

## Изследване влиянието на атмосферните условия върху разхода на енергия на вентилаторните системи

Генчо Попов, Радослав Танев, Иванка Желева

*Investigation of the impact of the atmosphere conditions on the energy consumption in fan systems*  
This paper presents an investigation of the impact of the air's density change, as a results of the changing in the atmosphere conditions, on the energy consumption in fan systems. The theoretical investigation has been accomplished by modeling the energetic characteristics of fan systems when the air's density change is indicated, as for this aim the energy consumption used for the transportation of a unit volume of air during the different months of the year (for three Bulgarian cities) has also been determined. It can be seen that for the investigated fan system the specific energy consumption for a year varies in the range of 10-14% depending on the system's location.

**Key words:** fan systems, energy consumption used for the transportation of fluids

### ВЪВЕДЕНИЕ

Вентилаторните системи се използват предимно за вентилация, климатизация и осигуряване на подходящ микроклимат в жилищните и производствени помещения, в промишлеността и др. Това предполага осигуряване на такива работни режими, чрез които да се осигури максимално ефективно използване на енергията.

Енергийната ефективност на вентилационните системи се определя от европейски стандарт EN 13779, в който се дефинира и основният критерий за ефективност на вентилационните системи – специфична мощност на вентилатора (Specific Fan Power — SFP). Той се дефинира като изразходваната енергия за пренасяне на единица обем от газа и се определя чрез показателите на вентилаторния агрегат за даден работен режим. За целта е необходимо да се познават характеристиките на вентилатора и вентилационната система. Тези характеристики се снемат при точно определени стандартни физични условия, регламентирани от европейския стандарт ISO 5801:1997 и са: температура на въздуха  $t_o = 20^\circ\text{C}$ , относителна влажност  $\phi_o = 50\%$  и атмосферно налягане  $p_o = 101,3\text{ kPa}$ . В същия стандарт са дадени условията и апаратурата за изпитване и сертифициране на вентилатори. Така съгласно този стандарт и посочените стандартни физични условия се изпитват вентилаторите, произведени от българските и европейски фирми, като например Херикс, Ковент, Спартак Доспел, Elcomotors, Ебмрарст, Halifax-fan, Novovent, TLT и др.

Американските производители например Bigassfans и Aircontrolindustries използват други стандартни условия: температура  $t_o = 15^\circ\text{C}$ , относителна влажност на въздуха  $\phi_o = 50\%$  и атмосферно налягане  $p_o = 101,3\text{ kPa}$ . Всички останали параметри на въздуха и показателите при изпитванията на вентилаторите се привеждат към тях. Тези параметри са описани в ASHRAE HANDBOOK [5].

Най често обаче, вентилаторните установки работят при атмосферни условия, които предполагат динамично изменение на параметрите на въздуха. Това довежда до промяна режима на работа на вентилатора, а следователно и до възможност за влошаване на неговата ефективна работа. В настоящата работа е направен опит да се даде методика за определяне изменението на разхода на енергия на вентилаторните системи при промяна на атмосферните условия, с цел оценка на тяхната енергоефективност.

### ИЗЛОЖЕНИЕ

Съгласно европейски стандарт EN 13779, STF се определя от уравнението:

$$1) \quad \text{SFP} = \frac{P}{Q} = 0,001 \frac{P}{\eta} \quad (\text{kW}/(\text{m}^3/\text{s})),$$

където  $P$  е консумираната мощност от двигателя на вентилатора в [kW];  $Q$  - обемни-

ят дебит в  $[m^3/s]$ ;  $p$  - пълното налягане на вентилатора в  $[Pa]$ ;  $\eta$  - коефициентът на полезно действие вентилаторния агрегат.

Този показател изразява изразходваната енергия за пренасяне на единица обем от газа и е аналогичен на използвания при изследване на енергийната ефективност на помпените агрегати специфичен разход на енергия [6].

Основен параметър, влияещ на работата на вентилатора при атмосферни условия, различни от стандартните физични, е плътността на въздуха  $\rho_{вв}$ . Тя зависи от относителната влажност  $\varphi$ , атмосферното налягане  $p_a$  и температурата  $t^\circ$  и се определя според ISO 5801:1997 по зависимостта:

$$2) \quad \rho_{вв} = \frac{p_a - 0,378p_n}{R_{cm}T},$$

където  $p_a$  е атмосферното налягане;  $T$  - абсолютната температура на въздуха, определена от като  $T = 273,15 + t$  ( $t$  е температурата на газа е в  $^\circ C$ );  $R_{cm}$  - газовата константа на сухия въздух;  $p_n$  - налягането на насищане на водните пари, което може да се определи или по таблици с експериментални данни, например от [1], или по полуемпирични формули, посочени в [4]:

$$3) \quad p_n = 611,2 \cdot e^{\frac{a \cdot t}{b+t}}.$$

В температурния интервал  $(-50 \div 0)^\circ C$  константите имат следните стойности  $a=22,489$  и  $b=272,88$ , а в интервала  $(0 \div 50)^\circ C$  –  $a=17,504$ ,  $b=241,2$ .

Газовата константа за въздуха зависи от неговия състав. Тя се определя по формулата [1]:

$$4) \quad R_{cm} = R_{св} + R_n \frac{\varphi \cdot p_n}{p - \varphi \cdot p_n} = R_{св} + 0,6221 \cdot \frac{\varphi \cdot p_n}{p - \varphi \cdot p_n},$$

където  $R_{св}$  е газовата константа на водните пари;  $\varphi$  – относителната влажност на въздуха.

Промяната на плътността на въздуха води както до промяна на дебитно напорните характеристики на вентилатора  $p = f(Q)$ , така и на съпротивителната характеристика на тръбопровода  $p_v = f(Q)$ . В работа [3] е показано, че при изменение плътността на въздуха дебитът в системата остава постоянен, а се променят налягането и коефициентът на полезно действие на вентилатора.

За целите на анализа за разхода на енергия в дадена вентилаторна система е необходимо да се познават уравнения на характеристиките на вентилатора и тръбната система, определени при стандартните физични условия. Тези уравнения имат вида:

$$5) \quad p = a - bQ^2,$$

$$6) \quad \eta = cQ^2 + dQ + e,$$

$$7) \quad p_v = kQ^2.$$

Коефициентите в уравненията за налягането (5) и за КПД на вентилатора (6) се определят от каталожните характеристики на заводите производители. За тази цел може да се използва методиката, дадена в [2]. Коефициентът на съпротивителната характеристика на тръбната система  $k$  се пресмята с плътността на въздуха при стандартните физични условия и познати размери и коефициенти на съпротивления на тръбната мрежа.

При промяна на атмосферните условия, което предизвиква промяна на плътността на въздуха, показателите на вентилатора се определят по уравненията:

$$8) \quad Q_1 = Q = \sqrt{\frac{a}{b+k}},$$

$$9) \quad p_1 = \frac{\rho_1}{\rho} p = \frac{\rho_1}{\rho} \left( a - b \frac{a}{b+k} \right),$$

$$10) \quad \eta_1 = c \frac{a}{b + \frac{\rho_1}{\rho} k} + d \sqrt{\frac{a}{b + \frac{\rho_1}{\rho} k}} + e,$$

където  $\rho_1$  е плътността на въздуха при атмосферни условия, различни от стандартните.

Влиянието на изменението на плътността на въздуха, следствие промяната на атмосферните условия е изследвано за три български града, характеризиращи се с различна надморска височина – гр. Русе, гр. Разград и гр. София. Данните за средномесечните стойности през 2012 г. на температурата, атмосферното налягане и относителната влажност за взети от [8]. Плътността на въздуха при дадени физични условия е определяна по описаната по-горе методика. Резултатите са представени в таблица 1.

Таблица 1. Средномесечни стойности на параметрите на атмосферния въздух

месец	гр. РУСЕ			гр. РАЗГРАД			гр. СОФИЯ					
	t	$p_a$	$\varphi$	t	$p_a$	$\varphi$	t	$p_a$	$\varphi$			
	°C	Pa	-	°C	Pa	-	°C	Pa	-			
I	-0,1	101310	0,83	<b>1,293</b>	-1,7	97620	0,85	<b>1,253</b>	-2,2	94740	0,79	<b>1,218</b>
II	-5,4	101690	0,88	<b>1,324</b>	-5,2	97890	0,89	<b>1,273</b>	-3,6	94840	0,76	<b>1,226</b>
III	8,3	101600	0,59	<b>1,256</b>	6,6	98000	0,7	<b>1,218</b>	6,6	95160	0,57	<b>1,183</b>
IV	15,7	100280	0,6	<b>1,207</b>	13,3	96850	0,71	<b>1,176</b>	11,9	94020	0,62	<b>1,147</b>
V	18,4	100700	0,71	<b>1,198</b>	16,2	97260	0,8	<b>1,167</b>	14,8	94460	0,73	<b>1,138</b>
VI	24,7	100840	0,61	<b>1,172</b>	22	97490	0,74	<b>1,144</b>	21,5	94710	0,6	<b>1,114</b>
VII	28,5	100700	0,5	<b>1,154</b>	25,8	97370	0,64	<b>1,127</b>	24,8	94630	0,51	<b>1,099</b>
VIII	26,3	100860	0,5	<b>1,160</b>	23,9	97540	0,62	<b>1,132</b>	22,9	94810	0,5	<b>1,104</b>
IX	21,7	101000	0,58	<b>1,176</b>	19,8	97640	0,69	<b>1,146</b>	19	94820	0,58	<b>1,117</b>
X	16	100970	0,67	<b>1,2</b>	15	97520	0,76	<b>1,165</b>	14	94690	0,66	<b>1,136</b>
XI	8,2	101450	0,85	<b>1,243</b>	8,2	97900	0,88	<b>1,201</b>	7,7	94960	0,8	<b>1,168</b>
XII	-0,6	101160	0,87	<b>1,284</b>	-0,3	97470	0,88	<b>1,236</b>	-0,8	94550	0,82	<b>1,202</b>

Изследванията са проведени за вентилаторна система, включваща вентилатор за средно и ниско налягане ВНСН 9,5 на фирма Спартак АД гр. Бургас. С помощта на характеристиката при честота на въртене  $n = 1250 \text{ min}^{-1}$ , взета от каталога на фирмата [7], по методиката, описана в [2], са получени коефициентите от уравнения (5) и (6):

a	b	c	d	e
Pa	$\text{Pa.s}^2/\text{m}^6$	$\text{s}^2/\text{m}^6$	$\text{s}/\text{m}^3$	-
2633	7,17	-0,00858	0,163	0,0778

Коефициентът на съпротивителната характеристика е определен от условието, че при вентилаторните системи налягането на вентилатора се изразходва само за покриване на хидравличните загуби в тръбната система, т.е.  $p = p_v$ . Той се пресмята чрез дебита и налягането за изследвания работен режим при стандартните физични условия:

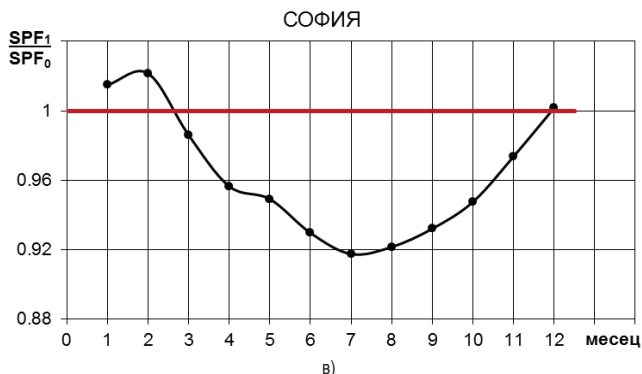
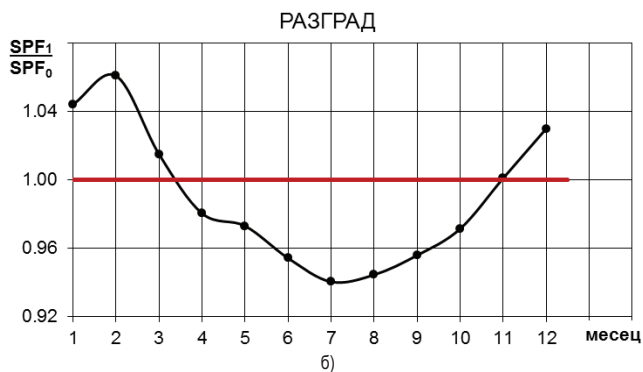
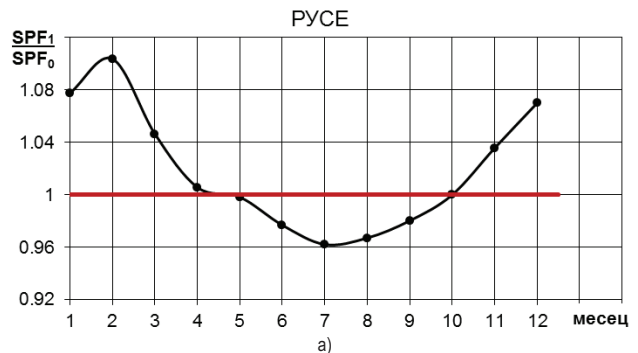
$$11) \quad k = \frac{p_0}{Q_0^2},$$

където  $p_0$  и  $Q_0$  са съответно налягането и дебита за изходния работен режим на вентилаторната система при стандартните физични условия.

Специфичният разход на енергия на вентилатора за този режим е:

$$12) \quad \text{SPF}_0 = 0,001 \frac{P_0}{\eta_0}.$$

На фиг. 1 е дадено изменението на относителния специфичен разход на енергия на вентилаторната система при изходен работен режим, съответстващ на номиналния дебит на вентилатора  $Q_0 = 9,5 \text{ m}^3/\text{s}$ . С удебелена червена линия е показана границата между влошената или подобрена специфична мощност на вентилаторната система спрямо  $\text{SPF}_0$  на същата при стандартните физически условия.



Фиг. 1 Изменение на относителния специфичен разход на енергия през годината при работа на изследваната вентилаторна система в условията на гр. Русе, гр. Разград и гр. София

Добре се вижда от фиг. 1а, че за условията на гр. Русе през по-голямата част от годината вентилаторната система ще работи с повишен специфичен разход на енергия спрямо този при плътност на въздуха  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ . Само през летните месеци разходът на енергия ще бъде понижен с до около 4 % спрямо референтния. Разликата между максималния (за месец февруари) и минималния (за месец юли) специфичен разход на енергия е  $0,142 \text{ kW/(m}^3/\text{s)}$ . При мощност на вентилатора за номинален работен режим при стандартни физични условия  $P = 22,65 \text{ kW}$  тази разлика отговаря на изменение на мощността с  $\Delta P = 3,2 \text{ kW}$ .

За условията на гр. София вентилаторната система ще работи през по-голямата част от годината с понижени стойности на специфичния разход на енергия спрямо определения с плътността на въздуха при стандартните физични условия – фиг. 1в. За летните месеци намалението на разхода на енергия достига до над 8 %, а за двата студени месеци – януари и февруари, увеличението е в границите на (1-2) %. Разликата в специфичните мощности на вентилатора е  $0,102 \text{ kW/(m}^3/\text{s)}$ , което като абсолютна стойност е  $\Delta P = 2,48 \text{ kW}$ .

При работа на вентилаторната система в условията на гр. Разград характерът на изменение на специфичния разход на енергия е междинен спрямо този за гр. Русе и гр. София – фиг. 1б.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Проведеното изследване показва, че изменението на параметрите на атмосферния въздух оказва влияние върху разхода на енергия на вентилаторните системи вследствие промяна на неговата плътност. При изследваната система това изменение за период от една година варира в границите на (10-14)% в зависимост от географското разположение на мястото на работа. За географски райони с по-висока надморска височина и по-малка плътност на въздуха в по-голямата част от годината специфичният разход на енергия е по-малък от този, определен при стандартните физични условия за дадения дебит в системата. Това трябва да се има предвид при анализа на енергийната ефективност на вентилаторни системи.

### **Литература**

[1] Бурцев С.И., Ю.Н. Цветков. Влажный воздух состав и свойства. Санкт-Петербургская государственная академия холода и пищевых технологий, Санкт Петербург, 1998, 146с.

[2] Климентов, Кл., Г. Попов, Кр. Тужаров. Уравнения на характеристиките на центробежни помпи, Сп. Енергетика бр. 6-7, София 2008, стр. 60-63.

[3] Попов, Г. Влияние на плътността на атмосферния въздух върху разхода на енергия на вентилаторните системи // Механика на машините. брой 104, 2013

[4] Соломахова С., Чебышева. Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. Справочник. Москва, Машиностроение, 1980

[5] ASHRAE HANDBOOK. FUNDAMENTALS. ASHRAE, C 6 Atlanta, 2001

[6] Popov G., Klimentov Kl., Kostov V. Methods to estimate the energy consumption in regulating the flow rate of pump systems – DEMI2011, Banja Luka (Bosnia), 2011, pp. 495-500

[7] [www.spartak.bg](http://www.spartak.bg)

[8] <http://www.stringmeteo.com>

### **За контакти:**

Доц. д-р. Генчо Попов – e-mail: [gspopov@uni-ruse](mailto:gspopov@uni-ruse).

Доц. д-р. И. Желева – e-mail: [vzh@abv.bg](mailto:vzh@abv.bg)

Радослав Танев – e-mail: [rtanev@uni-ruse.bg](mailto:rtanev@uni-ruse.bg)

Кат. Топлотехника, хидравлика и екология, Русенски университет “А. Кънчев”

**Докладът е рецензиран**