

## ТЕОРЕТИЧНИ ОСНОВИ НА МЕТОДИКА ЗА ОРАЗМЕРЯВАНЕ НА РАБОТНО КОЛЕЛО НА ДИАГОНАЛЕН ВЕНТИЛАТОР ЗА МЕСТНО ПРОВЕТРЯВАНЕ

**Николай Переновски**

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София; perenovski@mgu.bg

**РЕЗЮМЕ.** В доклада са разгледани теоретичните основи за оразмеряването на работно колело на диагонален вентилатор за местно проветряване, чрез използване на метода на крайните елементи.

### THEORETICAL METHOD FOR SIZING A DIAGONAL FAN'S IMPELLER FOR LOCAL VENTILATION

**Nikolay Perenovski**

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia; perenovski@mgu.bg

**ABSTRACT.** A theoretical method for sizing a diagonal fan's impeller for local ventilation using the finite element method is laid in this paper.

### Въведение

За оптимизиране на конструкцията на геометричната форма на колелото и корпуса на вентилатора и изправящия апарат е необходимо да се определи закона за движение на въздушния поток в радиално направление, който пък от своя страна зависи от текущата стойност на скоростта на засукване на потока в различни моменти от преминаването му през лопатките на работното колело и изправящия апарат.

При изчисляване на сложни динамични системи с нелинейни закони за изменение на параметри в машиностроенето, в последните години все по-широко приложение намира т.н. стъпков метод, наречен още метод на крайните елементи. Същността на метода се състои в следното – разделя се сложният динамичен процес на достатъчно голям брой прости, а след това се разглежда процесът на преобразуване на търсения параметър за всеки един от тези процеси, съответстващи на достатъчно малки интервали. В такъв случай процесът на промяна на параметъра за всеки един от тези интервали се разглежда като равномерен и е възможно достатъчно просто да се опише с математически уравнения, съответстващи на равномерно движение на физическо тяло.

Специфична особеност на този метод е достатъчно голямото количество изчисления – пълен комплекс от всички необходими изчисления за всеки един от интервалите. За достатъчна точност на пресмятанията е необходимо да се изберат голям брой участъци – обикновено от 1000 до 1000000, затова подобни методики за изчисление се реализират само с помощта на компютърна техника.

### Аналитични изследвания

В резултат на реализиране на гореизложения подход можем да разгледаме стъпково преобразуването на аеродинамичните параметри на вентилатора при динамичното взаимодействие на работното колело и изправящия апарат с въздушния поток. За целта процесът на взаимодействие на колелото с потока се разделя на безкрайно малки интервали от време и се разглежда по участъци изменението на аеродинамичните параметри. При това се разглежда движеща се в потока частица въздух с елементарен обем.

За оптимизиране на конструкцията на работното колело и корпусът на вентилатора в зоната на работното колело и изправящия апарат е необходимо да се определи законът за движение на въздушния поток в радиално направление, който от своя страна зависи от текущото значение на радиалната скорост на преместване на потока. Схемата на взаимодействие на лопатката с потока е показана на фиг.1.

Законът за движение на въздушния поток в радиално направление ще бъде:

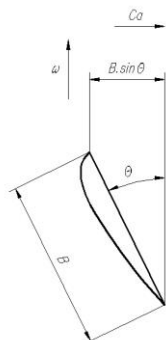
$$Y_{ri+1} = Y_{ri} + c_{ri} \cdot dt, \quad (1)$$

където:

$Y_{ri+1}$  - големината на радиалното преместване на потока в текущия момент за безкрайно малък отрязък от време  $\Delta t$ ;  
 $Y_{ri}$  - големината на радиалното преместване на потока за интервала от време от началото на взаимодействието до разглеждания момент от време  $\Delta t$ ;

$c_{ri}$  - текуща стойност на радиалната скорост на преместване на потока ,m/s;

$dt$  - безкрайно малък интервал от време ,s.



Фиг. 1. Ориентация на лопатката

Интервалът от време при изчисляване на големината на радиалното преместване на потока може да се определи от израза:

$$dt = \frac{T_{\Sigma}}{\Delta}, \quad (2)$$

където:

$\Delta$  – брой на стъпките на интегрирането по време от 1000 ÷ 1000000;

$T_{\Sigma}$  – пълното време за взаимодействие на частицата елементарен обем въздух с лопатката на работното колело ,s.

Пълното време за взаимодействие се определя по формулата

$$T_{\Sigma} = \frac{B \cdot \sin(\theta + \theta_b)}{C_a}, \quad (3)$$

където:

$B$  е широчината на лопатката на работното колело, m;

$\theta$  – монтажният ъгъл на лопатката на работното колело, градуси;

$\theta_b$  – ъгълът на усукване на лопатката на работното колело на изчислителния радиус ,градуси;

$C_a$  – осовата скорост на въздушния поток, m/s.

Текущото време за динамично взаимодействие на потока с лопатката на работното колело се определя по формулата

$$T = \int_{T=0}^{T=T_{\Sigma}} dt, \quad (4)$$

При използване на израза за определяне на големината на радиалното преместване на потока в резултат на засукването му е необходимо да се приеме начално условие

$$Y_r = 0. \quad (5)$$

Големината на радиалната скорост на преместване на потока за безкрайно малък интервал от време зависи от текущата стойност на центробежната сила, действаща на въздушния поток в междулопатъчния канал. Тя може да се пресметне по израза

$$c_{ri} = \frac{F_u}{\rho \cdot V_{\text{възд}}} \cdot dt, \quad (6)$$

където:

$F_u$  е текущата стойност на центробежната сила, действаща върху въздушния поток в междулопатъчния канал, N;

$\rho$  – плътността на въздуха, kg/m<sup>3</sup>;

$V_{\text{възд}}$  – обемът на въздуха в работното колело, m<sup>3</sup>.

Обемът въздух в междулопатъчния канал може да се определи от израза

$$V_{\text{възд}} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} \cdot B_{\text{ср}} \cdot \sin(\theta + \theta_b) \cdot K_{\text{з.ср}}, \quad (7)$$

където:

$D_2$  е диаметърът на изхода на работното колело, m;

$D_1$  – диаметърът на входа на работното колело, m;

$B_{\text{ср}}$  – широчината на лопатките на средния радиус на работното колело, m;

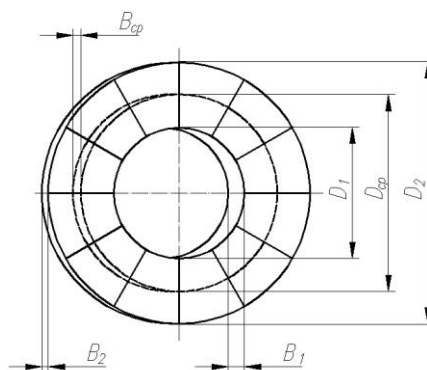
$K_{\text{з.ср}}$  – средният коефициент на запълване в средата на работната част на работното колело.

Отношението на диаметрите на входа и изхода на работното колело може да се представи с коефициента

$$K = \frac{D_1}{D_2}. \quad (8)$$

Тогава

$$V_{\text{възд}} = \frac{\pi \cdot (D_2^2 - (K \cdot D_2)^2)}{4} \cdot B_{\text{ср}} \cdot \sin(\theta + \theta_b) \cdot K_{\text{з.ср}}. \quad (9)$$



Фиг. 2. Схема за определяне на обема на въздуха в работното колело

Средният коефициент на запълване на проточната част на работното колело може да се пресметне по формулата

$$K_{з.ср} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot k_p - 0,765 \cdot z \cdot c}{\pi \cdot D_2 \cdot k_p}, \quad (10)$$

където:

$k_p$  е коефициентът на радиуса ( $k_p = 0,55$  на входа на работното колело или  $k_p = 1$  на изхода на работното колело);  
 $z$  – броят на лопатките на работното колело, броя;  
 $c$  – максималната широчина на напречното сечение на лопатката, m.

За определяне на геометричните размери на формата на корпуса и работното колело на машината е необходимо да се направи пресмятане за съответните радиуси на работното колело (фиг.2), като при това се използват геометричните параметри на профила на лопатката за съответните сечения.

Големината на центробежната сила, действаща на въздушния поток в междулопатковото пространство може да се изчисли по израза

$$F_u = \frac{\rho \cdot V_{възд} \cdot c_u^2}{R_{ср}}, \quad (11)$$

където:

$c_u$  – скорост на засукване на потока, m/s;  
 $R_{ср}$  – среден радиус на работното колело, m.

Средният радиус може да се пресметне по израза

$$R_{ср} = \frac{D_2 \cdot k_{р.ср}}{2}, \quad (12)$$

където  $k_{р.ср}$  е коефициентът на радиуса на средната линия на лопатката.

След заместване за центробежната сила се получава

$$F_u = \frac{\rho \cdot \pi \cdot (D_2^2 - (K \cdot D_2)^2) B_p \cdot \sin(\theta + \theta_b) K_{з.ср} \cdot c_u^2}{2 \cdot D_2 \cdot k_{р.ср}}. \quad (13)$$

Ако заместим (2.11) в (2.6) ще получим уравнение за определяне на текуща големина на радиалната скорост на преместване на въздушния поток

$$c_r = \frac{c_u^2}{R_{ср}} \cdot dt. \quad (14)$$

Ако заместим (14) в (1) ще получим израз за текущото преместване на потока в зависимост от големината на скоростта на засукване

$$Y_{ri+1} = Y_{ri} + \frac{c_u^2}{R_{ср}} \cdot dt^2, \quad (15)$$

където:

$Y_{ri+1}$  е големината на радиалното преместване на потока в текущия момент за безкрайно малък интервал от време;  
 $Y_{ri}$  – големината на радиалното преместване на потока във времеви интервал от началото на взаимодействието на частицата до разглеждания момент от време.

Големината на статичното налягане, получено от действието на центробежната сила в канала между лопатките в текущия момент от време може да се опише с уравнението

$$P_{st,i} = \frac{F_u}{S_i} \cdot \sin \varphi, \quad (16)$$

където:

$S_i$  е площта на повърхността, на която действа налягането, създавано от центробежната сила, m<sup>2</sup>;  
 $\varphi$  – ъгълът на наклона на конуса на корпуса и на работното колело, градуси.

Площта на повърхността, на която действа налягането, създавано от центробежната сила се пресмята по израза

$$S_i = \pi \cdot D_2 \cdot B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b), \quad (17)$$

където  $B_i$  е широчината на лопатката на работното колело, определена на съответен радиус, m.

При пресмятането на (16) и (17) е необходимо да се определи широчината на лопатката за поне 6 – 7 сечения.

При определяне на големината на налягането, създавано от центробежната сила в диагонално работно колело се използва стойност на ъгъл  $\varphi$  за последния безкрайно малък участък (на изхода на работното колело).

Текущите стойности на ъгъла на конусност може да се определят от

$$\varphi_i = \arctg \left[ \frac{\frac{c_u^2}{R} \cdot dt^2}{\frac{B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b)}{\Delta}} \right]. \quad (18)$$

Горният израз може да се запише и така

$$\varphi_i = \arctg \left( \frac{c_u^2 \cdot dt^2 \cdot \Delta}{R \cdot B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b)} \right), \quad (19)$$

или

$$\varphi_i = \arctg \left( \frac{c_r \cdot dt \cdot \Delta}{B_i \cdot \sin(\theta + \theta_b)} \right), \quad (20)$$

където  $R$  е радиусът, за който се прави пресмятането.

## Заключение

Посочената методика може да послужи за оразмеряване на параметрите на работното колело на диагонални вентилатори за местно проветряване.

## Литература

- Брусиловский И.В. 1984. *Аеродинамика осевых вентиляторов*. М. Машиностроение.  
 Верещагин В.П. 1974. *Шахтные вентиляционные установки местного проветривания*. М. Недра.