

УДК 621.789:621.438

А. А. Мыленко<sup>1</sup>, Э. Л. Рожковская<sup>1</sup>, Т. Р. Гараненко<sup>2</sup><sup>1</sup>АО «Мотор Сич» г. Запорожье<sup>2</sup>Киевский национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев

## ПОВЫШЕНИЕ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ШИРОКОХОРДНЫХ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ПОЛЕ УЛЬТРАЗВУКА

*Произведен расчет волновода для упрочнения поверхности пера широкохордных лопаток вентилятора в поле ультразвука. По данным расчета изготовлен и опробован в работе вышеуказанный волновод, который стабильно работает на расчетных параметрах.*

**Ключевые слова:** широкохордная лопатка, волновод, ультразвук, колебания, стоячая, изгибная волна.

Одним из основных технологических приемов повышения прочности, надежности и долговечности авиационных двигателей является метод поверхностного пластического деформирования — упрочнение в поле ультразвука.

Процесс осуществляется в ограниченном объеме воздушной среды за счет энергии удара по обрабатываемым поверхностям детали стальных шариков, ускоряемых колеблющейся с ультразвуковой частотой поверхностью волновода (рис. 1), где

- 1 — магнитоstrictionный преобразователь (сталь 45);
- 2 — стальные шарики по (ГОСТ 3722-83);
- 3 — волновод (титановый сплав ВТЗ-1);
- 4 — обрабатываемая лопатка;
- 5 — оснастка.

В результате высокой частоты ударов и большого ускорения происходит интенсивная пластическая деформация поверхностного слоя детали, вследствие чего изменяется исходное состояние микрогеометрии и физические свойства поверхностного слоя, в нем наводятся остаточные напряжения сжатия.

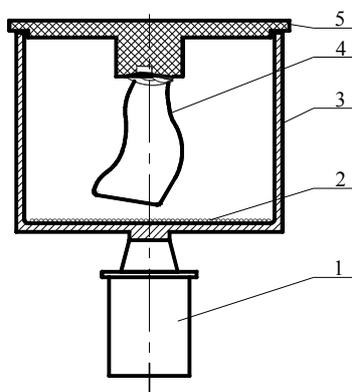


Рис. 1. Схема установки

В воздушной среде, заполняющей полость рабочего объема, наблюдается явление интерференции волн, причем если при распространении волн в среде и при отражении их от препятствия не происходит потерь энергии, то амплитуды падающей и отраженной волн равны между собой. Отраженная волна интерферирует с падающей волной, в результате чего в тех точках, куда падающая и отраженная волна приходит в противофазе, результирующая амплитуда падает до нуля, т. е. точки все время остаются в покое, образуя неподвижные узлы колебаний, а в тех местах, где фазы волн совпадают, волны усиливают друг друга, образуя пучности колебаний. В результате чего получается стоячая волна в ограниченном объеме, между двумя стенками, если расстояние между ними равно целому числу полувольт. Длина волны находится в определенном соотношении с размерами объема. Это условие выполняется для ряда частот  $f_1; f_2; f_3...$ , т. е. собственными частотами данного объема:

$$\frac{\lambda}{2} = \frac{f}{c}, \quad (1)$$

где  $f$  — частота колебаний воздушной среды;

$\lambda$  — длина волны;

$c$  — скорость распространения звука в воздушной среде.

Стоячая волна характеризуется следующими особенностями:

1) в стоячей волне амплитуда  $A$  меняется от точки к точке по синусоидальному закону;

2) при резонансной частоте колебания воздушной среды и амплитуды удваиваются;

3) максимальная амплитуда смещений рабочего конца УЗ-вых инструментов составляет несколько десятков мкм при частотах в несколько десятков кГц.

Амплитуда колебаний воздушной среды находится из соотношения

$$A_{\text{воз}} = \frac{\gamma_{Ti}}{\gamma_{\text{воз}}} A_{Ti},$$

где  $\gamma_{Ti}$  — удельный вес титана, кг/м<sup>3</sup>;

$\gamma_{\text{воз}}$  — удельный вес воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$A_{Ti}$  — амплитуда титана, м<sup>3</sup>.

Амплитуда колебаний титана находится из соотношения:

$$A_{Ti} = \frac{\gamma_{\text{нмс}}}{\gamma_{Ti}} A_{\text{преоб}},$$

где  $\gamma_{\text{нмс}}$  — удельный вес стали 45 кг/м<sup>3</sup>;

$\gamma_{Ti}$  — удельный вес титана, кг/м<sup>3</sup>;

$A_{\text{преоб}}$  — амплитуда преобразователя, м<sup>3</sup>.

Заметим, что амплитуда колебаний имеет обратную зависимость от удельного веса.

Но в неоднородной среде воздух — стальные шарики, заключенной в жесткие границы рабочего объема, из-за явления интерференции и отражения шариков от жестких границ, определение параметров ультразвукового поля усложняется.

Рабочий объем является колебательной системой, работающей на вынужденных колебаниях, т. е. частота и амплитуда вынужденных колебаний определяется не колеблющейся системой, а частотой и размахом колебаний вынуждающей силы волновода (активного концентратора ультразвуковых колебаний).

Оптимальной формой рабочего объема является цилиндрическая поверхность (пассивный концентратор ультразвуковых колебаний), которая концентрирует отраженную ультразвуковую волну в геометрической оси цилиндрической поверхности.

Для объемов среды, имеющих форму цилиндра, для возбуждения резонансных колебаний необходимо выполнение условия, чтобы размеры объема были равны целому числу четвертей длины волны, излучаемой в рабочий объем. В этом случае в рабочем объеме среды (воздух — стальные шарики) устанавливается рабочая волна, амплитуда которой в 4 раза больше амплитуды колебаний излучающей поверхности волновода.

Для упрочнения пера лопатки вентилятора был рассчитан, запроектирован и изготовлен волновод ультразвуковых колебаний (рис. 2).

Расчет собственной частоты оболочки сводился к расчету собственной частоты цилиндра, колеблющегося осесимметрично с граничными условиями, соответствующими оболочке со свободными концами.

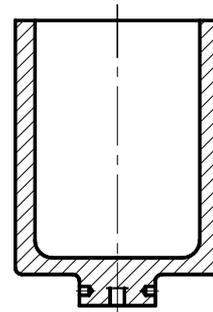


Рис. 2. Волновод ультразвуковых колебаний

Условие резонанса для рабочего объема, имеющего многосторонний контакт с окружающим воздухом, соответствует условию образования стоячей волны в том случае, когда на открытых концах амплитуда максимальна ( $A = \max$ ), а давление равно нулю ( $P = 0$ ). Собственная частота такого рабочего объема определяется уравнением:

$$f_n = \frac{nc}{2l},$$

где  $n = 1, 2, 3$  — порядковый номер гармоники,  $l$  — длина цилиндра.

Если имеем зазор между поверхностью волновода и оснастки односторонний, то на закрытом конце  $A = 0$ , а  $P = \max$ . Собственная частота равна:

$$f_n = \frac{(2n-1)c}{4l}. \quad (2)$$

Волновод ультразвуковых колебаний работает на изгибных волнах.

Скорость распространения изгибных волн в тонких листах является функцией частоты и для листа толщиной  $d$  имеем:

$$C_{\text{волны}} = \sqrt{\frac{E}{3(1-\sigma^2)\rho}},$$

где  $E$  — модуль Юнга;

$\sigma$  — коэффициент Пуассона;

$\rho$  — плотность материала;

$f$  — частота колебаний.

Длина изгибной волны равна:

$$\lambda_{\text{изг}} = \sqrt{\frac{2\pi Ch}{f\sqrt{12}}}, \quad (3)$$

где  $C$  — скорость распространения изгибных волн;

$h$  — толщина стенки;

$f$  — частота колебаний.

#### Расчет длины хвостовика

Длина хвостовика зависит от частоты колебаний и приложенной нагрузки. Определим характер и величину нагрузки.

Вырежем из дна концентратора кольцо, меньший диаметр которого равен:

$$D_m = D_l + 2R .$$

На этом диаметре находится начало изгибных колебаний и больший диаметр равный соответствующему первому узлу колебаний:

$$D_b = D_m + 2\lambda/8 .$$

Здесь  $\lambda$  – длина изгибной волны в материале концентратора определяемая по формуле (3).

Развернем это кольцо так, как показано на рис. 3 (это оправдано тем, что колебания осесимметричны, а прогибы малы).

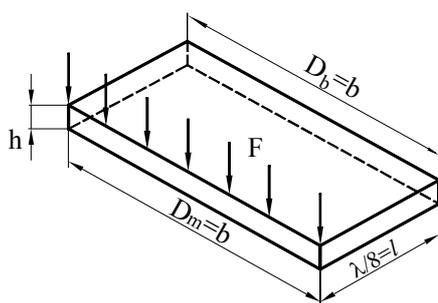


Рис. 3. Модель хвостовика лопатки

Теперь получим балку, один конец которой закреплен (это соответствует нулю колебаний), а другой конец нагружен периодической возмущающей силой  $F$  и эта сторона соответствует началу изгибных колебаний. Сосредоточенная масса определится по формуле:

$$m = 0,2l\rho bh. \quad (4)$$

Упругость балки при наибольшем отклонении в общем случае найдется по формуле:

$$D = \frac{F}{e} \int l dx . \quad (5)$$

Однако, т. к. величины  $D_m$  и  $D_b$  отличаются незначительно, то с достаточной точностью можно считать, что  $D_b = D_m = b$ . Тогда уравнение примет вид:

$$D = \frac{Ebh}{4l} . \quad (6)$$

При малых потерях можно считать что, если

$$D \geq 10mw^2, \quad (7)$$

где  $w$  – круговая частота,

$$m \geq 10m \geq 10D/w, \quad (8)$$

то элемент является «чисто» упругим или «чисто» инерционным. Здесь  $w$  – круговая частота.

Для тонких оболочек ( $h \leq \lambda_{уз.}$ ) всегда соблюдается неравенство (7). Длина хвостовика  $L$  определится из уравнения:

$$L = \lambda \frac{\varphi}{2\pi}, \quad (9)$$

где  $\lambda$  – длина волны;

$\varphi$  – угол смещения, определяется по формуле

$$\varphi = \arctg \frac{x_n}{w}, \quad (10)$$

где  $x_n$  – упругая нагрузка, определяемая по формуле:

$$x_n = D/w_0,$$

где  $w_0$  – волновое сопротивление хвостовика:

$$w_0 = S\sqrt{\rho E},$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения;

$\rho$  – плотность материала;

$E$  – модуль упругости.

Определяется мощность ультразвуковых колебаний воздушной среды в рабочем объеме

$$N=FS,$$

где  $S$  – площадь излучающей поверхности волновода;

$F$  – сила взаимодействия шариков с обрабатываемой поверхностью детали:

$$F = (2\pi f)^2 4Am_{ш},$$

где  $m_{ш}$  – масса шариков, участвующая в деформации поверхности детали.

Кроме того, при расчете волновода необходимо учитывать параметры воздушной среды рабочего объема, обладающего большим поглощением ультразвуковых колебаний, существенно влияющих на динамику упрочнения.

Поэтому следует:

- задать величину  $A$  амплитуды колебаний волновода, равную амплитуде магнитострикционного преобразователя;

- определить величину амплитуды колебаний частиц среды в рабочем объеме  $4A$ ;

- определить колебательную скорость частиц в рабочем объеме –  $2\pi f 4A$ ;

- определить ускорение частиц в рабочем объеме –  $B = (2\pi f)^2 4A$ ;

- определить акустическую жесткость воздушной среды рабочего объема –  $H = 2\pi f^2 c$ ;

- определить давление воздушной среды рабочего объема –  $P=H 4A$ ;
- определить интенсивность ультразвуковых колебаний частиц в рабочем объеме –  $J = 0,5\rho C(2\pi f)16A$ ;
- определить мощность ультразвуковых колебаний воздушной среды в рабочем объеме –  $N = jS$ , где  $S$  – площадь излучающей поверхности волновода;
- определить силу взаимодействия шариков с обрабатываемой поверхностью пера лопатки –  $F = (2\pi f)4Am$ , где  $m$  – масса шариков, участвующая в деформации поверхности пера лопатки.

Согласно заключениям ЦИАМ предел выносливости поверхностей деталей, изготовленных из титановых сплавов и подвергнутых упрочнению с помощью ультразвука составляет 15...25 %.

#### Список литературы

1. Теумин И. И. Ультразвуковые колебательные системы / Теумин И. И. – М. : Машгиз, 1959. – 302 с.
2. Гребенников М. А. Физика и технология упрочнения деталей в поле ультразвука / М. А. Гребенников, С. Д. Зиличихис; И. А. Стебельков // Вестник двигателестроения. – 2013. – № 1 – С. 72–74.
3. Кузнецов Н. Д. Основные и сопутствующие воздействия технологических процессов / Н. Д. Кузнецов, Б. Е. Карасев. – Справочные материалы. – 1987. – С. 29; 31; 43; 46; 47; 74; 100; 128.
4. Тематическая работа №420203-4-200. оперативная справка – заключение ЦИАМ. – М., 1987. – 3 с.

Поступила в редакцию 31.03.2014

#### **Миленко А.О., Рожковська Е. Л., Гараненко Т. Р. Підвищення границі витривалості широкохордних лопаток вентилятора газотурбінних двигунів в полі ультразвуку**

*Зроблено розрахунок хвилеводу для зміцнення поверхні пера широкохордних лопаток вентилятора в полі ультразвуку. За даними розрахунку виготовлено і випробувано у роботі вищевказаний хвилевод, який стабільно працює на розрахункових параметрах.*

**Ключові слова:** широкохордна лопатка, хвилевод, ультразвук, коливання, стояча, вигинна хвиля.

#### **Mylenko A., Rozhkovskaya E., Garanenko T. Increasing endurance limit of gas-turbine engines wide chord fan in ultrasonic field**

*Calculations of wave guide were carried out for strengthening surface of fan airfoil wide chord in ultrasonic field. Based on calculation results the above wave guide was manufactured, tested and features stable operation at design parameters.*

**Key words:** wide-chord blade, wave guide, ultrasonic, vibrations, standing wave, flexural wave.