электронный журнал
МОЛОДЕЖНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл No. ФС77-51038.

 # 11, ноябрь 2015

УДК 62-503.56

Сравнительный анализ дроссельного и частотного регулирование на магистральных насосных станциях

Томсов О.В., *студент*
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
кафедра «Гидравлика, гидромеханика, гидропневмоавтоматика»

Научный руководитель: *Протопопов А.А., аспирант*
Россия, 125047, г. Москва, ИПМ им. М.В. Келдыша РАН,
alex_i_petrov@bmstu.ru

Вопросы, связанные с расчетом центробежных насосов широко освещены в литературе [1], [2], [3], [4], [5], [6]. Однако представляет определенный интерес вопросы, связанные с энергетической эффективность регулирования насосных установок.

Для решения поставленной задачи будем пользоваться следующими данными:

Имеется 4 магистральных насосных станции, каждая из которых равноудалена на расстояние равное 40 км. Все станции расположены на разных уровнях, за базу выбираем 1-ую насосную станцию, остальные соответственно имеют следующие уровни: 120 м, 50 м, -5 м. Диаметр трубопровода задаем равным 1 м. Магистральная насосная станция состоит из 2-ух насосов типа НМ7000 подключенных последовательно. Схема расположений магистральных насосных станция показано на рис. 1.

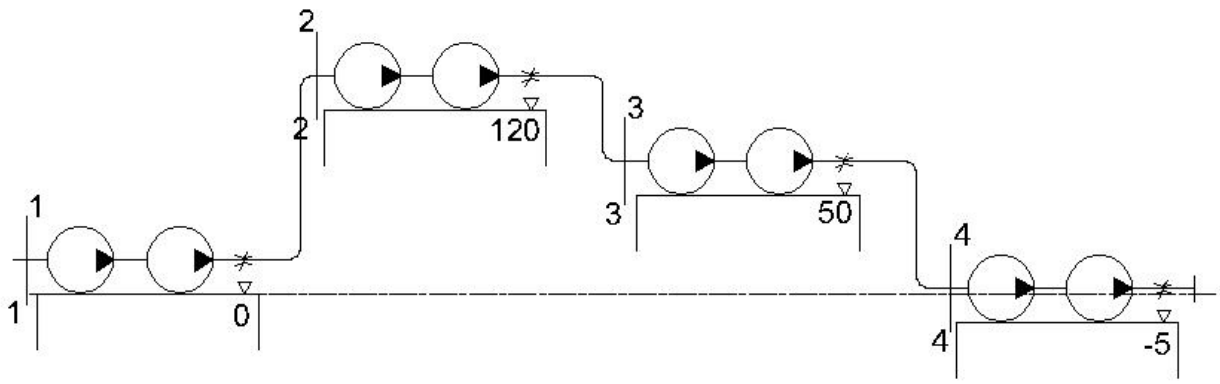

Рис. 1. Схема расположений магистральных насосных станция

Характеристика нефтяного магистрального насоса НМ7000 в осях напор (Н) – расход (Q) представляет собой кривую, представленную на рис. 2.

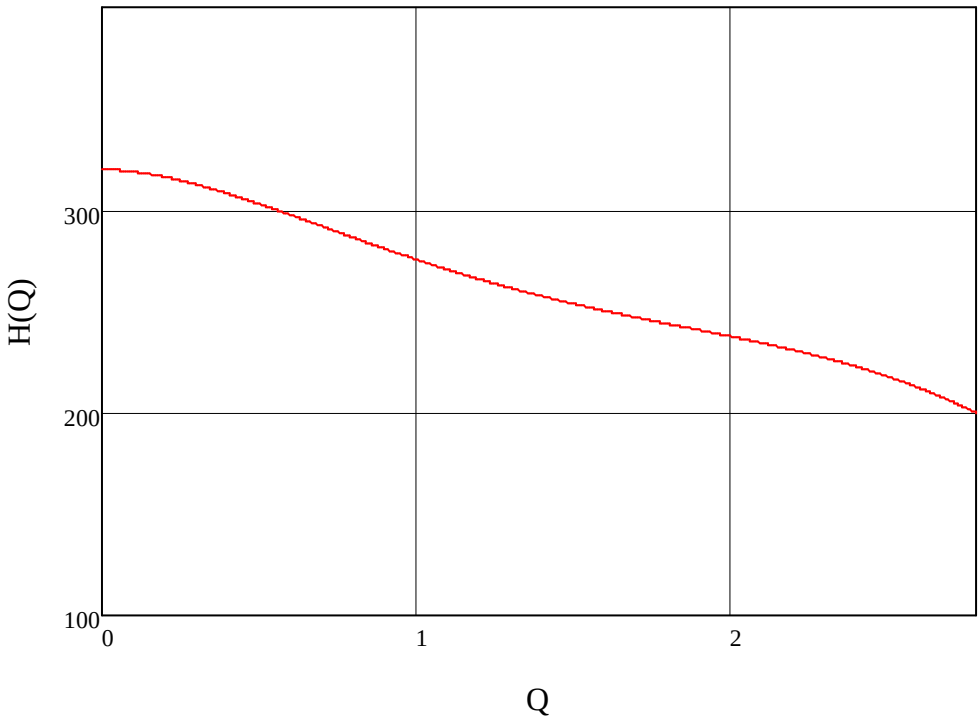

Рис. 2. Характеристика H(Q) насоса НМ7000

Для оценки затраченных энергетических потерь, следует измерять величину потерь напора при дросселировании. Для перечета характеристики насоса с одной частоты на другую воспользуемся уравнениями:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (1)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}\ , \qquad (2)$$

где H_1,Q_1 – напор и расход магистральной насосной станции при частоте вращения n_1; H_2,Q_2 – соответственно при n_2.

Введем коэффициент показывающий отношение частот:

$$K = \frac{n_1}{n_2}.$$

Изменяя частоту в процентном соотношении получим, подобные характеристики насоса. Теоретический расчет показал, что при изменении свыше 10% суммарный

коэффициент местных сопротивлений приобретает отрицательное значение, что физически невозможно. В следствии этого построили подобные характеристики от 0 до 10%, показанные на рис. 3.

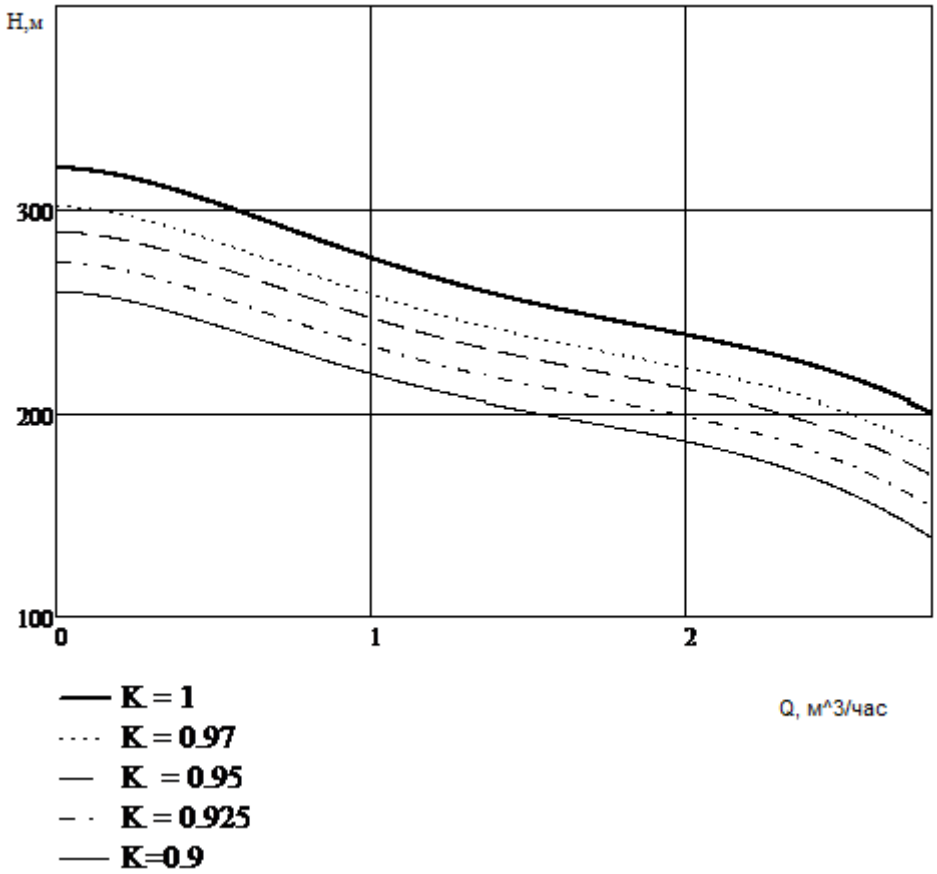

Рис. 3. Характеристика H(Q) насоса НМ7000 с измененными частотами вращения

Формула для расчета мощностных потерь при дросселировании:

$$N = Q \cdot \rho \cdot g \cdot \sum H_{\text{др}}\ , (3)$$

где Q – постоянный расход, ρ – плотность нефти, $H_{\text{др}}$ – потери при дросселировании.

Запишем уравнения Бернули для сечений (1-2), (2-3), (3-4) :

$$H(Q) = \text{H}_{\text{ст}} + \sum h_{\text{пт}},\ \ (4)$$

где $\text{H}_{\text{ст}}$ – статический напор насосной станции; $\sum h_{\text{пт}}$– суммарные потери напора.

Суммарные потери напора в нашем случае:

$$\sum h_{\text{пт}} = h_{\text{др}} + h_{\text{тр}}, (5)$$

где $h_{\text{др}} = 0.0825 \cdot \zeta \cdot \frac{Q^2}{d^4}$ (6) – потери при дроселировании; $h_{\text{тр}}$ - потери в трубопроводе.

$$h_{\text{тр}} = 0.0825 \cdot Q^2 \cdot \lambda \frac{l_{\text{т}}}{d^5}, (7)$$

где d – диаметр трубопровода; $l_{\text{т}}$- длина трубопровода; ζ – суммарный коэффициент местных сопротивлений, λ – кинематическая вязкость.

Подставим уравнения (6) и (7) в (5), в (4) получим уравнение:

$$H(Q) = \text{Н}_{\text{ст}} + 0.0825 \cdot \zeta \cdot \frac{Q^2}{d^4} + 0.0825 \cdot Q^2 \cdot \lambda \frac{l_{\text{т}}}{d^5}. (8)$$

Если подставить все значения в уравнение (8), то сможем определить ζ для каждой насосной станции.

Подставив найденные величины в уравнение (6) получим потери при дросселировании.

Просуммировав для каждого «К» все полученные потери получим суммарные потери при дросселировании:

$$\sum H_{\text{др}} = h_{\text{др1}} + h_{\text{др2}} + h_{\text{др3}}. (9)$$

где $h_{\text{др1}}$ – потери при дросселирования в сечении (1-2), $h_{\text{др2}}$ – соответственно (2 -3), $h_{\text{др3}}$ - соответственно (3-4).

Результаты измерения приведены в таблице 1.

Таблица 1

Результаты измерения потери в дросселях при различных коэффициентах «К»

№	К, %	ζ_1	ζ_2	ζ_3	$\sum H_{\text{др}}$, м
1	1	331.7	556	508	435.7
2	0,97	230	454	406	340
3	0,95	163	387.7	340	278

4	0,925	82,3	306.7	258,6	202
5	0.9	3,3	228	180	128

Подставим уравнение (9) в уравнение (3) получим мощностные потери при дросселировании.

$$N = Q \cdot \rho \cdot g \cdot \sum H_{\text{др}} \ .$$

Были измерены мощности при различном «К», показынные в табл. 2.

Таблица 2

Результаты измерений мощности при различном «К»

№	К, %	N, МВт
1	1	7,052
2	0.97	5,504
3	0,95	5
4	0,925	3,272
5	0.9	2,075

Анализируя полученные данные, можем построить график зависимости N(k), показанный на рис. 4.

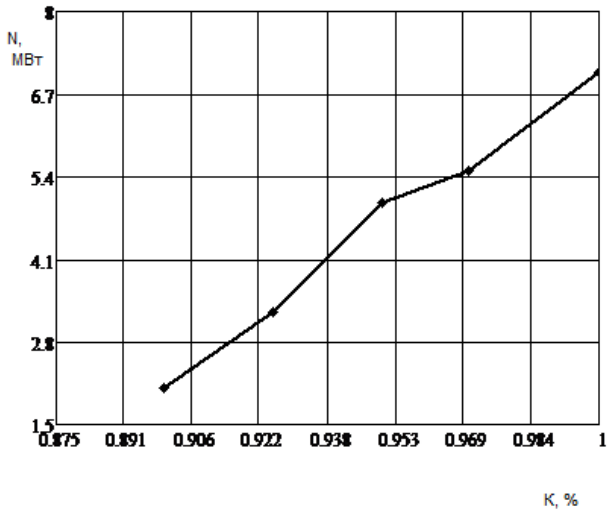

Рис. 4. Зависимость мощностных потерь от коэффициента частоты

Исходя из полученного графика можно определить оптимальный коэффициент «К» с минимальными затратами по мощности.

Таким образом, данный теоретический расчет наглядно показывает снижение мощностных потерь при использовании частотного регулирования.

Список литературы

1. Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентробежном колесе методами гидродинамического моделирования // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 9. DOI: 10.7463/0914.0725724.
2. Ломакин В.О., Артемов А.В., Петров А.И. Определение влияния основных геометрических параметров отвода насоса НМ 10000-210 на его характеристики // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 8. DOI: 10.7463/0812.0445666.
3. Ломакин В.О., Петров А.И. Верификация результатов расчета в пакете гидродинамического моделирования STAR-CCM+ проточной части центробежного насоса АХ 50-32-200 // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 6-9.
4. Ломакин В.О., Петров А.И., Щербачев П.С. Разработка бокового полуспирального подвода с увеличенным моментом скорости на входе в рабочее колесо // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. Спец. вып. С. 3.
5. Протопопов А. А., Боровин Г. К. Расчет оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 11. Режим доступа: http://engbul.bmstu.ru/doc/747924.html (дата обращения 02.05.2015).
6. Протопопов А. А., Боровин Г. К. Экспериментальный поиск оптимального числа лопаток рабочего колеса центробежного насоса // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 12. Режим доступа: http://engbul.bmstu.ru/doc/747931.html (дата обращения 02.05.2015).