

# Оценка уровня КПД и кавитационных качеств центробежного насоса

(Применение компьютерной программы при подборе центробежных насосов с максимально возможным КПД)

**Бендерович Виктор Анатольевич**, технический директор ООО «НИУ»;

**Лунаци Эрнест Джинович**, инженер ООО «НИУ»;

Сайт: [www.pumps-seals.ru](http://www.pumps-seals.ru) почта: [info@t2100.ru](mailto:info@t2100.ru), тел. +7 495 727 2711

## Аннотация

Приводятся примеры, и показывается применение компьютерной программы для определения наивысшего уровня КПД и кавитационных качеств центробежных насосов. Это важно для подбора и анализа заменяющих и вновь проектируемых насосов. Использование программы позволит подобрать более экономичный насос, снизить затраты электроэнергии и увеличить надежность оборудования.

Ключевые слова: центробежный насос, КПД,  $S_{кр}$  - кавитационный коэффициент быстроходности,  $NPSH$  – кавитационный запас,  $D_0$  – диаметр входа в рабочее колесо, энергоэффективность.

Любой центробежный насос рано или поздно приходится заменять из-за износа проточной части, выработки ресурса, случайного повреждения и т.д.

Иногда требуется заменить насос в связи с изменением потребностей технологии.

Бывает, что пришла пора построить давно спроектированную установку, в которой предусмотрены насосы, выпускавшиеся в момент проектирования.

Часто ранее выпускавшиеся насосы сняты с производства или модернизированы настолько, что имеют существенно иные характеристики даже при внешней схожести маркировки.

Во всех этих случаях предстоит выбрать насос другой марки и даже производства другой фирмы, причем, при подборе нового насоса стремятся не только удовлетворить требованиям по назначению и параметрам, но и выбрать объект наиболее экономный по затратам, которые предстоят при покупке, монтаже и при дальнейшей эксплуатации.

За исключением не так уж редких случаев кратковременного использования насосов, например, в противопожарных системах, затраты на приобретение и последующий ремонт в 5-6 раз меньше стоимости электроэнергии, которая нужна для привода насоса в течение его эксплуатации до списания и замены. Поэтому важно выбрать насос, у которого коэффициент

полезного действия (КПД) был бы МАКСИМАЛЬНО ВОЗМОЖНЫМ для заданных назначения, конструктивного типа и режимных параметров: подачи, напора и частоты вращения.

Производители насосов, особенно иностранных, в рекламе продукции обязательно указывают, что их насосы – это верх совершенства, в том числе и по экономичности. Однако это далеко не так.

Для того, чтобы помочь потребителям насосов, проектировщикам насосных установок и разработчикам новых насосов из десятков и даже сотен возможных моделей однотипных насосов выбрать изделие с самым высоким КПД, или приближающихся к наивысшему, отечественные специалисты в восьмидесятых годах проанализировали множество характеристик центробежных насосов, наиболее часто встречающихся в различных областях использования. Необходимость анализа была вызвана рядом причин, среди которых была задача отбора лучших по КПД и кавитации центробежных насосов, модельный пересчет которых помог бы повышению экономичности всех отечественных насосов.

Аналізу подлежали характеристики известных зарубежных фирм, традиционно обладающих высоким уровнем технологии изготовления. На основе этого анализа получены зависимости наивысшего КПД от указанных выше режимных параметров и от характерного размера для одноступенчатых центробежных консольных насосов с закрытыми, открытыми рабочими колесами, а также насосами с корпусами «In-line», у которых патрубки расположены «в линию», благодаря чему насосы могут быть «врезаны» в прямолинейную трубу. Четвертый тип насосов, для которых определен наивысший уровень КПД, это одноступенчатые насосы с колесом двухстороннего входа.

Обобщенные режимные параметры насоса традиционно определяются т.н. коэффициентом быстроходности, вычисляемым по формулам:

$$n_s = 0,061 \frac{n\sqrt{Q}}{H^4} \quad (1) \text{ – для насосов консольных и}$$

$$n_s = 0,00432 \frac{n\sqrt{Q}}{H^4} \quad (2) \text{ – для насосов с колесом двухстороннего входа.}$$

В формулах (1), (2) и далее

$n$  – частота вращения [об/мин],

$Q$  – подача насоса [ $\text{м}^3/\text{ч}$ ],

$H$  – напор насоса при заданной подаче [м].

Характерный размер для первых трех типов насосов определяется по формуле

$$D_o = 0,294 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \text{ [мм]} \quad (3)$$

А для насосов колесом двухстороннего входа

$$D_o = 0,234 \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \text{ [мм]} \quad (4)$$

По физическому смыслу  $D_0$  – это диаметр входа в рабочее колесо, обычно вычисляемый для оценки кавитационных качеств насоса в оптимальном режиме.

При построении зависимостей  $\eta = f(n_s, D_0)$  использовались значения максимальных (оптимальных) КПД, взятых с характеристик соответствующих насосов для оптимальной подачи, напора и частоте вращения на рассматриваемой характеристике.

Обсуждение аргументов, положенных в основу данной методики, выходит за рамки данной работы. Заметим лишь, что при ее создании информация, содержащаяся в каталогах, не подвергалась сомнению.

Пример зависимости максимально достижимого КПД от коэффициента быстроходности  $n_s$  для одного из диапазонов  $D_0 = 80-100$  мм применительно к свойствам консольных насосов с закрытым рабочим колесом показана на рис.1.

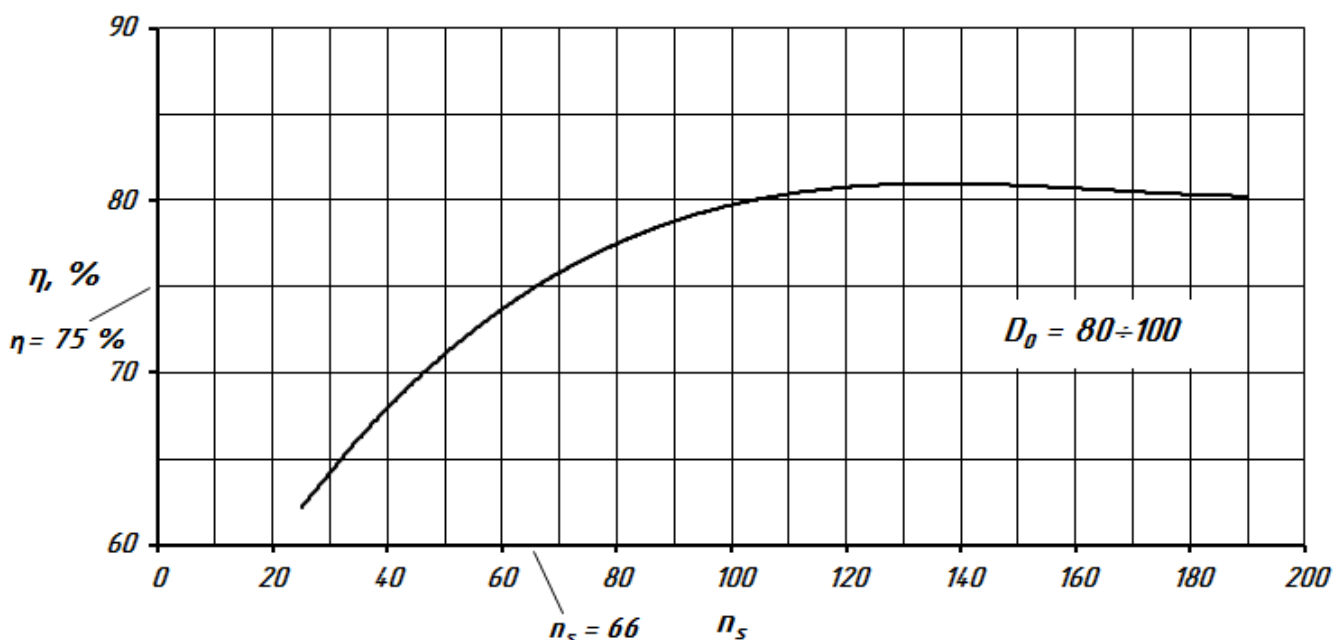


Рис. 1. Наивысший уровень КПД консольных насосов с закрытым рабочим колесом  $D_0=80-100$  мм

Этот рисунок пригодится нам для рассмотрения одного из примеров.

Набор зависимостей наивысшего КПД от коэффициента быстроходности для разных диапазонов характерных размеров  $D_0$ , по характеру аналогичен показанному на рис.1. Такие зависимости  $D_0$  введены в программу расчета в отдельности для каждого из указанных выше конструктивных типов центробежных насосов.

Теперь для того, чтобы узнать величину максимально достижимого КПД центробежного насоса необходимо в соответствующую компьютерную форму ввести:

- тип насоса (1, 2, 3 или 4);
- частоту вращения [об/мин];
- заданную подачу [ $\text{м}^3/\text{ч}$ ];
- напор для заданной подачи [м].

Программа вычислит коэффициент быстроходности  $n_s$ , характерный размер  $D_o$ , выберет из памяти график зависимости  $\eta_{yp} = f(n_s)$  для соответствующего диапазона по  $D_o$  и выдаст значение  $\eta_{yp}$  для вычисляемого  $n_s$ .

Пример 1. Требуется заменить отечественный насосный агрегат К45/55, перекачивавший воду в режиме: подача  $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ , напор  $50$  метров, частота вращения  $2900 \text{ об/мин}$ . Будем считать указанный режим технически обоснованным.

Конструктивно этот насос относится к насосам первого типа (консольный с закрытым рабочим колесом). Подвод, отвод и рабочее колесо – чугунные.

После введения в компьютер указанных данных, компьютер вычислит  $n_s = 66$ ,  $D_o = 98,7 \text{ мм}$  и выберет график зависимости наивысшего КПД, показанный на рис.1

Из него следует, что наивысший уровень КПД насоса для данного случая будет  $\eta_{yp} = 75\%$ .

После несложных поисков найден такой же по параметрам насосный агрегат, разработанный существенно позже. Его марка К 80-50-200, а характеристика, взятая из каталога завода «ЭНА», показана на рис. 2.

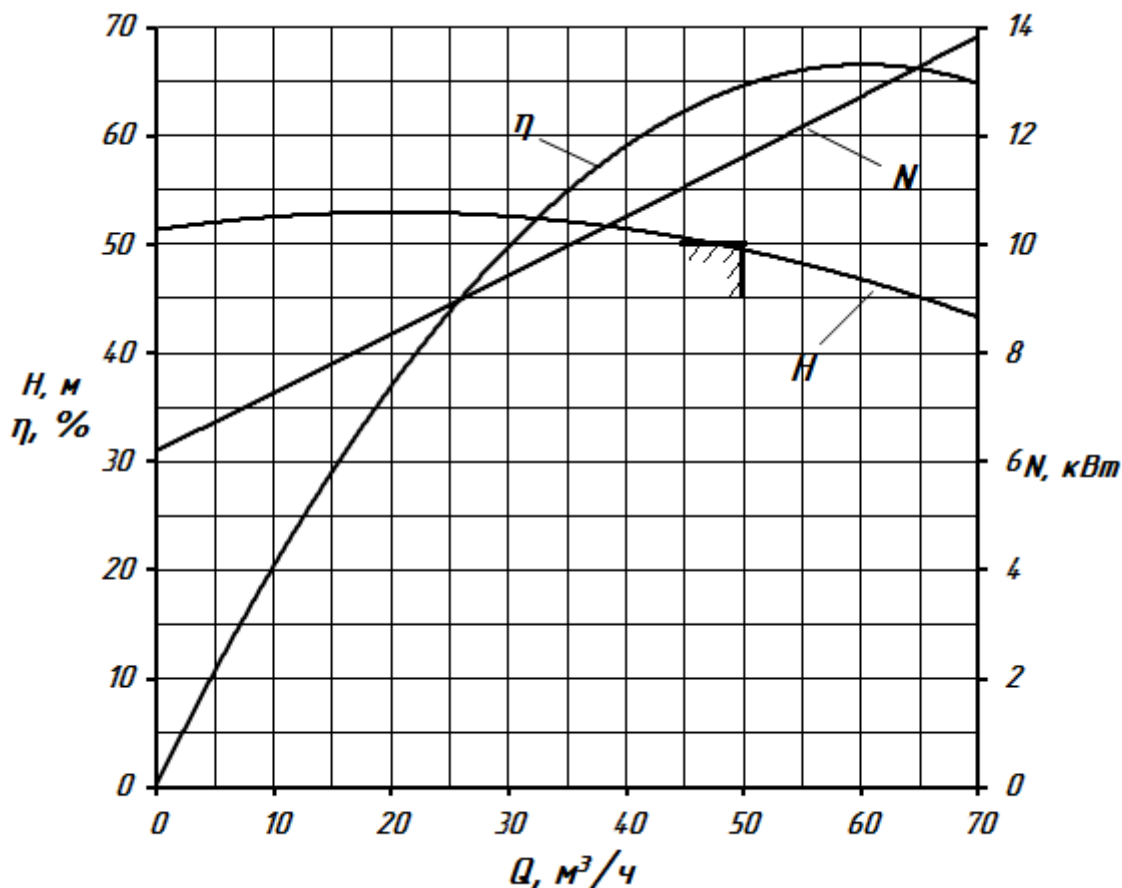


Рис. 2. Характеристика электронасоса КМ 80-50-200/2-5 (n=2900 об/мин)

Здесь насос также с проточной частью из чугуна с закрытым рабочим колесом.

Казалось бы, всё хорошо. Однако, КПД насоса в заданном режиме равен  $65\%$ , т.е. на  $10\%$  уступает наивысшему уровню. Много это или мало – зависит от задач и возможностей потребителя.

Для получения характеристик, помещенных в каталог, центробежные насосы испытывают при перекачивании холодной воды. Подачу, напор, мощность и КПД насоса, измеряемые и вычисляемые во время испытаний, связывает формула:

$$N = \frac{QH}{3,67 \cdot \eta} \text{ [кВт]} \quad (5),$$

где:

$N$  – мощность на валу насоса,

$\eta$  - КПД в процентах.

После вычислений находим для «идеального» варианта:

$N_{ид} = 9,15$  кВт, а для найденного  $N = 10,45$  кВт, т.е.

$$\Delta N = 10,45 - 9,15 = 1,3 \text{ кВт}.$$

Насос К 80-50-200 оснащается электродвигателем мощностью 15 кВт, который в заданном режиме будет недогружен. КПД серийного отечественного электродвигателя АИР с частотой вращения 2900 об/мин при мощности 15 кВт составляет 88 %. Будем считать (и на это есть основания), что при недогрузке примерно в 1,5 раза против номинала КПД электродвигателя не изменится и будет  $\eta_{эд} = 88$  %. Тогда мощность, потребляемая агрегатом с «идеальным» насосом составит

$$N_{агр.ид} = \frac{10,45}{0,88} = 11,88 \text{ кВт}.$$

Разница в мощности составляет

$$\Delta N = 11,88 - 10,45 = 1,43 \text{ кВт}.$$

При тарифе 5 руб. за 1 кВт дополнительные затраты за оплату электроэнергии от эксплуатации неидеального варианта составляет

$$\Delta Ц = 5 \cdot 1,43 = 7 \text{ руб } 15 \text{ коп. в час}.$$

Если агрегат с насосом К 80-50-200 будет эксплуатироваться от случая к случаю, например, 100 часов в год, то годовые потери составят 715 руб., что для потребителя может быть и несущественно. И тогда найденный насос его устроит.

Если же новый насосный агрегат будет эксплуатироваться 4000 часов в год, да еще предстоит закупка двух насосов (рабочего и резервного), то годовые потери на оплату электроэнергии составят  $7,15 \cdot 8000 = 57\,200$  руб. Эта сумма может быть признана ощутимым основанием для того, чтобы предпринять попытку поискать насос с КПД, более близким к «идеальному», хотя искать можно только среди доступных, в том числе и импортных, которых не так много. Если учесть, что расчетный ресурс насосных агрегатов с двигателем мощностью 15 кВт составляет 40 000 часов, то потери средств за 10 лет эксплуатации составят около 286 000 руб. Попытка найти более экономичный агрегат заслуживает внимания, тем более, что тарифы на электроэнергию, как правило, растут.

Пример 2

Среди доступных импортных электронасосных агрегатов со сварной из нержавеющей стали проточной частью обращает на себя внимание агрегат марки 3М 50-200/11 фирмы «Эбара». У него закрытое рабочее колесо. При подаче  $50 \text{ м}^3/\text{ч}$  напор насоса 51,5 метра, что близко к искомому значению 50 метров. КПД насоса в этом режиме составляет 73%, что близко к «идеальному» наивысшему значению (75%). Характеристика этого насоса показана на рис. 3.

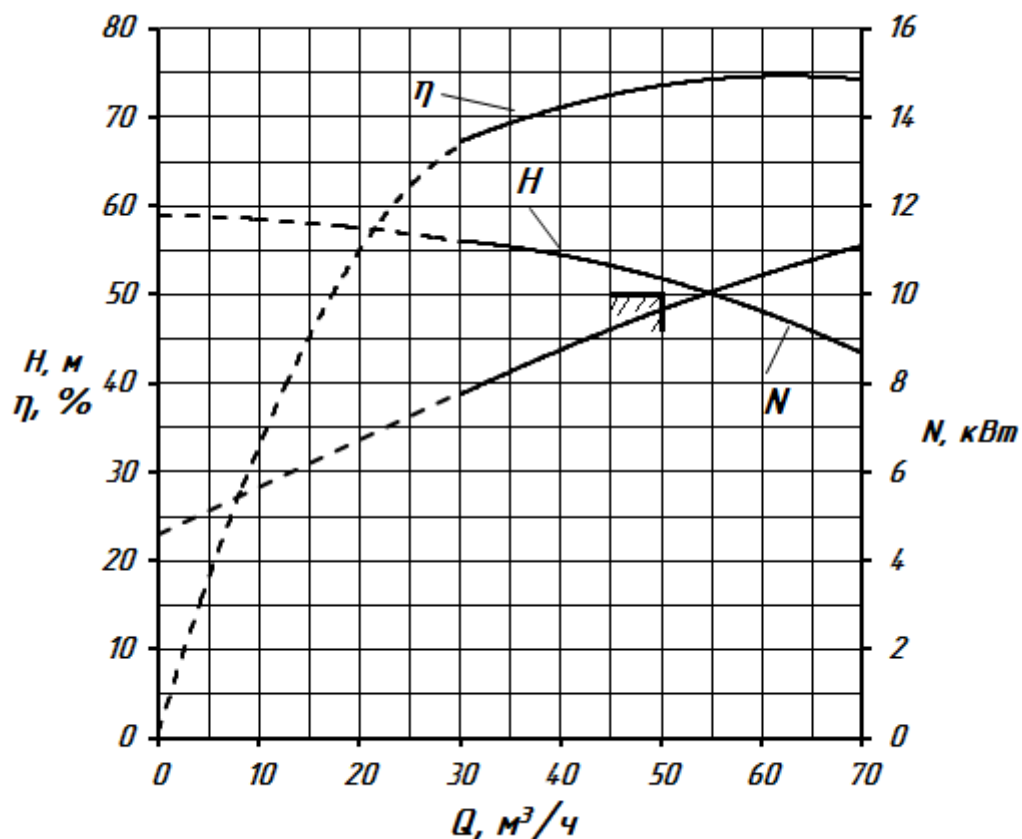


Рис. 3. Характеристика электронасоса 3М 50-200/11 ( $n=2900$  об/мин)

Мощность комплектующего электродвигателя - 11 кВт при 2900 об/мин. КПД этого электродвигателя по современным европейским нормам не менее 89,4% (минимальный уровень энергоэффективности IE2). Если обточкой рабочего колеса по наружному диаметру на 0,8-1% устранить излишек напора, равный 1,5 метрам, то получим потребляемую агрегатом мощность 10,35 кВт. т.е. столько же, сколько у «идеального» насоса с отечественным двигателем (см. пример 1).

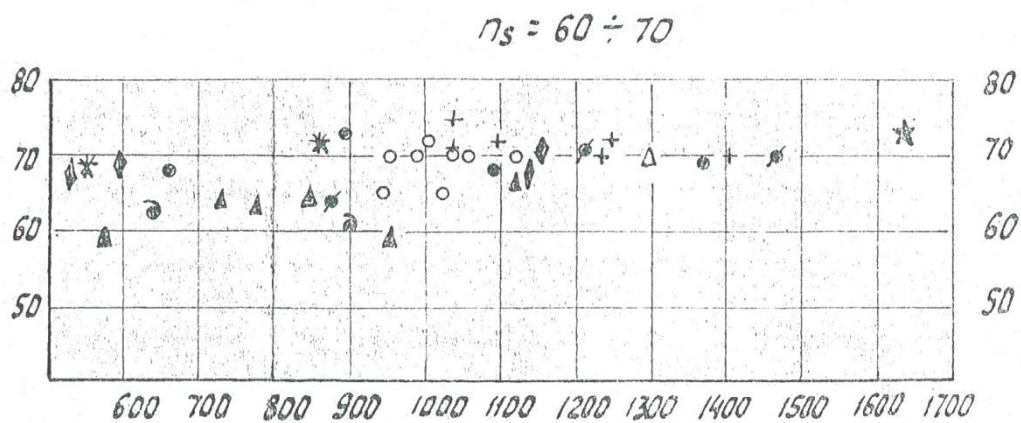


Рис. 4.

На рисунке 4 показан набор данных по консольным насосам с закрытым рабочем колесом разных фирм по КПД и  $C_{кр}$ , где

$$C_{кр} = \frac{0,094 n \sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}} \quad (6),$$

а NPSH – это кавитационный запас в метрах для группы насосов, оптимальные параметры которых соответствуют коэффициентам быстроходности  $n_s = 60 \dots 70$ , и для которых  $D_o = 80 \dots 100$  мм.

Разные значки соответствуют продукции разных фирм. Из рисунка видно, что современный отечественный насос, упомянутый в примере 1, отнюдь не самый худший в этой группе, хотя хуже его по КПД лишь немногие насосы. Однако, здесь же есть насосы с КПД, очень близким к наивысшему. Обсуждать величины  $c_{кр}$  и NPSH здесь не будем.

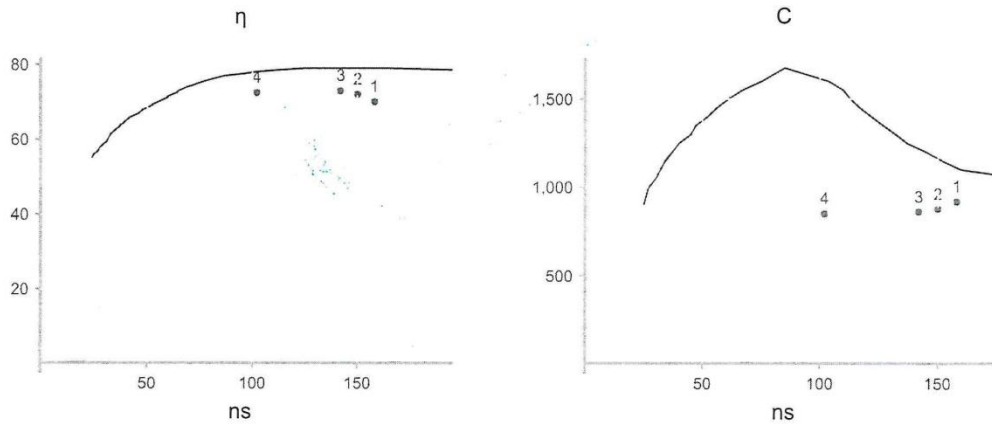
По указанной работе и методике создана программа, которая размещена на сайте [www.pumps-seals.ru](http://www.pumps-seals.ru), применяя которую можно оценить уровень КПД и всасывающую способность конкретного насоса, а также сравнить с достигнутым мировым уровнем.

Пример отчета программы по нескольким насосам указан на рисунке 5.

## Технический уровень насоса

Диапазон D0: 65-80; Тип насоса: Консольный; Тип колеса: Закрытый

#	Марка	Q	H	Δh	n	η	ns	C	D0	η <sub>ур</sub>	С <sub>ур</sub>	Δη	ΔC
		м <sup>3</sup> /ч	м	м	об/мин	%			мм	%		%	
1	ЗМ50-125/2,2	40	13.5	2.3	2900	70	158	920	70	79	1110	9	190
2	ЗМ50-125/3	46	16	2.7	2900	72	150	875	74	79	1167	7	293
3	ЗМ50-125/4	49.5	18	2.9	2900	73	142	860	76	79	1219	6	359
4	ЗМ50-160/5,5	46	26.5	2.8	2900	72.5	102	851	74	78	1606	5.5	755



Диапазон D0: 80-100; Тип насоса: Консольный; Тип колеса: Закрытый

#	Марка	Q	H	Δh	n	η	ns	C	D0	η <sub>ур</sub>	С <sub>ур</sub>	Δη	ΔC
		м <sup>3</sup> /ч	м	м	об/мин	%			мм	%		%	
1	ЗМ50-160/7,5	60	30	4	2900	75	107	744	81	80	1587	5	843
2	ЗМ50-200/9,2	60	41	4	2900	75	84	744	81	78	1615	3	871
3	ЗМ50-200/11	61	47.5	4.1	2900	75	76	736	81	77	1589	2	852

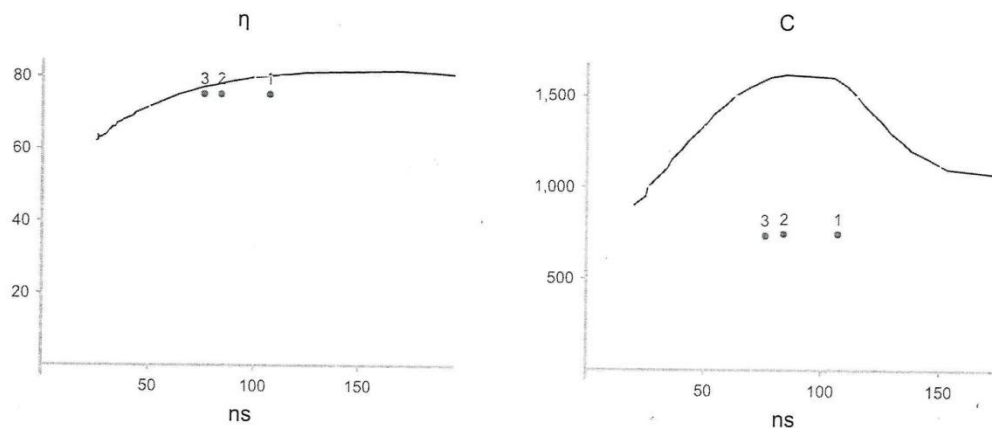


Рис. 5. Сравнение насосов ЗМ с уровнем КПД и Скр в соответствующих группах D<sub>0</sub>



## **Выводы**

1. Оценка наивысшего уровня КПД, возможного для заданного режима работы насоса, помогает целенаправленно подобрать насосные агрегаты с наименьшими затратами электроэнергии во время эксплуатации.

2. Разработанная компьютерная программа оценки наивысшего достижимого уровня КПД насоса ускоряет процедуру этой оценки.

3. Эффективность подбора связана с информированностью специалистов, имеющих представление об уровне энергетического совершенства тех или иных типоразмеров насосов, выпускаемых разными фирмами.

4. В результате правильного подбора затраты на электроэнергию во время эксплуатации насосов могут быть снижены на 12-15%.

5. Даются практические примеры, применения методики, позволяющей:

а) быстро выбрать насос взамен «старого»,

б) обеспечить существенную экономию электроэнергии и средств при эксплуатации за счет выбора не «случайного» агрегата, а за счет выбора именно энергоэффективного изделия.

6. Программа и методика могут быть полезны механикам и энергетикам, которым приходится заменять вышедшее из строя или устаревшее оборудование, а также проектировщикам технологических установок с новыми или модернизируемыми насосными агрегатами.

## **Литература:**

1. Лунаци, Э.Д. Определение наивысшего уровня гидравлического совершенства центробежных насосов по материалам зарубежных фирм / Барановская Е.С., Лунаци Э.Д., Малащук Г.М. – технический отчет ВНИИгидромаш. М. – 1984

2. Бендерович, В.А. Разработка логической структуры и состава определяющих параметров базы данных модельных проточных частей крупных центробежных насосов / Бендерович В.А., Байбиков А. С. – технический отчет ВНИИгидромаш. М. – 1988