

Жданова Руслана Юрьевна,
студент, кафедра транспорта и хранения нефти и газа,
Санкт-Петербургский горный университет императрицы Екатерины II
Zhdanova Ruslana Yuryevna,
Student, Department of Oil and Gas Transportation and Storage,
Empress Catherine II Saint Petersburg Mining University

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЛИННОГО ТРУБОПРОВОДА EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE HYDRAULIC CHARACTERISTIC OF A LONG PIPELINE

Аннотация. В статье представлены результаты экспериментального определения гидравлической характеристики длинного трубопровода на лабораторном стенде «Насосы динамического типа». Исследован трубопровод внутренним диаметром 12 мм и длиной 4 м при семи режимах работы центробежного насоса в диапазоне частоты вращения привода от 20 до 50 Гц. Определены расход, скорость потока, число Рейнольдса, коэффициенты сопротивления и потери напора. Установлена нелинейная зависимость $H=f(Q)$: при увеличении расхода суммарные потери возрастают от 0,209 до 1,300 м. Полученные результаты подтверждают определяющее влияние скоростного напора и режима течения на сопротивление трубопровода.

Abstract. The paper presents experimental results for the hydraulic characteristic of a long pipeline obtained on a dynamic-pump laboratory test rig. A 12 mm internal-diameter, 4 m long pipeline was tested at seven centrifugal-pump operating modes in the drive-frequency range from 20 to 50 Hz. Flow rate, mean velocity, Reynolds number, resistance coefficients and head losses were evaluated. A nonlinear $H=f(Q)$ relationship was established: the total head loss increased from 0.209 to 1.300 m with increasing flow rate. The results confirm the dominant influence of velocity head and flow regime on pipeline resistance.

Ключевые слова: Гидравлическая характеристика, длинный трубопровод, потери напора, число Рейнольдса, коэффициент трения, центробежный насос.

Keywords: Hydraulic characteristic, long pipeline, head loss, Reynolds number, friction factor, centrifugal pump.

Введение. Гидравлическая характеристика трубопровода представляет собой зависимость напора, необходимого для перемещения жидкости, от расхода. Эта зависимость используется при выборе насосного оборудования, определении рабочей точки насосно-трубопроводной системы, оценке энергетических затрат и регулировании режимов эксплуатации. Для магистральных и технологических трубопроводов корректное определение потерь напора является обязательным условием устойчивой и экономичной работы.

В длинных трубопроводах основную долю сопротивления формируют линейные потери на трение. Местные сопротивления, создаваемые арматурой, поворотами и изменениями сечения, обычно учитывают дополнительной поправкой. В коротких трубопроводах, напротив, местные потери могут быть сопоставимы с линейными и должны рассчитываться отдельно. Экспериментальное построение характеристики позволяет сопоставить измеренный напор с расчетными составляющими и проверить применимость принятых зависимостей.



Цель исследования – экспериментально определить гидравлическую характеристику трубопровода, установить характер зависимости потерь напора от расхода и оценить влияние режима течения жидкости на коэффициент сопротивления.

Теоретические основы определения гидравлической характеристики. Для простого трубопровода постоянного диаметра полная потеря напора складывается из линейной и местной составляющих. Линейные потери определяются по формуле Дарси–Вейсбаха: $h_l = \lambda (L/d) (v^2/2g)$, где λ – коэффициент гидравлического трения, L – длина трубы, d – внутренний диаметр, v – средняя скорость, g – ускорение свободного падения. Местные потери выражаются зависимостью $h_m = \Sigma \zeta (v^2/2g)$, где ζ – коэффициенты местных сопротивлений.

Средняя скорость связана с объемным расходом соотношением $v = Q/A$, где $A = \pi d^2/4$. Режим течения характеризуется числом Рейнольдса $Re = vd/\nu$. При ламинарном течении коэффициент трения определяется выражением $\lambda = 64/Re$, а при турбулентном режиме зависит как от числа Рейнольдса, так и от относительной шероховатости. В исследуемом диапазоне большинство режимов соответствуют развитому турбулентному течению, поэтому зависимость напора от расхода приближается к квадратичной.

При последовательном соединении участков расход остается одинаковым, а напоры складываются. При параллельном соединении напор на ветвях одинаков, а общий расход равен сумме расходов отдельных ветвей. Эти принципы используются при построении суммарных характеристик сложных гидравлических сетей.

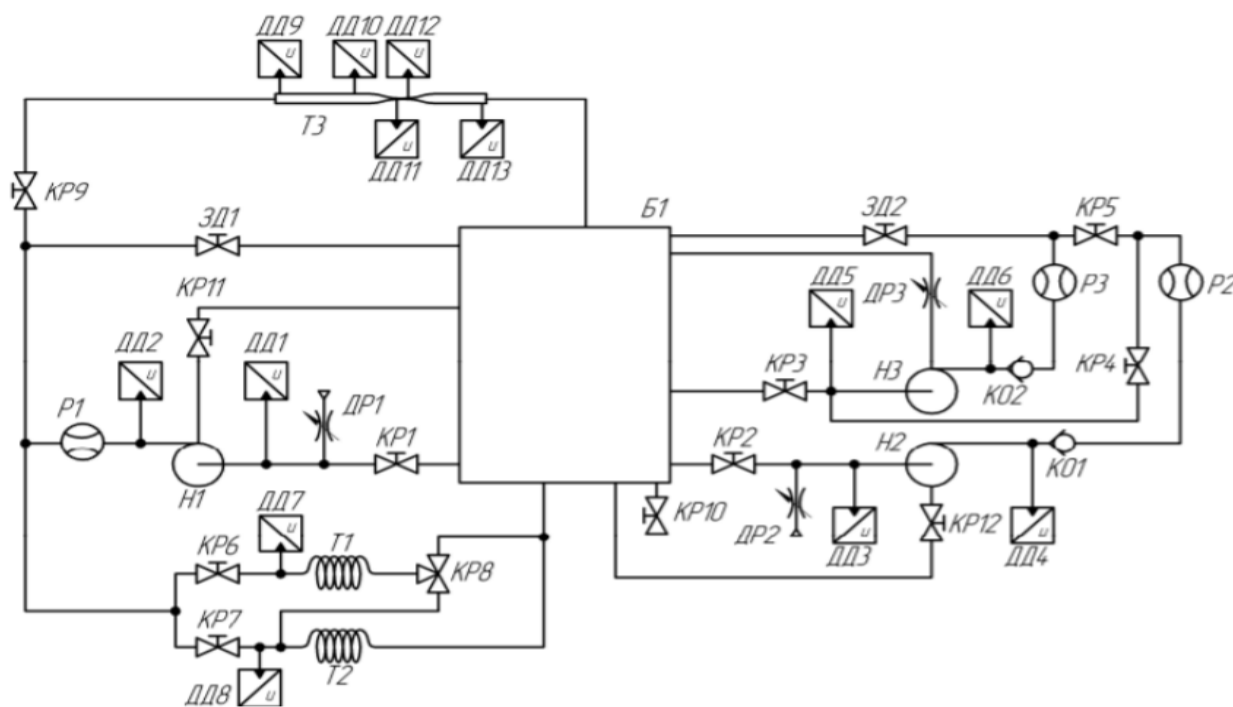


Рисунок 1. Схема лабораторного стенда «Насосы динамического типа»

Экспериментальная установка и методика исследования. Эксперимент проводился на стенде «Насосы динамического типа». В состав стенда входят бак, центробежные насосы, расходомеры, датчики давления, регулирующая и запорная арматура, преобразователь частоты и исследуемые трубопроводы. Для опыта использовался трубопровод Т1 внутренним диаметром 12 мм и длиной 4 м. Рабочая жидкость – вода с кинематической вязкостью, принятой равной $1 \text{ мм}^2/\text{с}$.



Перед запуском полностью открывали краны КР1 и КР6, остальные краны и задвижки переводили в положение, предусмотренное схемой опыта. После включения системы управления и насоса Н1 устанавливалась максимальная частота 50 Гц. Для каждого режима фиксировались расход и давление на входе трубопровода, при этом давление на выходе принималось атмосферным. Затем частота привода последовательно уменьшалась примерно на 5 Гц до 20 Гц.

По измеренным данным рассчитывались средняя скорость, число Рейнольдса, коэффициент гидравлического трения, линейные и местные потери. Семь режимов позволили получить набор точек для построения экспериментальной характеристики и сравнения ее с расчетными зависимостями.

Таблица 1

Основные экспериментальные данные

№ режима	f, Гц	Расход, усл. ед. по отчету	Давление, кПа	Re
1	50	82	104	37136,15
2	45,5	75	94	31830,99
3	40,7	67	70	26525,82
4	35,2	58	53	21220,66
5	29,6	50	40	15915,49
6	24,8	42	29	8841,94
7	20	34	20	1768,39

Результаты обработки экспериментальных данных. По мере снижения частоты вращения насоса уменьшались расход и давление на входе трубопровода. Число Рейнольдса изменялось от 37 136 до 1 768. Следовательно, первые шесть режимов находились преимущественно в турбулентной или переходной области, тогда как последний режим приблизился к ламинарному течению. Этим объясняется заметный рост расчетного коэффициента трения при минимальном расходе.

Таблица 2

Сопоставление экспериментальных и расчетных напоров

Q, л/мин	Экспериментальный напор, м	Линейные потери, м	Суммарные потери, м	Доля местных потерь, %
2	0,196	0,196	0,209	6,2
5	0,284	0,287	0,351	18,2
9	0,392	0,396	0,512	22,7
12	0,519	0,525	0,680	22,8
15	0,686	0,693	0,886	21,8
18	0,921	0,931	1,162	19,9
21	1,019	1,030	1,300	20,8



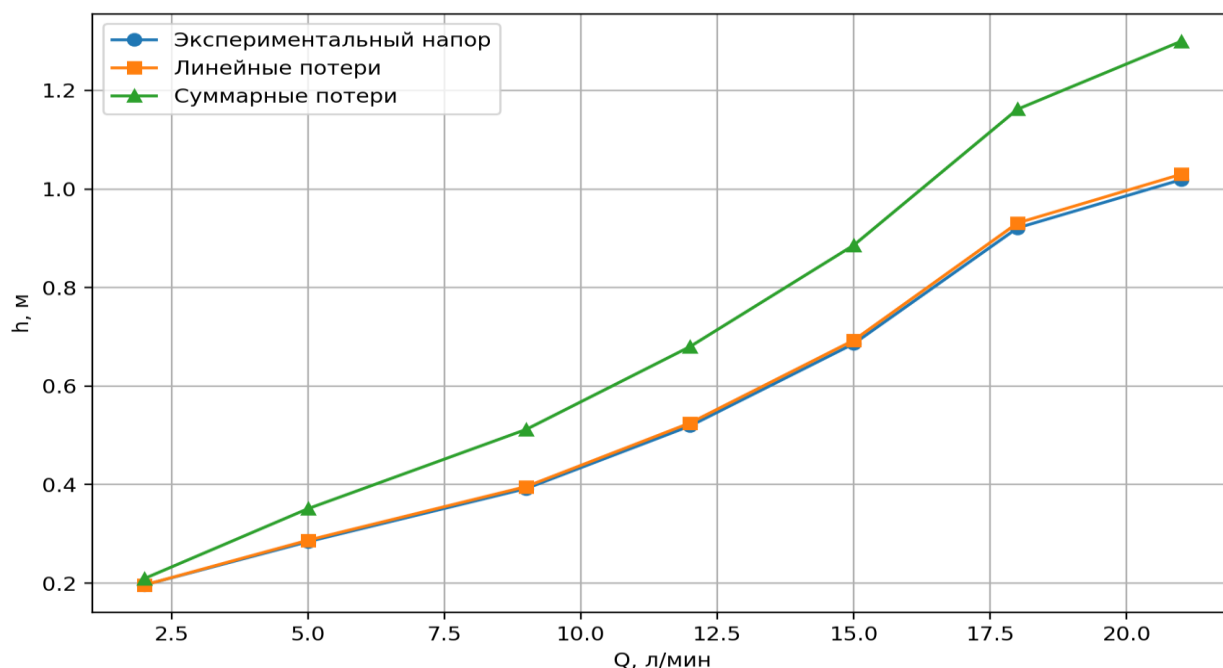


Рисунок 2. Гидравлическая характеристика исследуемого трубопровода

Суммарные потери возрастают от 0,209 м при расходе около 2 л/мин до 1,300 м при расходе 21 л/мин, то есть более чем в шесть раз. Одновременно расход увеличивается примерно в 10,5 раза. Отклонение от строгой квадратичной зависимости объясняется изменением коэффициента трения при переходе между режимами течения, погрешностью считывания приборов и вкладом местных сопротивлений.

При малых расходах линейная и экспериментальная составляющие практически совпадают, а абсолютная величина местных потерь невелика. При росте расхода разность между суммарными и линейными потерями увеличивается: при 21 л/мин она составляет около 0,27 м. Это соответствует физическому смыслу формулы Вейсбаха, согласно которой местные потери пропорциональны квадрату скорости.

Полученная характеристика имеет монотонно возрастающий и выпуклый вид. Такая форма типична для трубопроводной сети и означает, что увеличение подачи требует непропорционально большего напора. При совместной работе с центробежным насосом рабочая точка определяется пересечением возрастающей характеристики сети и убывающей напорной характеристики насоса.

Оценка точности и практическое значение. Основными источниками неопределенности являются точность расходомера и датчика давления, колебания режима после изменения частоты, допущение об атмосферном давлении на выходе, постоянство температуры и вязкости воды, а также округление исходных значений. Дополнительная погрешность возникает при использовании номинального диаметра 12 мм: небольшое отклонение фактического внутреннего диаметра заметно влияет на скорость, число Рейнольдса и расчетные потери.

Для повышения достоверности рекомендуется проводить несколько повторных измерений в каждой точке, выдерживать режим до стабилизации показаний, измерять температуру воды и выполнять отдельную калибровку расходомера. Расширение числа точек в области $Re \approx 2000-4000$ позволило бы подробнее исследовать переход от ламинарного течения к турбулентному.



Результаты имеют прикладное значение для выбора насоса и регулирования трубопроводной системы. Экспериментально полученная зависимость позволяет оценивать требуемый напор при заданной подаче, прогнозировать влияние дросселирования и определять изменение энергопотребления при переходе на другой режим.

Заключение. Экспериментально определена гидравлическая характеристика длинного трубопровода внутренним диаметром 12 мм и длиной 4 м. Испытания проведены при семи режимах работы центробежного насоса с частотой привода от 20 до 50 Гц. Обработка данных включала определение скорости, числа Рейнольдса, коэффициента трения и составляющих потерь напора.

Установлено, что повышение расхода сопровождается нелинейным ростом требуемого напора. Суммарные потери увеличились от 0,209 до 1,300 м. Большая часть исследованных режимов соответствовала турбулентному или переходному течению, а при минимальном расходе число Рейнольдса снизилось до 1768, что вызвало резкое увеличение коэффициента трения.

Эксперимент подтвердил определяющую роль линейных потерь в длинном трубопроводе и возрастающее влияние местных сопротивлений при повышении скорости. Полученная характеристика может использоваться для анализа совместной работы трубопровода и насоса, выбора рабочего режима и оценки энергетической эффективности гидравлической системы.

Список литературы:

1. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. Москва: Дрофа, 2003.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. Москва: Недра, 1982.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва: Машиностроение, 1992.
4. ГОСТ 8.586.1-2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств.
5. СП 36.13330.2012. Магистральные трубопроводы.
6. Лабораторный стенд «Насосы динамического типа»: методические указания к выполнению лабораторной работы. Санкт-Петербургский горный университет.

