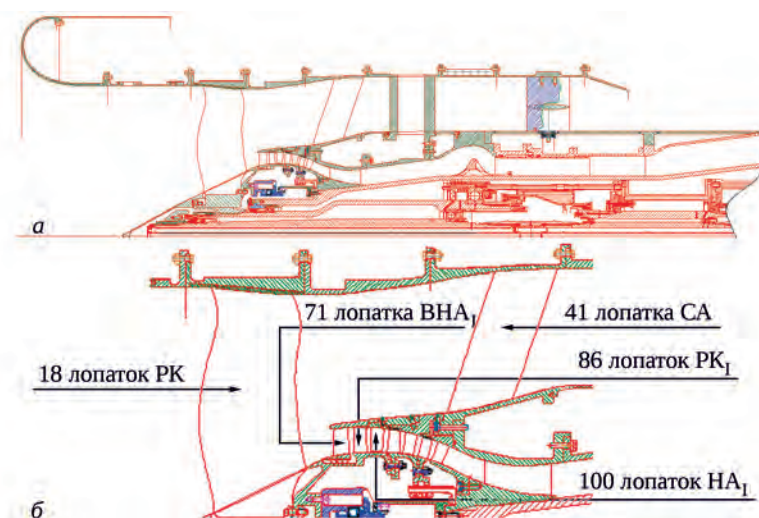


Рис. 4. Схема вентилятора с подпорными ступенями: а – общий вид; б – увеличенный фрагмент



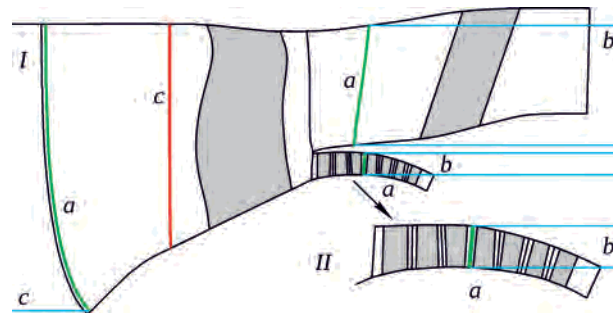
низмов генерации тона с этой частотой. Для повышения точности расчета в рамках задачи было решено также учитывать механизмы генерации тонов, соответствующих гармоникам частоты вращения вала с номерами 68 и 104. Эти тоны имеют частоты равные сумме и разности частот следования лопаток ротора вентилятора ( $f_1$ ) и первой подпорной ступени ( $f_2$ ). Тоны с этими частотами хорошо заметны на экспериментальных диаграммах направленности. Таким образом, требуется разрешить шум на трех частотах:  $f_2$ ,  $f_2 - f_1$  и  $f_2 + f_1$ .

Экспериментальные исследования вентилятора в стендовой компоновке были выполнены на стенде ЦИАМ [5], разработанном для проведения акустических, аэродинамических и прочностных исследований биротативных и однорядных вентиляторов. На данной установке можно одновременно измерять шум двигателя как в передней, так и в задней полусфере. Система измерений имеет 24 микрофона.

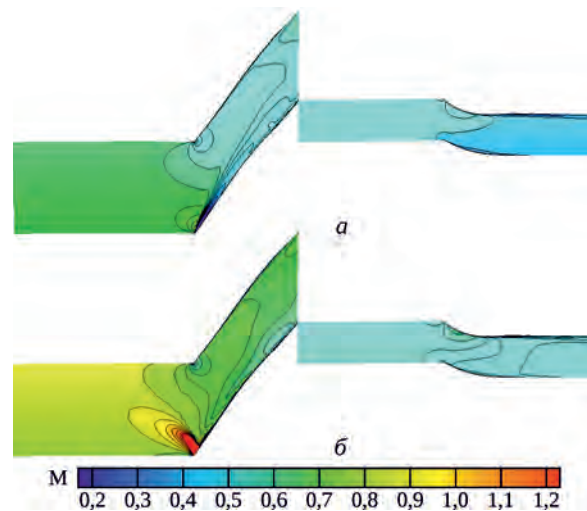
## Расчет тонального шума

**Расчет средних полей течения.** На первом этапе работы рассчитывалось стационарное поле течения в модельном вентиляторе. Расчет проводился с использованием уравнений Навье – Стокса, полуэмпирической модели турбулентности и интерфейсов между венцами типа mixing plane, с помощью разработанного в ЦИАМ программного комплекса 3D-IMP-MULTY [8]. Расчетная область, предназначенная для разрешения стационарного поля течения в вентиляторе, включает в себя один межлопаточный канал РК, один межлопаточный канал СА и один межлопаточный канал для каждого из венцов подпорных ступеней. Размер расчетной сетки 5,6 млн ячеек. Схема расчетной области для данного этапа показана на рис. 5 черными кривыми. Результаты расчетов для относительного числа Маха в цилиндрических сечениях диаметром  $d = 0,9D$  и  $d = 0,53D$  (где  $D$  – диаметр вентилятора) представлены на рис. 6 и рис. 7 для обоих рассматриваемых режимов. На основе сравнения представленных полей можно заключить следующее. Течение для режима  $N = 53,9\%$  является дозвуковым во всей расчетной области. Для режима  $N = 75,5\%$  на лопатках ротора вентилятора появляются ударные волны, однако скорость вращения ротора слишком низка для того, чтобы эти волны могли распространяться по каналу воздухозаборника. Течение в подпорных ступенях для этого режима остается дозвуковым, но скорость течения значительно повышается.

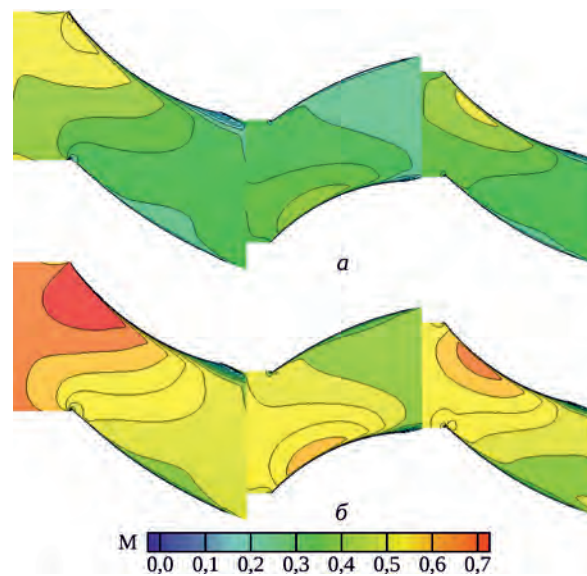
**Расчет нестационарных полей течения в ближнем поле.** Расчетная область для нестационарных расчетов включает область, содержащую лопатки РК, области, содержащие лопатки ВНА<sub>1</sub>, РК<sub>1</sub> и НА<sub>1</sub>, а также область, содержащую вход в наружный контур. Область, содер-



**Рис. 5.** Схема расчетной области: I – общий вид; II – увеличенный фрагмент, содержащий подпорные ступени; a – границы области подробной сетки в расчетах, выполненных с использованием гармонических методов; b – границы буферных блоков (показаны частично); c – поверхность для модального анализа перед вентилятором



**Рис. 6.** Относительное число Маха в цилиндрическом сечении вентилятора с диаметром  $d = 0,9D$ :  
а –  $N = 53,9\%$ ; б –  $N = 75,5\%$



**Рис. 7.** Относительное число Маха в цилиндрическом сечении подпорной ступени с диаметром  $d = 0,53D$ :  
а –  $N = 53,9\%$ ; б –  $N = 75,5\%$



жащая лопатку СА, была опущена, поскольку в рамках данной работы основное внимание было сосредоточено на расчете шума в передней полусфере. Процессом отражения шума от СА решено было пренебречь. Так же как взаимодействием первой подпорной ступени со второй и третьей – оно является темой следующего исследования, посвященного шуму данного вентилятора. Таким образом, для рассматриваемых в статье мод в выражении (2)  $B_1^2, B_1^1, B_2^2$  и  $B_2^1$  – количество лопаток в РК, ВНА<sub>1</sub>, РК<sub>1</sub> и НА<sub>1</sub> соответственно.

Использовавшаяся в нестационарном расчете сетка была перестроена из сетки для стационарного расчета. Часть сетки, соответствующая входу в наружный контур, была перестроена таким образом, чтобы ее угловой размер совпадал с угловым размером части сетки, содержащей РК. Скорость вращения для этой части была задана равной скорости вращения вала. Кроме того, течение в ней было усреднено по азимутальному углу, чтобы убрать неоднородности, связанные с наличием СА. Это позволило потом проводить в данной области расчет для тех же гармоник, что и в РК.

Размер сетки вдоль осевой координаты был существенно увеличен, чтобы обеспечить распространение высокочастотных возмущений, генерируемых подпорной ступенью, без существенной ошибки. Исходя из анализа экспериментальных спектров, была поставлена задача разрешить возмущения с частотой не выше 122-й гармоники частоты вращения вала. Поскольку частоты следования лопаток роторов и скорости потока для обоих режимов существенно различаются, в результате перестроения были получены разные по размеру сетки для первого и второго режимов.

На последнем этапе перестроения к полученным расчетным сеткам были добавлены буферные блоки для предотвращения нефизических отражений от границ. Общий размер сетки для режима  $N = 53,9\%$  составил 4,2 млн ячеек, а для режима  $N = 75,5\%$  – 10,8 млн ячеек. Схематическое изображение расчетной области для расчета шума взаимодействия (как и для стационарного расчета) было приведено на рис. 5. Зелеными линиями показаны границы подробной сетки, синими – границы буферных блоков.

Постановка расчета была начата с определения набора излучаемых мод, удовлетворяющих сформулированным ранее условиям и являющихся распространяющимися, для частот  $f_2, f_2 - f_1$  и  $f_2 + f_1$ . Соответствующие моды представлены в табл. 2 с указанием номеров гармоник частоты вращения вала в системах отсчета ротора и статора и азимутального числа. Также представлены соответствующие индексы  $\{j_\mu^A\}$ . Видно, что большинство мод связано с взаимодействием трех или четырех венцов. Возможность рассматривать все эти взаимодействия в одном расчете является привлека-

Табл. 2. Рассматриваемые азимутальные моды

Частота	$j^2$	$j^1$	$m$	Целочисленные константы $\{j_\mu^A\} (j_1^2, j_1^1, j_2^2, j_2^1)$
$f_2 - f_1$	68	100	-32	(-1, 0, 1, -1)
	68	71	-3	(-1, -1, 1, 0)
	68	58	10	(-1, 2, 1, -2)
	68	42	26	(-1, -2, 1, 1)
	68	29	39	(-1, 1, 1, -1)
$f_2$	86	100	-14	(0, 0, 1, -1)
	86	71	15	(0, -1, 1, 0)
	86	129	-43	(0, 1, 1, -2)
	86	58	28	(0, 2, 1, -2)
	86	42	44	(0, -2, 1, 1)
$f_2 + f_1$	104	100	4	(1, 0, 1, -1)
	104	142	-38	(1, -2, 1, 0)
	104	71	33	(1, -1, 1, 0)
	104	129	-25	(1, 1, 1, -2)
	104	58	46	(1, 2, 1, -2)
	104	42	62	(1, -2, 1, 1)

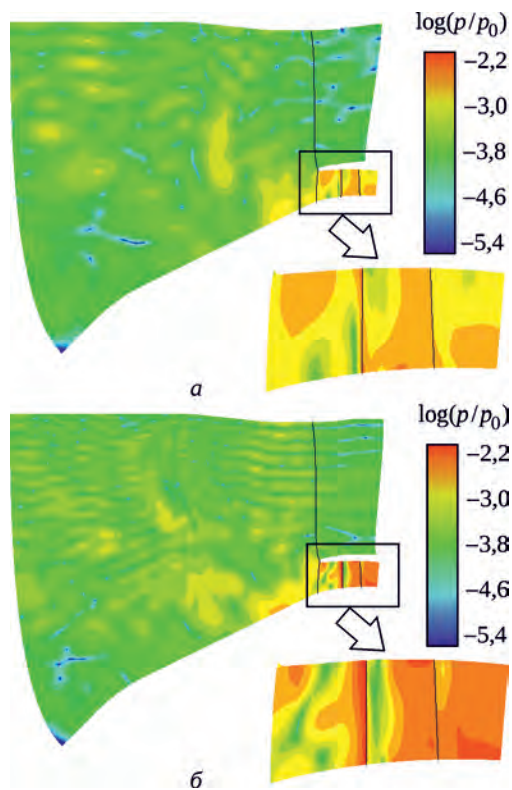
тельной стороной используемого метода. Отметим, что этот набор мод является одинаковым для обоих режимов.

Отметим, что в рамках данной постановки не все взаимодействия рассматриваемых четырех венцов учитываются. При взаимодействии этих венцов возникают также тоны с частотами кратными ЧСЛ ротора вентилятора, однако исследование этих тонов выходит за рамки поставленной задачи.

Следующим этапом подготовки к вычислению является определение для каждого венца гармонических фрагментов, для которых в нем будет проводиться расчет. В этом авторы следовали методике, описанной ранее, и некоторым эвристическим критериям, которые были получены в рамках предыдущей работы [6]. В результате было показано, что как для первого, так и для второго режимов для расчета исходящих и промежуточных мод, участвующих в наиболее коротких последовательностях взаимодействий мод и венцов, необходимо разрешить 67 гармонических фрагментов: 9 в РК, 13 в ВНА<sub>1</sub>, 23 в РК<sub>1</sub>, 22 в НА<sub>1</sub>.

Как уже было сказано, в работе [6] был представлен расчет тонального шума ступени для режима  $N = 53,9\%$ , в котором ставилась цель разрешить шум для 86-й и 104-й гармоник частоты вращения вала. Расчет проводился для 46 гармонических фрагментов: 7 в РК, 7 в ВНА<sub>1</sub>, 15 в РК<sub>1</sub>, 17 в НА<sub>1</sub>. Проведение расчетов для исходящих мод с частотой, соответствующей частоте 68-й гармоники частоты вращения вала, требует добавления 21 гармонического фрагмента.

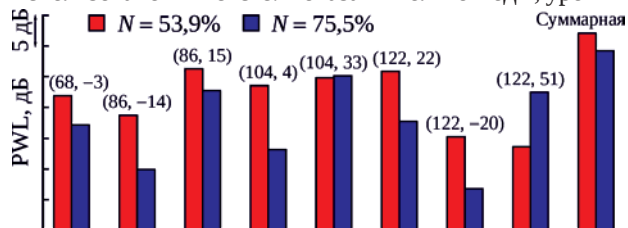
После завершения постановки расчетов были начаты вычисления. Для того чтобы решения для обеих задач полностью сошлись, потребовалось в каждом из расчетов сделать примерно 20 000 шагов. В качестве иллюстрации полученных результатов на рис. 8 показаны амплитуды пульсаций давления (нормированные)



**Рис. 8.** Поля амплитуды пульсаций статического давления в среднем сечении межлопаточных каналов для гармонических фрагментов, содержащих частотно-модальные составляющие с  $j^2 = 86, m = 15$ :  
 а –  $N = 53,9\%$ ; б –  $N = 75,5\%$

для гармонических фрагментов, содержащих азимутальную моду с  $j^2 = 86, m = 15$ , в среднем сечении межлопаточных каналов венцов. Эта мода, как будет показано далее, дает существенный вклад в излучение шума компрессором. Видно, что амплитуды излучения для обоих режимов близки перед компрессором, однако внутри подпорной ступени амплитуды для режима  $N = 75,5\%$  заметно выше.

На следующем этапе, когда решения установились, для полученных полей был проведен модальный анализ пульсаций на входе в вентилятор. Поверхность, на которой проведен модальный анализ, показана на рис. 5 красной линией. Результаты модального анализа показаны на рис. 9, где моды обозначены парой целых чисел, помещенных в скобки, первое из которых –  $j^2$ , а второе –  $m$ , в дальнейшем это обозначение будет использовано и в тексте. Показаны только моды, уровни



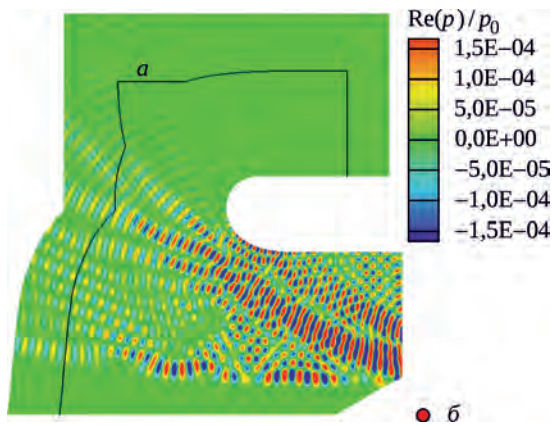
**Рис. 9.** Мощность излучения отдельных мод ( $j^2, m$ )

звуковой мощности (PWL) которых менее чем на 20 дБ ниже, чем у моды с максимальным уровнем. Поскольку модальный анализ проводился в блоках, вращающихся вместе с ротором, оказалось возможным выделить моды, не только соответствующие трем частотам, указанным ранее, но и моды с более высокой частотой, возникающие при взаимодействии мод из табл. 2 с ротором вентилятора. При этом на рис. 9 из этих мод показаны только моды с частотой равной частоте 122-й гармоники частоты вращения вала, поскольку для мод с более высокой частотой разрешение расчетной сетки является недостаточным, что ставит под вопрос точность их расчета. Отметим, что все показанные моды принадлежат только трем гармоническим фрагментам: одному – который описывает возмущения, возникающие при взаимодействии ротора подпорной ступени со статором подпорной ступени и ротором вентилятора, и для которого  $j^2 = 86 + 18a, m = -14 + 18a$  ( $a = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$ ), и двум – которые описывают разные взаимодействия между ротором подпорной ступени, ВНА<sub>1</sub> и ротором вентилятора. У двух последних фрагментов одинаковый набор значений  $j^2 = 86 + 18a$ , для первого  $m = 15 + 18a$ , а для второго  $m = -56 + 18a$ . Взаимодействия, в которых участвуют и ВНА<sub>1</sub> и НА<sub>1</sub>, не вносят значительного вклада в шум ступени.

Анализ показывает, что для режима  $N = 53,9\%$  наибольшая мощность излучения наблюдается у мод (86, 15) и (122, 22). Наличие сильных возмущений для 122-й гармоники частоты вращения вала говорит о том, что важнейшую роль в процессе генерации шума подпорными ступенями играет рассеяние возмущений на роторе вентилятора.

Для режима  $N = 75,5\%$  наибольшая звуковая мощность наблюдается у мод (104, 33) и (86, 15). Видно совершенно разное распределение мощности для обоих режимов. Кроме того, не наблюдается существенного повышения мощности излучения для рассматриваемых гармоник с повышением частоты вращения вала. Наоборот, вопреки предположениям, для этих тонов наблюдается снижение мощности излучения на 2,6 дБ. Этот вопрос будет подробно рассмотрен далее, при анализе полученных результатов.

Дополнительно разложение по азимутальным модам было выполнено на поверхностях перед ВНА<sub>1</sub> и за НА<sub>1</sub>. Результаты этих разложений также рассмотрены далее. **Расчет распространения возмущений в дальнее поле.** Результаты модального анализа были использованы для расчета распространения шума через воздухозаборник модельной ступени. Процедура расчета и геометрия расчетной области полностью соответствовали описанным в работе [6]. Для расчета распространения шума были использованы линеаризованные уравнения Эйлера для мод в частотной области, задан-



**Рис. 10.** Действительная часть комплексной амплитуды пульсаций давления (нормированная) для моды (86, 15) в воздухозаборнике для режима работы  $N = 75,5\%$ :  
 а – поверхность интегрирования;  
 б – центр арки микрофонов

ные в меридиональном сечении воздухозаборника [9]. Часть расчетной области с подробной сеткой показана на рис. 10. Правая граница расчетной области совпадает с поверхностью для модального анализа на рис. 5. Расчет был проведен для всех мод, показанных на рис. 9. На рис. 10 показана действительная часть комплексной амплитуды пульсаций давления в воздухозаборнике для моды (86, 15) для режима  $N = 75,5\%$ .

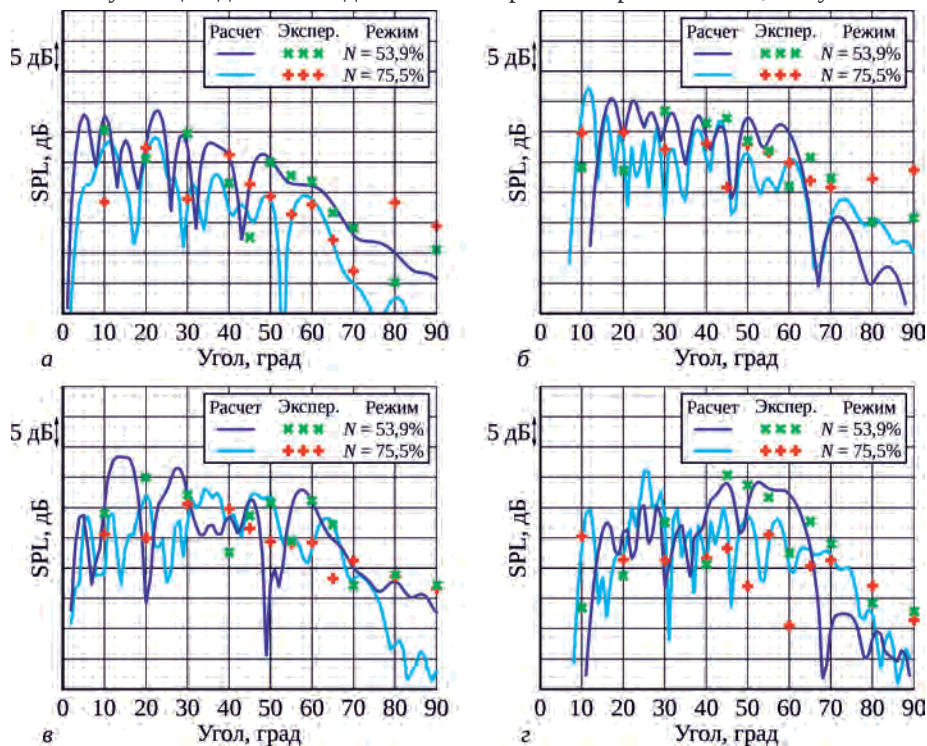
Для расчета излучения звука в дальнем поле использовался метод Фокса Вильямса – Хоукингса. Черная линия на рис. 10 показывает положение поверхности интегрирования. Пульсации давления в дальнем

поле были вычислены в точках, равномерно расположенных в диапазоне углов  $1 \dots 90^\circ$  с промежутком в  $1^\circ$  на дуге окружности радиусом  $r = 4$  м (в масштабе установки) с центром, находящимся в точке пересечения поверхности, проходящей через передние кромки лопаток ротора, и оси вращения вентилятора. Положение центра арки показано на рис. 10.

**Сравнение результатов расчета и эксперимента.** Полученные результаты были сопоставлены с результатами испытаний рассматриваемого вентилятора, проведенных на стенде ЦИАМ. В передней полусфере экспериментальная установка позволяет провести сравнение для 12 микрофонов. В качестве исходных данных для сравнения использовались узкополосные спектры, полученные в эксперименте. Основная частота спектрального разложения – 19,5 Гц. На основании этих спектров были построены диаграммы направленности тонального шума для искомых гармоник.

Сравнение результатов, полученных на различных режимах работы, представлено на рис. 11, где показаны диаграммы направленности для частот  $f_2 - f_1, f_2, f_2 + f_1, f_2 + 2f_1$ . В целом видно хорошее соответствие между расчетом и экспериментом. Отметим, однако, сильное отклонение результатов расчета для углов 80 и  $90^\circ$  на режиме  $N = 75,5\%$ .

**Анализ полученных результатов.** Рассмотрим сначала влияние увеличения числа гармонических фрагментов на результаты для режима  $N = 53,9\%$ . Сравнение диаграмм направленности, полученных в расчете с 46 и



**Рис. 11.** Диаграммы направленности шума в передней полусфере:  
 а –  $f = f_2 - f_1$ ; б –  $f = f_2$ ; в –  $f = f_2 + f_1$ ; г –  $f = f_2 + 2f_1$



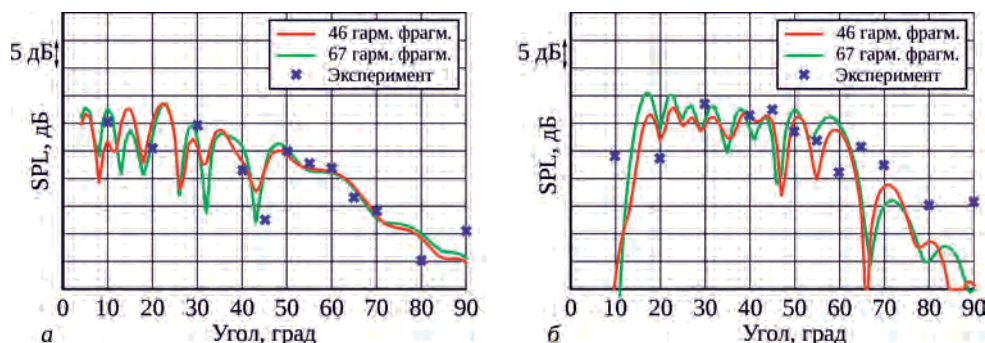


Рис. 12. Диаграммы направленности для тонов с частотами  $f = f_2 - f_1$  (а) и  $f = f_2$  (б) для расчетов с 67 и 46 гармоническими фрагментами (режим работы  $N = 53,9\%$ )

67 гармоническими фрагментами, показывает, что наибольшее расхождение между ними наблюдается для гармоник с частотами  $f_2 - f_1$  и  $f_2$ . Этот случай представлен на рис. 12. Видно, что уровни звукового давления при увеличении числа гармонических фрагментов возросли, особенно для тона с частотой  $f_2$ . В целом результаты расчета с 67 гармоническими фрагментами ближе к экспериментальным результатам.

Чтобы понять причину данного роста, были использованы данные, полученные в результате модального анализа, проведенного на поверхности, расположенной во внутреннем контуре, перед  $ВНА_1$ . Сравнение результатов анализа показало, что изменение диаграмм направленности в основном связано с появлением в расчете с 67 фрагментами вклада от моды (68, -3). Один из путей ее генерации – взаимодействие следа ротора вентилятора с подпорной ступенью, а излучаемая из внутреннего контура, эта мода в результате взаимодействия с ротором, по-видимому, почти полностью преобразуется в моду (86, 15).

Сравнение представленных данных для режимов  $N = 53,9\%$  и  $N = 75,5\%$  показывает, что как расчетные, так и экспериментальные кривые уровня звукового давления для последнего режима лежат в целом ниже, чем для первого. Это противоречит представлению о том,

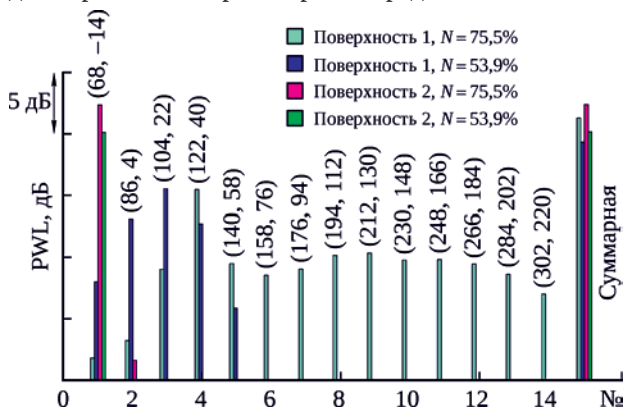


Рис. 13. Мощность излучения отдельных мод ( $j^2, m$ ) на входе в вентилятор (поверхность 1) и перед  $ВНА_1$  (поверхность 2)

что шум ступени должен возрастать с увеличением частоты вращения. Кроме того, наблюдается довольно сильное различие в распределении мощности между тонами.

Объяснение полученным данным можно получить, воспользовавшись результатами модального анализа, проведенного на поверхности перед  $ВНА_1$ , а также на поверхности за  $НА_1$ , путем сравнения их друг с другом и с результатами модального анализа, выполненного на поверхности на входе в вентилятор.

Сначала рассмотрим звуковую мощность на поверхности перед  $ВНА_1$  (расположенной в блоках, связанных с  $ВНА_1$ ). Мощность излучения ступени удобнее рассматривать на этой поверхности, так как здесь она распределена по меньшему числу мод. Анализ показал, что если сравнивать мощность мод, проходящих через поверхность перед  $ВНА_1$ , на разных режимах, то в целом мощность излучения подпорной ступени на режиме  $N = 75,5\%$  выросла, однако всего на 0,5 дБ, что существенно меньше ожидаемого. Эти результаты можно сравнить с результатами модального анализа, проведенного на поверхности на выходе из ступени (поверхность, расположенная ниже по течению относительно  $НА_1$ ). На этой поверхности полученная в расчете акустическая энергия наиболее интенсивных акустических мод больше на 6,7 дБ для режима работы  $N = 75,5\%$ . При этом суммарная мощность излучения ступени вверх и вниз по потоку выросла на 6 дБ. Можно заключить, что столь незначительный рост мощности на входе во внутренний контур вызван значительным снижением относительной доли звуковой мощности, излучаемой ступенью против течения, с увеличением скорости вращения вала. Отметим, что похожая ситуация с распределением мощности между входом и выходом ранее наблюдалась авторами при исследовании биротативной ступени [19].

Для некоторых мод мощность, излучаемая вверх по потоку, даже снижается. Так, например, для моды (86, 15) общая звуковая мощность, вычисленная на основе результатов модального анализа, проведенного



на поверхности перед ВНА<sub>1</sub>, упала на 4,2 дБ. При этом суммарная по входу и выходу звуковая мощность, определенная по результатам модального анализа на поверхностях, расположенных перед ВНА<sub>1</sub> и после НА<sub>1</sub>, возросла на 7 дБ. Увеличение мощности излучения для этой моды на выходе из подпорной ступени хорошо заметно на рис. 8.

Однако, как было показано ранее, звуковая мощность наиболее интенсивных тонов, рассчитанная на поверхности перед вентилятором, упала на 2,6 дБ. Снижение мощности на рассматриваемых частотах перед вентилятором, как показал анализ, связано с тем, что для мод, которые имеют отрицательное азимутальное число, на режиме  $N = 75,5\%$  наблюдается значительно большее взаимодействие с ротором вентилятора, чем на режиме  $N = 53,9\%$ . Проиллюстрируем это на примере возмущений, генерируемых при взаимодействии РК<sub>1</sub> с НА<sub>1</sub> и РК, для которых  $j^2 = 86 + 18a$  и  $m = -14 + 18a$ . На рис. 13 показано распределение мощности между соответствующими модами на поверхности, расположенной перед ВНА<sub>1</sub>, и поверхности, расположенной перед вентилятором. Показаны только моды, уровни звуковой мощности которых менее чем на 25 дБ ниже, чем у моды с максимальным уровнем звуковой мощности. Видно, что в целом для режима  $N = 75,5\%$  мощность излучения подпорной ступени возросла (на 2,3 дБ), но из-за взаимодействия с ротором вентилятора она оказалась распределена по большему частотному диапазону. По-видимому, увеличение рассеяния связано с изменением ориентации фронта рассеиваемых волн относительно лопаток ротора вентилятора [20].

Можно заключить, что для рассматриваемого модельного вентилятора уменьшение мощности излучения для наиболее интенсивных тонов, возникающих в результате взаимодействия венцов подпорных ступеней, при увеличении частоты вращения вала вызвано прежде всего значительным снижением относительной доли звуковой мощности, излучаемой ступенью вверх по потоку. При этом суммарная мощность звукового излучения ступени вверх и вниз по потоку растет при росте частоты вращения. Также важную роль играет рассеяние мод, генерируемых подпорной ступенью, ротором вентилятора, которое может сопровождаться перераспределением мощности излучения в пользу мод с высокой частотой.

Полученные результаты можно рассматривать как подтверждение работоспособности используемого авторами метода расчета шума лопаточных машин. В данный момент количество объектов, при исследовании которых применялся данный метод и при этом проводилось сопоставление полученных результатов или с экспериментальными данными, или с результа-

тами расчета во временной области, довольно ограничено. Это модельная двухступенчатая турбина, рассмотрение которой проводилось в двухмерной постановке [7; 10], и первая подпорная ступень, рассмотренная в настоящей статье и работе [6]. Однако то, что для столь разных объектов были получены обнадеживающие результаты, указывает на потенциальную возможность применения данного метода к самым разнообразным турбомашинам. То, что метод правильно воспроизводит изменение характеристик тонального шума подпорной ступени с изменением режима, является дополнительным аргументом в пользу возможности его широкого применения при расчете шума турбомашин.

## Заключение

В данной работе представлены результаты расчетных исследований тонального шума первой подпорной ступени ТРДД с высокой степенью двухконтурности для двух режимов работы: с относительной приведенной частотой вращения  $N = 53,9\%$  и  $N = 75,5\%$  – с использованием математической модели тонального шума многоступенчатой турбомшины, разработанной авторами и реализованной в программном комплексе 3DAS. Модель учитывает взаимодействие венцов подпорной ступени компрессора: ротора первой ступени с входным направляющим аппаратом и с направляющим аппаратом первой ступени, – а также некоторые взаимодействия между указанными венцами и ротором вентилятора.

С использованием данной модели был произведен расчет тонального шума в передней полусфере для обоих режимов и получены диаграммы направленности шума в дальнем поле для тонов с частотами  $f_2$ ,  $f_2 + f_1$  и  $f_2 + 2f_1$ , где  $f_1$  – частота следования лопаток ротора вентилятора, а  $f_2$  – частота следования лопаток ротора первой подпорной ступени.

Проведено сопоставление результатов расчета с результатами эксперимента на стенде ЦИАМ, и показано удовлетворительное соответствие между ними. Установлено, что на режиме  $N = 75,5\%$  ротор вентилятора в значительно большей мере рассеивает шум, генерируемый при взаимодействиях в подпорной ступени, чем на режиме  $N = 53,9\%$ , что, по-видимому, связано с различной ориентацией фронтов рассеиваемых волн относительно лопаток ротора вентилятора. Показано, что в целом для режима  $N = 75,5\%$  мощность излучения подпорной ступени возросла по сравнению с режимом  $N = 53,9\%$ , но при этом основной ее прирост пришелся на излучение, распространяющееся вниз по потоку.

Полученные результаты можно рассматривать как подтверждение работоспособности используемого авторами метода расчета шума лопаточных машин.

---

## Литература / Reference

1. Validation of turbine noise prediction tools with acoustic rig measurements / D. Broszat, D. Korte, U. Tapken, M. Moser // 15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference 2009 (30th AIAA Aeroacoustics Conference), Miami, Florida, USA, 11–13 May 2009. Curran Associates, 2009. Vol. 4. P. 2622–2634. AIAA 2009-3283.
2. Agarwal N.K., Ganz U.W., Premo J.W. Compressor noise contribution to inlet noise. 2004. (10th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Manchester, UK, May 10–12, 2004; AIAA 2004-2913).
3. Smith M.J.T. Aircraft noise. Cambridge etc.: Cambridge University Press, 1989. 359 p. (Cambridge Aerospace Series).
4. Aeroacoustics of flight vehicles: theory and practice / ed. by H. Hubbard. Vol. 1: Noise sources. NASA Langley Research Center, Hampton, Virginia. 1991. (NASA reference publication; 1258).
5. Khaletskiy Y., Mileshe V. Experimental study of 700-mm fan model noise at CIAM anechoic chamber // ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition, June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA. Vol. 6C: Turbomachinery. GT2013-94454. 6 p.
6. Rossikhin A.A., Pankov S.V., Mileshe V.I. Numerical investigation of the first booster stage tone noise of a high bypass ratio turbofan // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13–17, 2016, Seoul, South Korea. Vol. 2A: Turbomachinery. GT2016-57352. 10 p.
7. Осипов А.А., Россихин А.А. Метод расчета нестационарного аэродинамического взаимодействия решеток в многоступенчатой турбомашине // Ученые записки ЦАГИ. 2014. Т. 45, № 2. С. 50–62.  
Osipov A.A., Rossikhin A.A. Calculation method for unsteady aerodynamic blade row interaction in a multistage turbomachine // TsAGI Science Journal. 2014. Vol. 45, nr 3/4. P. 255–271.
8. Computational and experimental investigation of unsteady and acoustic characteristics of counter-rotating fans / I.A. Brailko, V.I. Mileshe, M.A. Nyukhtikov, S.V. Pankov // ASME 2004 Heat Transfer/Fluids Engineering Summer Conference, July 11–15, 2004, Charlotte, North Carolina USA. Vol. 2, pt. A/B. P. 871–879. HT-FED2004-56435.
9. Numerical method for turbomachinery tonal noise generation and radiation simulation using CAA approach / M.A. Nyukhtikov, A.A. Rossikhin, V.V. Sgadlev, I.A. Brailko // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, June 9–13, 2008, Berlin, Germany. Vol. 6: Turbomachinery, pt. A/C. P. 887–894. GT2008-51182.
10. Rossikhin A.A. Frequency-domain method for multistage turbomachine tone noise calculation // International Journal of Aeroacoustics. 2017. Vol. 16, nr 6. P. 491–506.
11. Tyler J.M., Sofrin T.G. Axial flow compressor noise studies // SAE Transactions. 1962. Vol. 70. P. 309–332.
12. Verdon J.M. Linearized unsteady aerodynamic analysis of the acoustic response to wake/blade-row interaction. NASA, Glenn Research Center, January 2001. iv, 88 p. NASA/CR–2001-210713, 2001.
13. Advanced numerical methods for the prediction of tonal noise in turbomachinery: part II – Time-linearized methods / C. Frey, G. Ashcroft, H.-P. Kersken, C. Weckmüller // ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition, June 11–15, 2012, Copenhagen, Denmark. Vol. 8: Turbomachinery, pt. A/C. P. 1779–1789. GT2012-69418.
14. Hall K.C., Thomas J.P., Clark W.S. Computation of unsteady nonlinear flows in cascades using a harmonic balance technique // AIAA Journal. 2002. Vol. 40, nr 5. P. 879–886.
15. The nonlinear harmonic method: from single stage to multi-row effects / S. Vilmin, E. Lorrain, B. Tartinville, A. Capron, C. Hirsch // International Journal of Computational Fluid Dynamics. 2013. Vol. 27. P. 88–99.
16. He L. Method of simulating unsteady turbomachinery flows with multiple perturbations // AIAA Journal. 1992. Vol. 30, nr 11. P. 2730–2735.
17. Tam C.K.W., Webb J.C. Dispersion-relation-preserving finite difference schemes for computational acoustics // Journal of Computational Physics. 1993. Vol. 107, iss. 2. P. 262–281.
18. High-accuracy large-step explicit Runge – Kutta (HALE-RK) schemes for computational aeroacoustics / V. Allampalli, R. Hixon, M. Nallasamy, S.D. Sawyer // Journal of Computational Physics. 2009. Vol. 228, iss. 10. P. 3837–3850.
19. Numerical and experimental investigation of acoustic characteristics of model ultra high bypass ratio counter-rotating fan / A. Rossikhin, I. Druzhinin, I. Khaletskii, V. Mileshe // ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 11–15, 2018, Oslo, Norway. Vol. 2B: Turbomachinery. 10 p. GT2018-76878.
20. Hanson D.B. Broadband noise of fans – with unsteady coupling theory to account for rotor and stator reflection/transmission effects. NASA, Glenn Research Center, November 2001. vi, 88 p. NASA/CR–2001-211136.

*Материалы получены редакцией 19.09.2020*