МИНИСТЕРСТВО РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ПО ДЕЛАМ ГРАЖДАНСКОЙ ОБОРОНЫ, ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ СИТУАЦИЯМ И ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ СТИХИЙНЫХ БЕДСТВИЙ

Академия Государственной противопожарной службы

Контрольная работа
по дисциплине «Пожарная и аварийно-спасательная техника»

На тему: Согласование режимов работы центробежного насоса с двигателем пожарного автомобиля

Выполнил: слушатель 3 «А» курса гр. 51133-Б
Сержант внутренней службы
Зачетная книжка №

Проверил:_____

Москва 2019

Содержание

Введение 3
Исходные данные для варианта 4
Пояснительная записка 5
Литература 13

Введение

Контрольная работа по курсу «Пожарная и аварийно-спасательная техника» имеет целью:

углубить знания по согласованию режимов эксплуатации пожарного насоса (ПН) и двигателя внутреннего сгорания пожарного автомобиля (ПА);

приобрести опыт по анализу использования технических возможностей двигателя ПА;

научиться определять расходы топлива при различных режимах работы ПН;

уяснить влияние режимов работы ПН на содержание в отработавших газах двигателя N_xO_x.

Исходные данные для варианта

ПН-60

Q_{max} = 60 л/с;

$n_н$ = 2500 мин$^{-1}$;

H = 100 м;

$n_{н2}$= 2400 мин$^{-1}$;

$n_{н3}$ = 2100 мин$^{-1}$;

$\eta_{тр}$ = 0,87

№ пп	Параметры показателей	Размерность	Константы		
			A	B	C
	ПН-60				
	Напор, *H*	м	104	0,038	$1{,}74\cdot10^{-3}$
	Мощность, *N*	кВт	48	0,42	$5{,}54\cdot10^{-3}$

Пояснительная записка

В ходе выполнения задания необходимо рассчитать характеристику $H = f(Q)$ для частоты вращения вала насоса $n_{н1}$, $n_{н2}$, $n_{н3}$, изменяя Q.

Определить для частот вращения вала насоса $n_{н1}$, $n_{н2}$ и $n_{н3}$ мощность, потребляемую пожарным насосом.

Построить внешнюю скоростную характеристику двигателя $N = f(n)$ и определить границы рационального использования N и n.

Совместить поля мощностей, потребляемых пожарным насосом и развиваемых двигателем.

Проанализировать расход топлива двигателем внутреннего сгорания и количество содержащихся в отработавших газах окислов азота.

На рис. 1. в первой четверти координат H, м и Q, л/с необходимо представить зависимости $H = f(Q)$ при различных постоянных значениях частоты вращения вала насоса $n_{н1}$, $n_{н2}$ и $n_{н3}$.

Для этого следует по формуле определить $H= f(Q)$

$H=A+BQ-CQ^2$, м, где А, В и С – коэффициенты указанные в исходных данных для пожарного насоса при $n_{H}1$.

Для насосов ПН-40УВ, НЦПН-40/100 значения расходов принимаем равными 4, 10, 20, 30 и 40 л/с.

$$H = 104 + 0{,}038 * 4 - 0{,}00174 * 4^2 = 104{,}12$$
$$H = 104 + 0{,}038 * 10 - 0{,}00174 * 10^2 = 104{,}21$$
$$H = 110{,}11 + 0{,}038 * 20 - 0{,}00174 * 20^2 = 104{,}06$$
$$H = 110{,}11 + 0{,}038 * 40 - 0{,}00174 * 40^2 = 102{,}74$$
$$H = 110{,}11 + 0{,}038 * 60 - 0{,}00174 * 60^2 = 100{,}02$$

Для расчетов $H= f(Q)$при $n_{н2}$ и $n_{н3}$ следует воспользоваться теорией подобия:

$$\frac{Q_1}{Q_i} = \frac{n_{H1}}{n_H}; Q_i = Q_1 \times \frac{n_{Hi}}{n_{H1}}$$
$$Q_2 = 4 \times \frac{2400}{2500} = 3{,}84$$
$$Q_3 = 4 \times \frac{2100}{2400} = 3{,}26$$

Проводим расчеты далее для заданных Q на заданных оборотах пожарного насоса.

Полученные расчеты заносим в таб. 1

$$\frac{H_1}{H_i} = (\frac{n_{H1}}{n_H})^2; H_i = H_1 \times (\frac{n_{Hi}}{n_{H1}})^2$$
$$H_2 = 104 \times (\frac{2400}{2500})^2 = 95{,}96$$

$$H_3 = 104 \times (\frac{2100}{2500})^2 = 73{,}47$$

Проводим расчеты далее для заданных Н на заданных оборотах пожарного насоса.

Полученные расчеты заносим в таб. 1

Во второй четверти координат следует представить зависимость мощности, потребляемой пожарным насосом $N = f(Q)$, при заданных значениях частот вращения вала насоса $n_{н1}$, $n_{н2}$ и $n_{н3}$. Для частоты вращения $n_{н1}$ ее вычисляют по формуле $N' = A + BQ - CQ^2$, кВт, где

A, B и *C* – коэффициенты, указанные в исходных данных для пожарного насоса.

$$N' = 48 + 0{,}42 * 4 - 0{,}00554 * 4^2 = 49{,}59$$
$$N' = 48 + 0{,}42 * 10 - 0{,}00554 * 10^2 = 51{,}65$$
$$N' = 48 + 0{,}42 * 20 - 0{,}00554 * 20^2 = 54{,}18$$
$$N' = 48 + 0{,}42 * 40 - 0{,}00554 * 40^2 = 55{,}94$$
$$N' = 48 + 0{,}42 * 60 - 0{,}00554 * 60^2 = 53{,}26$$

Мощность, отдаваемая двигателем должна определяться с учетом ее потери в трансмиссии

$$N = \frac{N'}{\eta_{тр}}$$
$$\frac{49{,}59}{0{,}88} = 57$$
$$\frac{51{,}65}{0{,}88} = 59{,}37$$
$$\frac{54{,}18}{0{,}88} = 62{,}28$$
$$\frac{55{,}94}{0{,}88} = 64{,}3$$
$$\frac{53{,}26}{0{,}88} = 61{,}22$$

где $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии.

По вычисленным значениям мощности *N* при n_{H1} следует построить зависимость $N_{H1} = f(Q)$.

Для построения зависимостей $N = f(Q)$ для частот вращения вала насоса n_{H2} и n_{H3} следует воспользоваться теорией подобия

$$\frac{N_1}{N_i} = (\frac{n_{H1}}{n_H})^3; N_i = N_1 \times (\frac{n_{Hi}}{n_{H1}})^3$$
$$N_2 = 57 \times (\frac{2400}{2500})^3 = 50{,}43$$
$$N_3 = 57 \times (\frac{1200}{2500})^3 = 33{,}78$$

Проводим расчеты далее для заданных N на заданных оборотах пожарного насоса.

Полученные расчеты заносим в таб. 1

Таблица 1

Результаты расчетов

n_{H1} = 2500	Q_1, л/с	4	10	20	40	60
	H_1, м	104,12	104,21	104,06	102,74	100,02
	N_1, *кВт*	57	59,37	62,28	64,3	61,22
n_{H2} = 2400	Q_2, л/с	3,84	9,6	19,2	38,4	57,6
	H_2, м	95,96	96,04	95,9	94,69	92,18
	N_2, *кВт*	54,72	52,53	55,1	56,89	54,16
n_{H3} = 2100	Q_3, л/с	3,36	8,4	16,8	33,6	50,4
	H_3, м	73,47	73,53	73,42	72,49	70,57
	N_3, *кВт*	33,78	35,19	32,11	33,16	31,57

Выполнив графическое представление полученных результатов, необходимо обозначить граничные точки на рис.1.

В третьей четверти с координатами мощности двигателя *N*, кВт и частотой вращения его коленчатого вала *n*, мин$^{-1}$ следует, прежде всего, построить внешнюю скоростную характеристику двигателя внутреннего сгорания $N = f(n)$, устанавливаемого на пожарных автоцистернах.

Внешнюю скоростную характеристику двигателя построить по следующим значениям:

Таблица 2

Данные для построения внешней скоростной характеристики двигателя

Параметр	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5
n, мин$^{-1}$	900	1300	1700	2100	2500
N, кВт	65	104	141	171	191

Согласование режимов работы пожарного насоса (ПН) и двигателя внутреннего сгорания (ДВС) осуществляется по двум параметрам: мощности, потребляемой насосом $N_н$ и развиваемой двигателем *N*, а также частотой вращения вала насоса $n_н$ и коленчатого вала двигателя *n*. При этом установлены ограничения по мощности, потребляемой насосом $N_Н \leq 0{,}75\ N_{max}$ и частотой вращения его вала $n_{н1} \leq 0{,}75\ n_{max}$ двигателя внутреннего сгорания.

Первое ограничение должно гарантировать некоторый запас мощности *N*, во избежание перегрева ДВС, эксплуатируемого в стационарном (не транспортном!) режиме работы двигателя пожарного автомобиля (ПА). Второе ограничение исключает работу ДВС в области, близкой к максимальным значениям *n*, во избежание большой интенсивности изнашивания его деталей.

На основании изложенного, в третьей четверти координат, построив внешнюю характеристику ДВС $N = f(n)$ (кривая 1), на оси абсцисс следует провести вертикальную линию на расстоянии от начала координат, равном 0,75 n_{max}. На этой же линии необходимо отметить точку *К*, соответствующую 0,7 N_{max}. Запас мощности «К – L» должен составлять 10...15%.

$$0{,}75\times n_{max}=0{,}75\times 2500=1875$$
$$0{,}7\times N_{max}=0{,}7\times 191=133{,}7$$

Установив допустимое предельное значение частоты вращения вала двигателя, определяют максимальное значение передаточного числа

$$i=\frac{0{,}75\times n_{\max}}{n_{H1}}=\frac{0{,}75\times 2500}{2500}=0{,}75$$

где n_{max} – максимальная частота вращения коленчатого вала ДВС, мин$^{-1}$ (табл.2); n_{H1} – частота вращения вала пожарного насоса, мин$^{-1}$

Частота вращения коленчатого вала двигателя n_j (где j= 1,2,3), соответствующая частотам вращения вала пожарного насоса $n_{нi}$ ($n_{н2}$ и $n_{н3}$) определяется

$$n_j=in_{Hj}$$

где i – передаточное отношение; $n_{нi}$ – частоты вращения вала пожарного насоса, мин$^{-1}$ при $n_{н2}$ и $n_{н3}$ (см.табл.1).

$$n_1=2500\times 0{,}75=1875$$
$$n_1=2400\times 0{,}75=1800$$
$$n_1=2100\times 0{,}75=1575$$

По найденным значениям nj проводят вертикальные линии $n1$, $n2$ и $n3$ (см. рис.1). Они и характеризуют скоростные режимы двигателя, соответствующие частотам вращения вала насоса n_{Hi}. Проведя горизонтальные линии от точек c' и d' до пересечения с линией, проведенной через $n3$, будет определен отрезок c'' и d'' , характеризующий мощность, потребляемую ПН. Аналогично определяют точки a'' и b'', а также две промежуточные точки, соответствующие n_{H2}.

В результате изложенных процедур будет установлена область a'', b'', c'', d'', характеризующая поле мощности, потребляемой ПН.

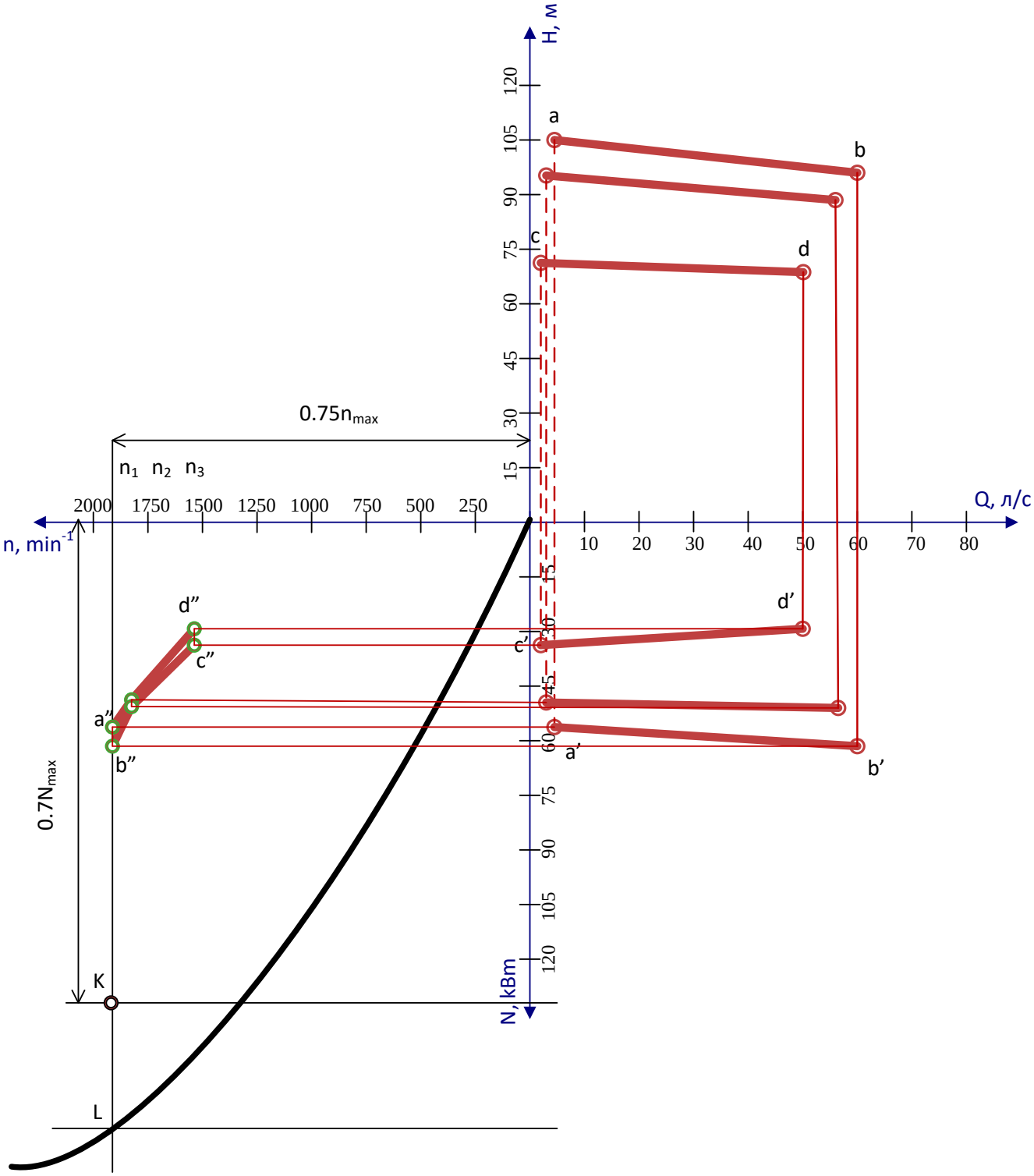

Рис.1. Построение характеристики *H = f(Q)*

На основании сопоставления полей мощности, развиваемой двигателем и потребляемой насосом, необходимо:

1. Доказать, имеется ли необходимый запас мощности двигателя, обеспечивающий его эксплуатацию на всех возможных режимах работы ПН.

2. Определить расходы топлива и выбросы окислов азота при мощностях двигателя и частоте оборотов его вала, характерных для точек *a"*, *b"*, *c"* и *d"* (см.рис.1).

Изолинии удельных расходов топлива q_e г/кВт·ч и выбросы окислов азота С = г/кг сгоревшего топлива представлены на рис.2 и 3 в поле, характеризуемом зависимостью крутящего момента, развиваемого двигателем M, Нм от частоты вращения его коленчатого вала, n мин$^{-1}$ (кривая 1 на рис.3). Поэтому решение поставленной задачи должно осуществляться в такой последовательности.

2.1. Определить мощности N и частоты вращения вала двигателя в точках a'', b'', c'' и d'' (по рис.1).

2.2. Вычислить значения величин крутящих моментов в указанных точках a'', b'', c'' и d'':

$$M = 9550\frac{N}{n}$$

$$\text{Для } a'' \quad M = 9550\frac{57}{1875} = 290{,}32$$

$$\text{Для b}'' \quad M = 9550\frac{61{,}22}{1875} = 311{,}81$$

$$\text{Для c}'' \quad M = 9550\frac{33{,}78}{1575} = 204{,}82$$

$$\text{Для d}'' \quad M = 9550\frac{31{,}57}{1575} = 191{,}42$$

2.3. Используя рис.2 и 3, по вычисленным значениям M и соответствующим им частотам оборотов n вала двигателя, в точках a'', b'', c'' и d'' определяем:

- удельные расходы топлива g_e г/кВт·ч;
- выбросы окислов азота C = г/кг сгоревшего топлива.

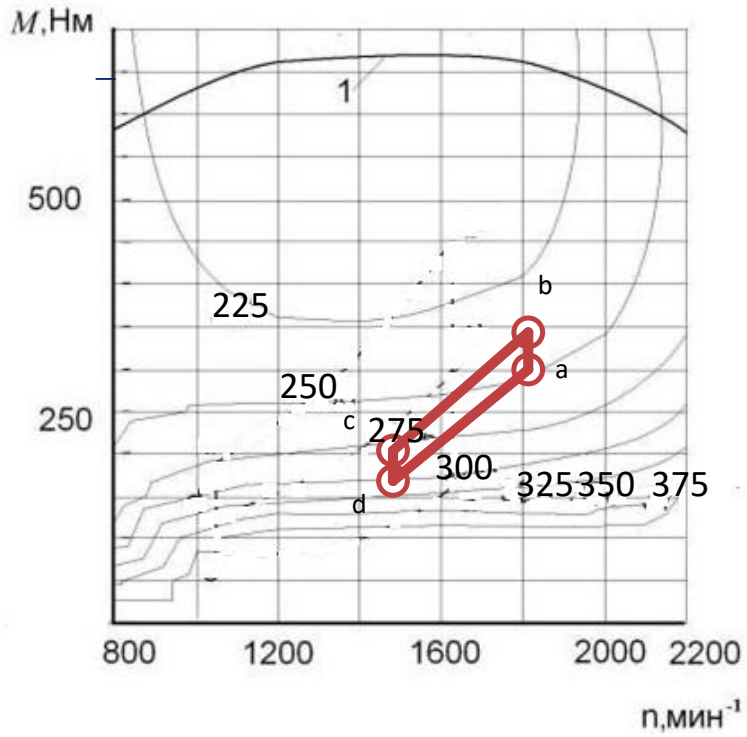

Рис.2. Изолинии равных удельных расходов топлива g_e, г/кВт·ч

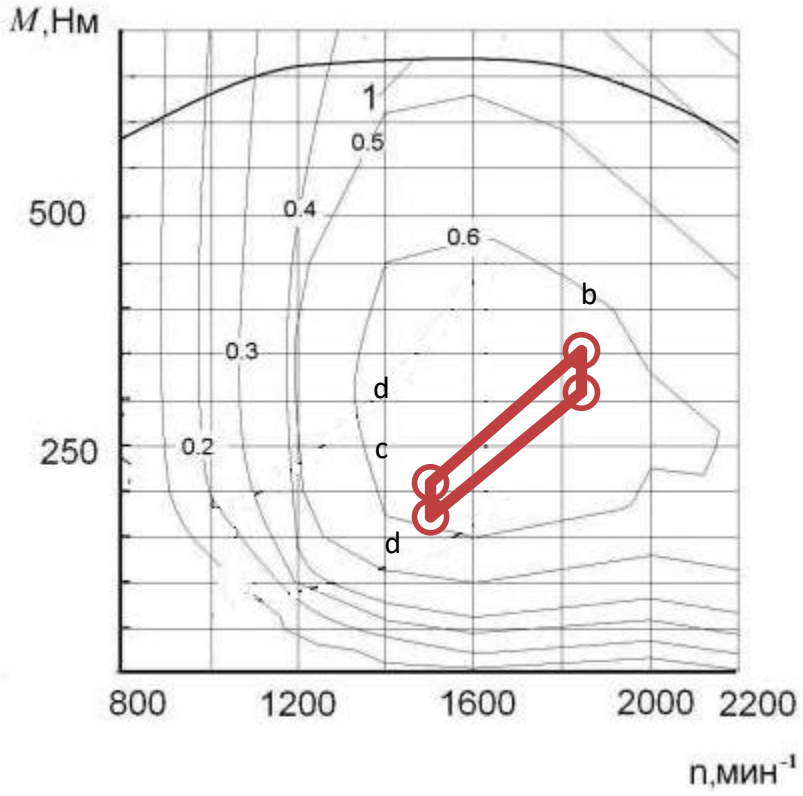

Рис.3. Изолинии удельных величин содержания окислов азота NO_x

Примечания:

1. На рис.2 представлены изолинии равных удельных расходов топлива е g_e г/кВт·ч. В области, ограниченной кривой $M = f(n)$ и изолинией расхода топлива 225 г/кВт·ч, удельные расходы принимать равными 225 г/кВт·ч.

2. На рис.3 представлены изолинии удельных величин содержания окислов азота NO_x в отработавших газах двигателя в *г* на *кг* сгоревшего топлива (q г/кг топлива). В области, ограниченной изолинией 0,6 г/кг топлива, содержание NO_x считать равным 0,6 г/кг топлива.

Найденные значения N, T, g_e и NO_x записать в табл. 3.

Таблица 3

Результаты расчетов

Наименование параметров	Размерность	Значение параметров в точках			
		a"	***b"***	***c"***	***d"***
Мощность двигателя, N	кВт	57	61,22	33,78	31,57
Крутящий момент, T	Нм	290,32	311,81	204,82	191,42
Удельный расход топлива, g_e	г/кВт·ч	275	250	300	325
Удельный выброс окислов азота, q	г/кг топлива	0,6	0,6	0,6	0,6
Расход топлива на подачу всей воды, G	кг	21,78825	1,37745	16,7211	1,128628
Выброс окислов азота при подаче всей воды, Q	г	13,07295	0,82647	10,03266	0,677177

В заключение работы определяем расход топлива и количество окислов азота, поступивших в атмосферу, при условии, что в течение одного месяца из пожарной автоцистерны было подано 20 т воды на тушение пожаров.

Полученные результаты записываем в табл.3.

Для подачи 20000 литров воды необходимо узнать, сколько литров воды в час может подать насос при Q – 4 литра в секунду и умножаем на расход топлива в час (Мощность двигателя, разделенная на удельный расход топлива);

Для точки а”

57*275=15675 грамм в час или 15,675 кг топлива в час.

4*3600=14400 литров в час

20000/14000 = 1,39 часа работает насос

1,39*15,675 = 21,788

Рассчитываем далее для всех точек

Вывод:

Из анализа результатов сравнения границ поля мощности, потребляемой насосом, и удельных расходов топлива следует ряд выводов. Во-первых, в области малых и больших расходов воды повышение напора, соответственно, от *c* к *a* и от *d* к *в* сопровождается, как показано на рис. 2 (соответственно от *c″* к *a″* и от *d″* к *в″*), уменьшением удельных расходов топлива. Во-вторых, аналогично уменьшаются удельные расходы топлива при увеличении подач воды насосом (от *c″* до *d″* и от *a″* до *в″*). Таким образом, наиболее экономичным по удельному расходу двигателя являются режимы работы насоса, близкие к номинальным величинам подачи насоса и развиваемым им напора.

Литература

1. Учебник «Пожарная и аварийно-спасательная техника» в 2 частях под редакцией доктора технических наук, профессора М.Д. Безбородько. – М : Академия ГПС, 2013 – 355 с.