

Г. И. Канюк, д-р. техн. наук, профессор; А. Ю. Мезеря, канд. техн. наук, доцент;
И. П. Лаптинов, аспирант; И. А. Бабенко, аспирант (Украинская инженерно-педагогическая академия, г. Харьков, Украина)

Резервы энергосбережения при автоматизированном управлении мощными вентиляторами на тепловых электростанциях

На основе исследования крупных аварий последнего десятилетия установлено, что для многих видов технологического оборудования причиной отказа была неудовлетворительная работа уплотнений. Решение этой проблемы возможно применением магнитожидкостных герметизаторов. Разработанная математическая модель позволяет прогнозировать работоспособность и эксплуатационную надежность при повышенных зазорах, образующихся ввиду физического старения и изношенности применяемого оборудования.

Ключевые слова: магнитная жидкость, магнитожидкостный герметизатор, техногенная безопасность, магнитная индукция.

На основі дослідження великих аварій останнього десятиліття встановлено, що для багатьох видів технологічного обладнання причиною відмови була незадовільна робота ущільнень. Вирішення цієї проблеми можливе завдяки застосуванню магніторідинних герметизаторів. Розроблена математична модель дозволяє прогнозувати працездатність і експлуатаційну надійність при підвищених зазорах, що утворюються через фізичне старіння і зношеність обладнання, що застосовується.

Ключові слова: магнітна рідина, магніторідинний герметизатор, техногенна безпека, магнітна індукція.

The major accidents of the last decade have been analyzed. It was shown that poor performance of seals was the cause of failure for many types of process equipment. The solution to this problem is possible by using magnetic-sealers. The developed mathematical model allows to predict the performance and operational reliability at high gaps formed due to natural aging and wear of the used equipment.

Keywords: magnetic fluid, magnetic fluid seal, technological security, magnetic induction.

Введение и постановка цели исследования

К основным потребителям собственных нужд тепловых электростанций относятся насосы и вентиляторы. На их долю приходится большая часть потребленной электроэнергии (до 70% затрат на собственные нужды). Кроме того, вентиляторы и насосы поддерживают необходимые параметры технологического процесса, что также сказывается на экономичности работы блока. Главная научная проблема создания энергосберегающих систем управления вентиляторными установками состоит в построении точных математических моделей энергетических процессов и объектов, в определении и минимизации функций энергетических потерь, в синтезе алгоритмов управления, которые реализуют в реальном времени режимы работы вентилятора с минимальными потерями энергии.

Уменьшение внепроектных затрат энергии на собственные нужды на 5% эквивалентно экономии 40 млн. гривен в год с каждой 1000 МВт. В масштабах Украины (при установленной мощности ТЭС и ТЭЦ порядка 10000 МВт) это составляет порядка 400 млн. гривен в год.

В работах [1–4] изложены основные теоретические принципы автоматизированного энергосберегающего управления нагнетательными установками электростанций, показаны алгоритмы, функциональные и структурные схемы такого управления. Согласно

теоретическим исследованиям, использование предложенных методик позволит получить значительный экономический эффект.

Целью настоящего исследования является экспериментальное определение резервов энергосбережения при использовании такой АСУ при управлении дутьевым вентилятором, являющимся ответственным потребителем собственных нужд. Экспериментальные исследования проводились на базе Змиевской ТЭС.

Основная часть

Для исследования возможного энергосбережения проведем анализ работы дутьевого вентилятора.

Дутьевым вентилятором на Змиевской ТЭС является насос тапа ВД-32Н Подольского машиностроительного завода, номинальной мощностью 620 кВт. Основные паспортные данные дутьевого вентилятора приведены в табл. 1.

Регулирование дутьевого вентилятора осуществляется путем переключения обмоток двигателя из треугольника в звезду.

Экспериментальные характеристики вентилятора ВД-32Н приведены в табл. 2. и на рис. 1 (температура $T = 15^\circ\text{C}$, давление $P = 760$ мм. рт. ст.).

Значения параметров вентилятора при фиксированной подаче и различных частотах вращения приведены в табл. 3–5.

Таблица 1. Паспортные данные дутьевого вентилятора

Тип	Номинальная мощность двигателя $N_{дв}$, кВт	Расход Q , м ³ /ч (м ³ /с)	Напор H , мм.в.ст.	Частота вращения n , об/мин	Количество на котел	Тип электродвигателя
ВД-32Н	360/620	400000 (111,11)	400	497/599	2	ДАЗО-1914-10/12

Таблица 2. Экспериментальные параметры дутьевого вентилятора ВД-32Н

Частота вращения 497 об/мин										
Q , м ³ /с	Q , м ³ /ч	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$
		H_1 , мм	H_2 , мм	H_3 , мм	N_1 , кВт	N_2 , кВт	N_3 , кВт	η_1 , %	η_2 , %	η_3 , %
37,5	135000	132,1	114,6	98,6	145,9	119,7	98,5	39,97	42,26	44,19
56,25	202500	171,3	141,4	120,6	186,1	145,9	124,8	60,95	64,18	63,99
75	270000	199,2	165,7	139,5	235,4	197,6	168,2	74,71	74,04	73,23
93,75	337500	206,3	170,6	145,2	310,5	261,9	227,6	73,33	71,89	70,41
112,5	405000	193,3	163,2	134,5	378,4	338,1	297,9	67,65	63,93	59,79
131,25	472500	169,6	139,8	108,3	435,5	400,6	347,6	60,17	53,92	48,14
Частота вращения 497 об/мин										
Q , м ³ /с	Q , м ³ /ч	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$
		H_1 , мм	H_2 , мм	H_3 , мм	N_1 , кВт	N_2 , кВт	N_3 , кВт	η_1 , %	η_2 , %	η_3 , %
37,5	135000	178,1	154,7	133,3	194,2	155,9	126,8	40,47	43,83	46,43
56,25	202500	215,7	183,8	157,8	235,6	192,0	162,9	60,62	63,41	64,14
75	270000	259,6	222,1	190,8	308,7	261,3	222,6	74,25	75,03	75,66
93,75	337500	296,4	252,6	215,6	409,3	353,5	309,3	79,93	78,86	76,93
112,5	405000	286,5	244,7	204,3	511,7	456,1	401,0	74,15	71,06	67,48
131,25	472500	264,8	223,4	180,2	592,3	533,1	476,3	69,08	64,75	58,44
Частота вращения 599 об/мин										
Q , м ³ /с	Q , м ³ /ч	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$	$D = 1$	$D = 0,9$	$D = 0,8$
		H_1 , мм	H_2 , мм	H_3 , мм	N_1 , кВт	N_2 , кВт	N_3 , кВт	η_1 , %	η_2 , %	η_3 , %
37,5	135000	224,0	194,9	168,0	238,0	192,0	155,0	41,55	44,81	47,85
56,25	202500	260,0	226,2	195,0	285,0	238,0	201,0	60,41	62,93	64,24
75	270000	320,0	278,4	242,0	382,0	325,0	277,0	73,96	75,63	77,13
93,75	337500	364,0	319,0	269,0	508,0	441,0	381,0	79,08	79,83	77,92
112,5	405000	392,0	332,0	284,0	645,0	574,0	504,0	80,49	76,60	74,63
131,25	472500	372,0	307,0	252,0	745,0	662,0	591,0	77,15	71,65	65,88

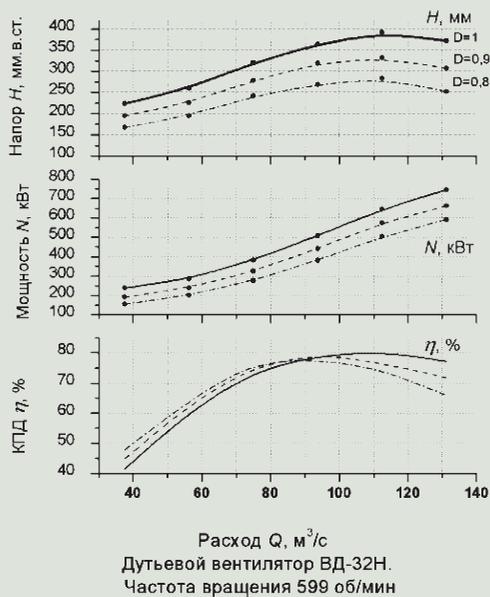
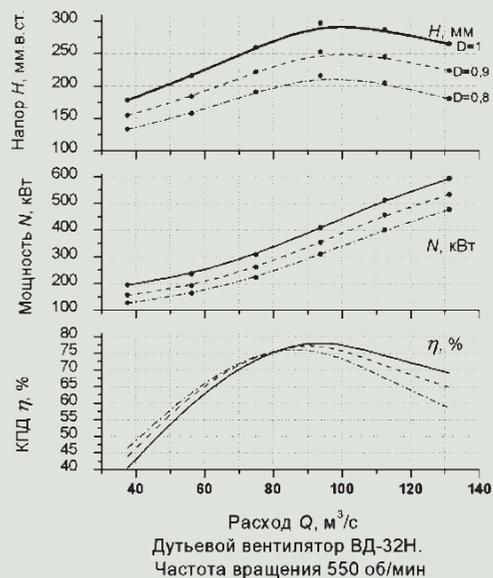
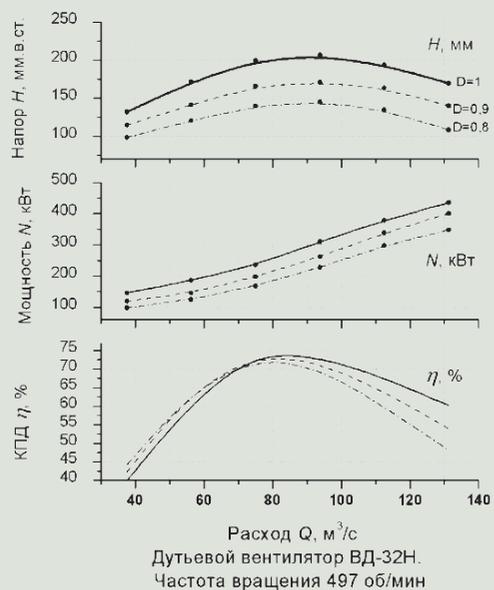


Рис. 1. Экспериментальная характеристика дутьевого вентилятора ВД-32Н

Таблица 3. Характеристики вентилятора ВД-32Н при $Q_1 = 75 \text{ м}^3/\text{с}$

Параметр	Расход $Q_1 = 270000 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $75 \text{ м}^3/\text{с}$								
	Частота вращения			Частота вращения			Частота вращения		
	$n_1 = 497 \text{ об/мин}$			$n_2 = 550 \text{ об/мин}$			$n_3 = 599 \text{ об/мин}$		
Относительный диаметр трубопровода (задвижки) D , мм	0,8	0,9	1	0,8	0,9	1	0,8	0,9	1
Напор H , мм в.ст.	140	165,7	199,2	190,8	222,05	259,6	242	278,4	320
Потребляемая мощность $Nэ$, кВт	168	197,6	235,4	222,6	261,3	308,7	277	325	382
КПД η , %	73,23	74,04	74,71	75,66	75,03	74,25	77,13	75,63	73,96
Потери мощности $N = Nэ(1-\eta)$, кВт	45	51,3	59,52	54,19	65,25	79,5	63,34	79,2	99,47

Таблица 4. Характеристики вентилятора ВД-32Н при $Q_1 = 93,75 \text{ м}^3/\text{с}$

Параметр	Расход $Q_2 = 337500 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $93,75 \text{ м}^3/\text{с}$								
	Частота вращения			Частота вращения			Частота вращения		
	$n_1 = 497 \text{ об/мин}$			$n_2 = 550 \text{ об/мин}$			$n_3 = 599 \text{ об/мин}$		
Относительный диаметр трубопровода (задвижки) D , мм	0,8	0,9	1	0,8	0,9	1	0,8	0,9	1
Напор H , мм. в. ст.	145	170,6	206,3	215,6	252,6	296,4	269	319	364
Потребляемая мощность $N_э$, кВт	228	261,9	310,5	309,3	353,5	409,25	381	441	508
КПД η , %	70,41	71,89	73,33	76,93	78,86	79,93	77,92	79,83	79,08
Потери мощности $\Delta N = N_э(1-\eta)$, кВт	67,4	73,62	82,8	71,36	74,72	82,1	84,12	88,94	106,3

Таблица 5. Характеристики вентилятора ВД-32Н при $Q_1 = 112,5 \text{ м}^3/\text{с}$

Параметр	Расход $Q_3 = 405000 \text{ м}^3/\text{ч}$ или $112,5 \text{ м}^3/\text{с}$								
	Частота вращения			Частота вращения			Частота вращения		
	$n_1 = 497 \text{ об/мин}$			$n_2 = 550 \text{ об/мин}$			$n_3 = 599 \text{ об/мин}$		
Относительный диаметр трубопровода (задвижки) D , мм	0,8	0,9	1	0,8	0,9	1	0,8	0,9	1
Напор H , мм. в. ст.	135	163,2	193,3	204,3	244,7	286,5	284	332	392
Потребляемая мощность $N_э$, кВт	298	338,1	378,4	401	456	511,7	504	574	645
КПД η , %	59,79	63,93	67,65	67,48	71,06	74,15	74,63	76,6	80,49
Потери мощности $\Delta N = N_э(1-\eta)$, кВт	120	122	122,4	130,4	131,9	132,3	127,9	134,3	125,85

Возможные резервы повышения КПД при обеспечении оптимального режима работы дутьевого вентилятора

$$\Delta\eta = \eta_{\max} - \eta_{\min}$$

При $n_1 = 497 \text{ об/мин}$ $\Delta\eta = 74,71 - 73,33 = 1,38 \text{ (\%)};$
 при $n_2 = 550 \text{ об/мин}$ $\Delta\eta = 79,93 - 78,86 = 1,07 \text{ (\%)};$
 при $n_3 = 599 \text{ об/мин}$ $\Delta\eta = 80,49 - 79,08 = 1,41 \text{ (\%)}.$

Возможные резервы снижения затрат мощности на привод вентилятора

$$\Delta N = N_{cp} \cdot \Delta\eta$$

При $n_1 = 497 \text{ об/мин}$ $\Delta N = 250 \cdot 1,38 / 100 = 3,45 \text{ (кВт)};$
 при $n_2 = 550 \text{ об/мин}$ $\Delta N = 350 \cdot 1,07 / 100 = 3,74 \text{ (кВт)};$
 при $n_3 = 599 \text{ об/мин}$ $\Delta N = 630 \cdot 1,41 / 100 = 8,88 \text{ (кВт)}.$

где N_{cp} – среднее значение потребляемой мощности для данной частоты вращения в рабочем диапазоне (в диапазоне максимальных КПД)

Потенциальная годовая экономия в денежном эквиваленте

$$\mathcal{E} = \Delta N \cdot T_{ycm} \cdot \mathcal{C},$$

где $T_{ycm} = 4500 \text{ ч}$ – число часов использования установленной мощности; $\mathcal{C} = 0,9 \text{ грн/кВт}\cdot\text{ч}$ – себестоимость выработки 1 кВт·ч электроэнергии (расчет по данным на 2012 г.).

Тогда

При $n_1 = 497 \text{ об/мин}$ $\mathcal{E} = 13972 \text{ (грн/год)};$
 при $n_2 = 550 \text{ об/мин}$ $\mathcal{E} = 15147 \text{ (грн/год)};$
 при $n_3 = 599 \text{ об/мин}$ $\mathcal{E} = 35964 \text{ (грн/год)}.$

Из экспериментальных характеристик получаем следующие данные представленные в табл. 6–9.

Аппроксимируя табличные данные, получим зависимость вида:

$$H(Q, n) = 1,573 \cdot 10 - 5 \cdot Q_2 \cdot n_2 - 0,017187 \cdot Q_2 \cdot n + 4,627 \cdot Q_2 - 0,00287 \cdot Q \cdot n_2 + 3,1566 \cdot Q \cdot n - 854,38 \cdot Q - 0,12755 \cdot n_2 - 139,88 \cdot n + 37933,5 \text{ (мм. в. ст.)}.$$

Таблица 6. Зависимость напора H от частоты вращения n и расхода Q при открытой задвижке

	$D = 1$			$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
	$n, \text{ об/мин}$			
	497	550	597	
$H, \text{ м}$	199,2	259,6	320	75
	206,3	296,4	364	93,75
	193,3	286,5	392	112,5

Таблица 7. Зависимость потребляемой мощности N_p от частоты вращения n и расхода Q при открытой задвижке

	$D = 1$			$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
	$n, \text{ об/мин}$			
	497	550	597	
$N_p, \text{ кВт}$	235,4	308,7	382	75
	310,5	409,25	508	93,75
	378,4	511,7	645	112,5

Таблица 8. Зависимость КПД η от частоты вращения n и расхода Q при открытой задвижке

	$D = 1$			$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
	$n, \text{ об/мин}$			
	497	550	597	
$\eta, \%$	74,71	74,25	73,96	75
	73,33	79,93	79,08	93,75
	67,65	74,15	80,49	112,5

Таблица 9. Зависимость потерь мощности ΔN от частоты вращения n и расхода Q при открытой задвижке

	$D = 1$			$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
	$n, \text{ об/мин}$			
	497	550	597	
$\Delta N, \text{ кВт}$	59,52	79,5	99,47	75
	82,82	82,136	106,28	93,75
	122,4	132,27	125,85	112,5

Таблица 10. Зависимость КПД η от расхода для различных частот при открытой задвижке

$n_1=497 \text{ об/мин}$		$n_2=550 \text{ об/мин}$		$n_3=599 \text{ об/мин}$	
$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	η	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	η	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	η
37,5	39,97	37,5	40,47	37,5	41,55
56,25	60,95	56,25	60,62	56,25	60,41
75	74,71	75	74,25	75	73,96
93,75	73,33	93,75	79,93	93,75	79,08
112,5	67,65	112,5	74,15	112,5	80,49
131,25	60,17	131,25	69,08	131,25	77,15

Аппроксимируя табличные данные, получим зависимость вида:

$$N_p(Q, n) = 1,954 \cdot 10^{-7} \cdot Q_2 \cdot n_2 + 3,958 \cdot 10^5 \cdot Q_2 \cdot n - 0,078186 \cdot Q_2 - 1,2483 \cdot 10^5 \cdot Q \cdot n_2 - 0,0025278 \cdot Q \cdot n + 10,073 \cdot Q + 0,00094377 \cdot n_2 + 0,19111 \cdot n - 465,1 \text{ (кВт)}.$$

Аппроксимируя табличные данные, получим зависимость вида:

$$\eta(Q, n) = 4,0776 \cdot 10^{-6} \cdot Q_2 \cdot n_2 - 0,0044614 \cdot Q_2 \cdot n + 1,204 \cdot Q_2 - 0,0007635 \cdot Q \cdot n_2 + 0,8389 \cdot Q \cdot n - 227,39 \cdot Q + 0,03435 \cdot n_2 - 37,86 \cdot n + 10368,384 \text{ (\%)}.$$

Аппроксимируя табличные данные, получим зависимость вида:

$$\Delta N(Q, n) = -0,0000181 \cdot Q_2 \cdot n_2 + 0,01977 \cdot Q_2 \cdot n - 5,33461 \cdot Q_2 + 0,00329901 \cdot Q \cdot n_2 - 3,616 \cdot Q \cdot n + 979,57 \cdot Q - 0,1454 \cdot n_2 + 160,076 \cdot n - 43506 \text{ (кВт)}$$

Для определения закона управления вентилятором, аппроксимируем зависимость КПД η от расхода для различных частот при открытой задвижке (рис. 2). Данные представим в табличном виде (табл. 10).

Для частоты $n=497$ об/мин получаем:

$$\eta = -28,26 + 2,408 \cdot Q - 0,01413 \cdot Q_2.$$

Приравняв первую производную $\eta' = 2,408 - 0,02826 \cdot Q$ к нулю, получим значение расхода $Q=85$ м³/с, при котором КПД будет максимальным.

Для частоты $n=550$ об/мин получаем: $\eta = -20,987 + 2,035 \cdot Q - 0,0105 \cdot Q_2$.

Приравняв первую производную $\eta' = 2,035 - 0,021 \cdot Q$ к нулю, получим значение расхода $Q=96$ м³/с, при котором КПД будет максимальным.

Для частоты $n=599$ об/мин получаем: $\eta = -11,903 + 1,7385 \cdot Q - 0,0081 \cdot Q_2$.

Приравняв первую производную $\eta' = 1,7385 - 0,0162 \cdot Q$ к нулю, получим значение расхода $Q=107,3$ м³/с, при котором КПД будет максимальным.

Пересчитав число оборотов на расход, при котором будет максимальный КПД, получим зависимость экономической эффективности плавного частотного регулирования от расхода (рис. 3) и зависимость частоты вращения n от расхода Q , при которой будет обеспечен максимальный КПД вентилятора (рис. 4).

Таким образом. Можно математически представить закон управления:

– при аппроксимации полиномом второго порядка:

$$n(Q) = A Q_2 + B Q + C.$$

$$n(Q) = 0,01156 \cdot Q_2 + 2,3513 \cdot Q + 213,63 \text{ (об/мин)}.$$

– при линейной аппроксимации:

$$n(Q) = 4,571 \cdot Q + 108 \text{ (об/мин)}.$$

Вывод

Проведенные экспериментальные исследования показали, что годовой экономический эффект от внедрения алгоритмов автоматизированного энергосберегающего управления дутьевым вентилятором составит до 35 тыс. грн./год, что подтверждает справедливость теоретических предпосылок, изложенных в [1–4] и экономическую целесообразность их использования.

Список литературы:

1. Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций / [Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Фокина А. Р. и др.] // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – №. 3/8 (57). – С. 58–62.

2. Резервы энергосберегающего управления технологическими процессами на действующих ТЭС и АЭС. / [Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Фокина А. Р. и др.]. – Харьков: Изд-во «Точка», 2012. – 184 с.

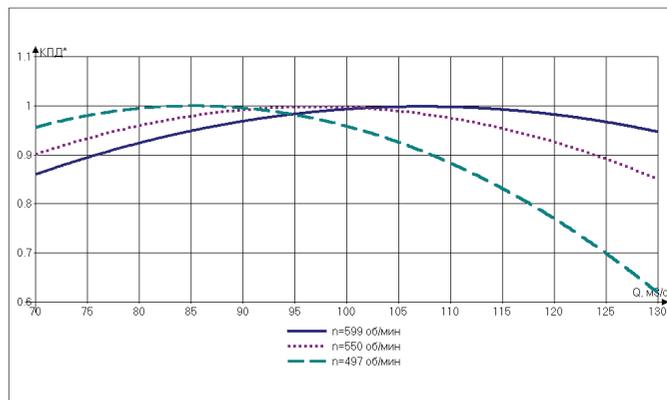


Рис. 2. Зависимость относительного КПД*= $\eta/\eta_{\text{макс}}$ от расхода Q для различных частот вращения

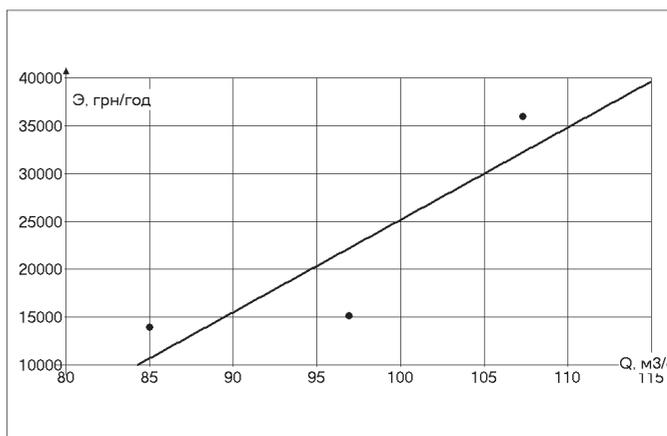


Рис. 3. Ожидаемая экономическая эффективность

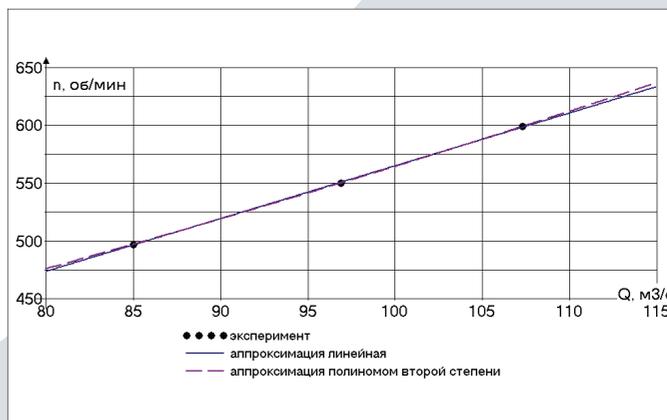


Рис. 4. Зависимость частоты вращения n от расхода Q , при которой будет обеспечен максимальный КПД вентилятора

3. Научные принципы энергосбережения в тепловой и атомной энергетике. / [Канюк Г. И., Артюх С. Ф., Мезеря А. Ю., и др.]. – Харьков: Изд-во «Точка», 2013. – 140 с.

4. Канюк Г. И. Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций / Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Лаптинов И. П. // Вісник НТУ «ХП»: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2014. – № 12 (1055). – С. 90–97.