

УДК 621.671.2

## **Системы поддержания теплового баланса в современных стендах для испытаний лопастных насосов**

Петров А. И.<sup>1,\*</sup>

[\\*alex\\_i\\_petrov@mail.ru](mailto:alex_i_petrov@mail.ru)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

В статье содержится краткий анализ существующих систем поддержания теплового баланса, применяемых в стендах для испытаний лопастных насосов различной мощности. Описываются возможные конструкции таких систем, методы их регулирования и опыт применения данных систем в различных условиях эксплуатации стендов. Проводится сравнение показателей энергетической эффективности разных видов систем. Даны тенденции развития систем поддержания теплового баланса, а также кратко описаны схемные решения и конструкции для стендов, работающих на отличных от воды горячих или холодных рабочих жидкостях. Подчеркивается важность автоматизации испытательных стендов.

**Ключевые слова:** насос, испытательный стенд, тепловой баланс, испытания насосов

---

### **Введение**

Современные стенды для испытаний лопастных насосов становятся все более сложными и многофункциональными, повышается уровень их автоматизации. Однако при этом основополагающими требованиями к испытаниям насосов остается соответствие условий испытаний ГОСТ 6134-2007 (ISO 9906:1999) [3]. Одним из важных требований этого документа является поддержание температуры рабочей жидкости (воды) в процессе испытаний в пределах плюс 40 градусов Цельсия.

Данное требование вполне обосновано, т.к. испытания должны проводиться на чистой холодной воде без механических включений, чтобы свойства жидкости не влияли существенно на характеристики насосов. Однако для многих насосов, особенно достаточно мощных, тепловыделение в процессе испытаний весьма велико, что делает поддержание температуры рабочей жидкости в стенде сложной инженерной задачей. Решение этой задачи возможно разными путями, и сравнительный анализ систем поддержания теплового

баланса в стендах, основанный на многолетнем опыте проектирования таких стендов в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре Э-10 [1, 4, 6, 7, 9], изложен в данной статье.

## 1. Постановка задачи

Часто при разработке стендов для испытаний лопастных насосов конструкторы не обращают должного внимания на тепловые расчеты стенда. Однако это может привести к неправильной работе стендового оборудования и невозможности аттестовать стенда для проведения сертификационных и иных видов испытаний.

Причина этого следующая: доля мощности, потребляемая насосным агрегатом, и идущая на нагрев рабочей жидкости, может приближаться к 90% от электрической мощности на клеммах агрегата. Следовательно, при проектировании стенда необходимо определить наихудший с точки зрения тепловыделения режим работы (максимальная мощность испытываемого насоса, максимальная длительность испытаний, наиболее высокая температура окружающей среды), и для этого режима выполнить тепловой расчет стенда и выбор системы охлаждения (системы поддержания теплового баланса стенда).

Как определяется мощность, идущая в процессе испытаний на нагрев рабочей жидкости в стенде? Представим себе потери в насосном агрегате, включающем в себя лопастной насос, в виде следующей диаграммы (рис. 1).

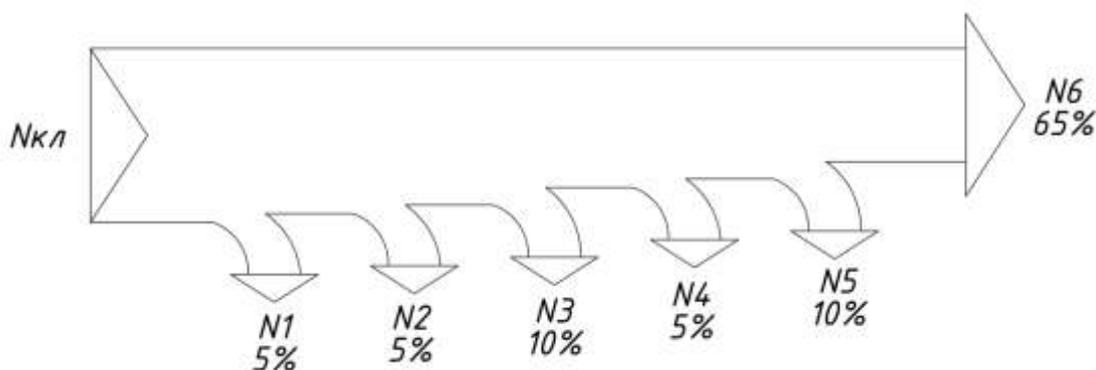


Рис. 1. Типовой баланс энергии в насосном агрегате

На рисунке 1 показаны (числа приняты условно, в качестве примера взят типовой насосный агрегат с одноступенчатым насосом средней быстроходности и общим КПД насосного агрегата 65%):

$N_1$  – Потери мощности в электродвигателе,  $\approx 5\%$ ;

$N_2$  – Внешние механические потери мощности в насосе (подшипники, уплотнения, муфта и т.п.),  $\approx 5\%$ ;

$N_3$  – Внутренние механические потери мощности в насосе (дисковые потери и т.п.),  $\approx 10\%$ ;

$N_4$  – Объемные потери мощности в насосе,  $\approx 5\%$ ;

$N_5$  – Гидравлические потери в насосе,  $\approx 10\%$ ;

$N_6$  – Полезная гидравлическая мощность насоса,  $\approx 65\%$  от мощности на клеммах.

При этом суммарная величина потерь, переходящая в нагрев рабочей жидкости, определится как:

$$N_2 = N_3 + N_4 + N_5 + N_6 = 90\%.$$

Иными словами, только потери в электродвигателе и внешние механические потери мощности рассеиваются в виде нагрева воздуха в помещении. Все прочие потери в насосе идут на нагрев рабочей жидкости в нем же. А полезная гидравлическая мощность насоса переходит в тепло на дросселирующем регуляторе давления в линии нагнетания и на сопротивлениях трубопроводов стенда.

Таким образом, около 90% мощности, потребляемой насосным агрегатом из электросети, расходуется на нагрев рабочей жидкости в процессе испытаний. Для герметичных насосов с залитым электродвигателем эта доля мощности еще выше [5], так как в них охлаждение двигателя также осуществляется перекачиваемой жидкостью. В этом случае до 100% мощности уходит на нагрев рабочей жидкости.

Приведенный выше анализ тепловыделения насоса при его испытаниях на стенде может быть по аналогии произведен для любого типа лопастного насоса.

Упрощенно можно оценить время нагрева рабочей жидкости в стенде от исходных 20°C до предельных 40°C по формуле:

$$t = \frac{c_v \cdot (V_{бака} + V_{труб} + V_{вак}) \cdot \rho \cdot \Delta T}{N},$$

где  $t$  – время нагрева рабочей жидкости, с;

$c_v$  – теплоемкость рабочей жидкости, Дж/кг·К;

$V_{бака}$ ,  $V_{труб}$  и  $V_{вак}$  – объемы жидкости в баке, трубопроводах стенда и вакуумной колонне (успокоителе-сепараторе – если он есть), м<sup>3</sup>;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta T$  – перепад температур в стенде, в данном случае предельная величина - 20°C;

$N$  – максимальная мощность тепловыделения в стенде, Вт.

Примеры расчета по этой формуле: для испытаний насоса мощностью 110 кВт время нагрева с 20°C до 40°C рабочей жидкости в стенде с суммарным объемом жидкости 8 м<sup>3</sup> составляет 2 часа, чего достаточно для проведения одного цикла испытаний. Однако, по аналогии, для насоса мощностью 1700 кВт и такого же времени работы необходим объем жидкости не менее 150 м<sup>3</sup>.

Каким образом отводится от стенда эта мощность?

С одной стороны, за счет естественного воздушного охлаждения элементов стенда – трубопроводов, баков и др. Однако в отличие от, скажем, испытаний гидропривода, рабочие температуры жидкости в котором зачастую превышают 50°C и тепло может эффективно отводиться в окружающую среду иногда и без специального теплообменника, для водяного стенда предельным значением температуры является, как было сказано выше, 40°C, причем нагревать воду в процессе испытаний до данной температуры крайне неже-

лательно, иначе при изменении режима работы насоса может произойти внезапный заброс температуры.

Поэтому, как правило, температура воды в стенде в процессе испытаний должна колебаться примерно в пределах 20..30°C, что дает нам разницу со средней температурой в помещении 0..10°C. Такая небольшая разница приводит к малой теплоотдаче от элементов стенда, причем рассчитать эту теплоотдачу весьма сложно из-за сложной конфигурации трубопроводов стенда. Следовательно, в ряде случаев ею можно пренебречь, или принять условно равной 5% от мощности насоса.

Тогда в качестве исходных данных для разработки системы поддержания теплового баланса можно принять мощность тепловыделения, равную 85..90% от электрической мощности, потребляемой насосным агрегатом в оптимальном режиме.

Следует также заметить, что температура воздуха в помещении, где стоит стенд, также увеличивается (при отсутствии мощной системы вентиляции), что еще больше снижает эффективность теплоотдачи.

## **2. Возможные варианты конструкций систем поддержания теплового баланса**

Конструкция системы поддержания теплового баланса зависит от следующих факторов:

- Максимальная и средняя мощность испытываемых насосов;
- Среднее и максимальное время проведения испытаний;
- Общая компоновка стенда и помещения, где он расположен;
- Климатические режимы местности, где расположен стенд (особенно для крупных стендов с внешним охлаждением);
- Виды испытаний, проводимых на стенде.

Наиболее сложным с точки зрения теплового баланса является проведение длительных (в частности, ресурсных) испытаний насосов большой мощности и испытания насосов на жидкостях, отличных от воды при высоких или низких температурах рабочих жидкости (отличных от требований [3]).

Рассмотрим наиболее распространенные варианты охлаждения:

### **1. Стенд с естественным охлаждением за счет теплоотдачи от бака и трубопроводов**

Естественное охлаждение (отсутствие системы охлаждения) в стенде допустимы [2, 8, 10] если объем бака (и, соответственно, рабочей жидкости) достаточно велик, чтобы обеспечить длительную работу насоса в стенде при допустимых температурах. Речь идет не об установившемся балансе теплоотдачи (как было показано выше, он практически не достижим при температурах жидкости менее 40°C), а о том, что при относительно малой мощности насоса и относительно большом объеме стенда жидкость за несколько часов работы стенда жидкость не успевает существенно нагреться. Однако при длительных (ре-

сурсных) испытаниях малого насоса, а также при постоянных испытаниях серии насосов система охлаждения все же необходима [10].

## 2. Стенд с прямым протоком рабочей жидкости

Такой стенд (рис. 2) охлаждается за счет постоянного или периодического поступления воды из водопровода и одновременного слива ее в канализацию. Данный вариант применим в ограниченном количестве случаев, поскольку может быть реализован только там, где, во-первых, это не запрещено правилами водопользования, а во-вторых, стенд построен по открытой схеме с атмосферным давлением над уровнем жидкости. Если в баке создается вакуум или избыточное давление, такой метод крайне сложно применять. Для насосов большой мощности [6] он также не применим, так как требует очень большого притока и отвода воды.

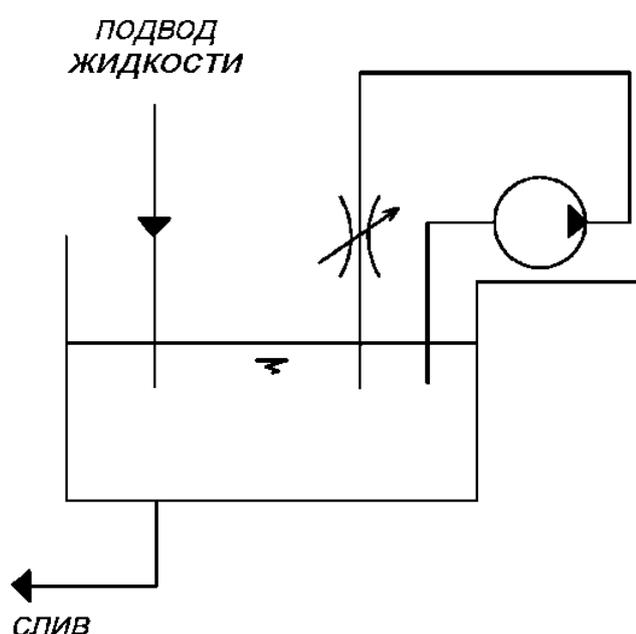
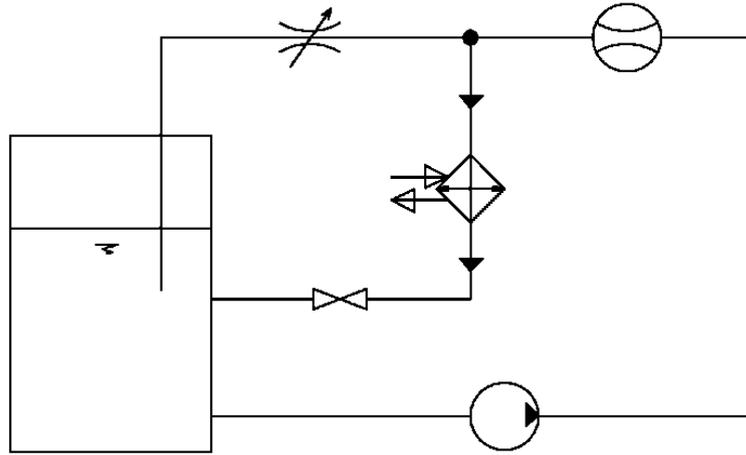


Рис. 2. Стенд с прямым протоком рабочей жидкости

## 3. Стенд, оборудованный внешним контуром охлаждения с отводом жидкости от линии нагнетания

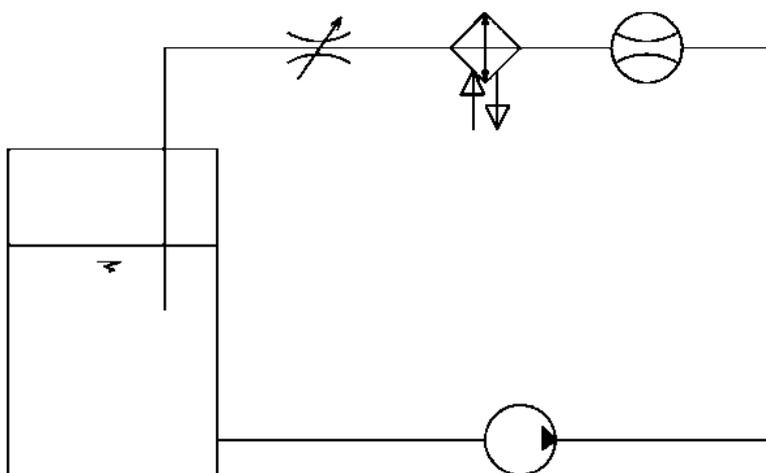
Особенность такой схемы (рис. 3) в том, что жидкость под давлением отводится из линии нагнетания, и не требуется циркуляционный насос в линии охлаждения. При этом применяется водо-водяной или водо-воздушный теплообменник. Недостаток этой схемы в том, что она затрудняет регулирование насоса, т.к. фактически вводится байпас в линии нагнетания с независимым от главного дросселя регулированием. Данная схема относительно проста, но вследствие трудности получения нужной рабочей точки не рекомендуется при параметрических испытаниях насосов, и больше подходит для ресурсных испытаний.



**Рис. 3.** Стенд с отводом жидкости из линии нагнетания

#### 4. Стенд с теплообменником в линии нагнетания

Данная схема (рис. 4) может применяться для малых насосов с небольшой подачей и высоким напором. В этом случае теплообменник можно устанавливать просто в линию нагнетания перед регулирующим дросселем (можно и после, если нет опасности кавитации в теплообменнике). Для крупных насосов схема не применима, т.к. теплообменник на большой расход будет мощным и дорогим, и создаст очень большое сопротивление в линии нагнетания, что делает невозможным испытания насоса во всем диапазоне подач. Вообще, для всех стендов следует избегать перегрузки основного испытательного контура лишними элементами [3, 10].



**Рис. 4.** Теплообменник в линии нагнетания

## 5. Стенд с автономным контуром охлаждения

Данный тип стенда (рис. 5) является наиболее универсальным и предоставляет возможности по точному регулированию температуры. Однако он требует и более значительных вложений, поскольку здесь обязательно присутствует циркуляционный насос и развитый внешний контур охлаждения.

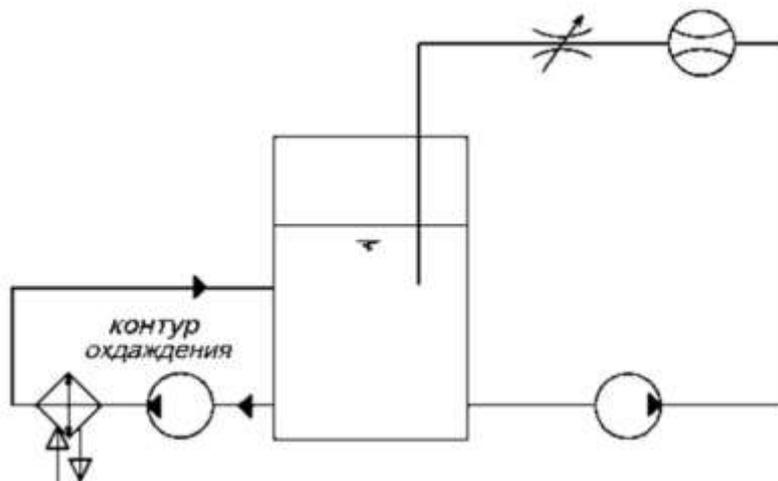


Рис. 5. Автономный контур охлаждения

Для стендов малой и средней мощности рекомендуется вариант с водо-воздушным теплообменником [7], причем регулировать температуру воды в стенде можно как дискретно (включая-выключая контур по достижению той или иной отметки температуры), так и непрерывно (используя циркуляционный насос с частотным регулированием и обратной связью по температуре жидкости).

Для стендов большой мощности вместо теплообменника можно использовать градирню, или несколько градирен [6] (при испытаниях разных насосов широкого диапазона мощностей). Пример такого стенда показан на рис. 6.

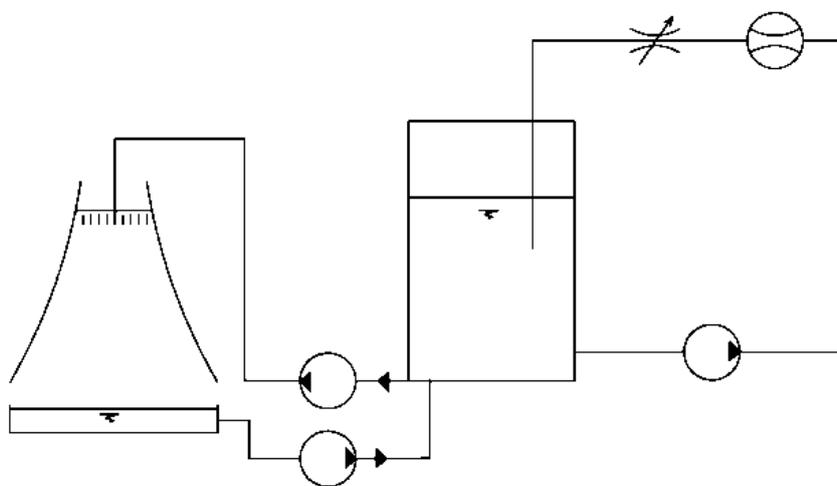


Рис. 6. Контур охлаждения стенда большой мощности



#### 5. Удобство управления системой термостабилизации.

Первый критерий является безусловным. Численно определить весовые коэффициенты для остальных критериев невозможно, так как для каждого конкретного стенда они свои. Для одних стендов допускаются некоторые колебания температуры в контуре, а, скажем, для стендов на высоковязких жидкостях они крайне нежелательны, так как ставят под сомнение все результаты испытаний, и тогда определяющим становится критерий 2.

С другой стороны, расчеты показали, что даже для сложной системы термостабилизации расход электроэнергии не превышает 15..20% от общего энергопотребления стенда, что снижает остроту проблемы энергоэффективности (критерий 3) и повышает вес критериев 4 и 5.

В настоящее время имеется возможность широкого применения новых технологий в системах термостабилизации стендов. Можно перечислить такие тенденции, как:

1. Применение частотного регулирования циркуляционных насосов в контуре охлаждения с их управлением при помощи обратной связи по температуре жидкости в стенде (возможно применение ПИД-регуляторов, но из-за большой тепловой инерционности стендов оно не всегда оправданно) [1];
2. Использование большого количества датчиков температуры и давления для полного контроля как тепловых режимов стенда, так и течения жидкости во вспомогательных контурах [7], включая сюда контроль сопротивлений теплообменников, контроль фильтров и др.
3. Применение автоматизированного управления как стендом в целом, так и контура охлаждения в частности. Наиболее современный вариант – применение программируемых контроллеров для каждой подсистемы с их последующей интеграцией в компьютерный центр управления стендом. Такая иерархическая система управления позволяет удачно сочетать гибкую настройку параметров подсистем, автономность и защищенность подсистем управления и полный контроль работы стенда оператором. Возможна и работа стенда в полностью автоматических режимах, что востребовано в первую очередь при серийном производстве насосов.

В целом, можно заметить, что использование оптимальных для каждого конкретного стенда конфигураций системы термостабилизации и применение современных средств управления позволяет существенно повысить как точность поддержания температуры жидкости в стенде, так и облегчить работу оператора стенда.

### **Заключение**

1. Рассмотренные схемы систем термостабилизации стендов для испытаний лопастных насосов позволяют выбрать оптимальную конфигурацию такой системы для любого испытательного стенда;
2. Приведенный простой алгоритм теплового расчета стенда пригоден для подбора оборудования систем охлаждения стендов практически любой мощности;

3. Анализ критериев эффективности системы термостабилизации и тенденции развития таких систем могут быть полезны как для проектировщиков стендов, так и для их эксплуатантов.

### Список литературы

1. Артемов А.В., Петров А.И. Современные тенденции развития конструкций стендов для испытаний лопастных насосов. // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 11. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/500480.html> (дата обращения 22.10.2015).
2. Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А. Лопастные насосы: Справочник / Под ред. В.А. Зимницкого и В.А.Умова. Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.
3. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2008. 101 с.
4. Ломакин В. О., Петров А. И. Численное исследование вариантов компоновки основного резервуара стенда для натурных испытаний магистральных нефтяных насосов. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2011. № 10. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/259403.html> (дата обращения 22.10.2015).
5. Ломакин В. О., Петров А. И. Численное моделирование теплового баланса в охлаждаемой магнитной муфте высокотемпературного герметичного насоса // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 12. С.49-54 Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/743214.html> (дата обращения 22.10.2015).
6. Петров А. И., Мартынов Н. Д., Покровский П. А., Пашенко В. И., Устюжанин П. Ю., Королев П. В., Артемов А. В. Опыт разработки стенда для испытаний крупных центробежных насосов. // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. № 11. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/163848.html> (дата обращения 22.10.2015)
7. Петров А. И., Покровский П. А., Пашенко В. И. Опыт разработки современного универсального стенда для испытаний лопастных насосов. // Инженерный вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 10. Режим доступа: <http://engbul.bmstu.ru/doc/486727.html> (дата обращения 22.10.2015).
8. Руднев С.С., Подвидз Л.Г. Лабораторный курс гидравлики насосов и гидропередат. М.: Машиностроение, 1974. 416 с.
9. Юнусова М. Ю., Стюфляев С. С. Проектирование гидравлического стенда для натурных испытаний высокотемпературного судового насоса. // Молодежный научно-технический вестник. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 08. Режим доступа: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/793019.html> (дата обращения 22.10.2015).
10. Яременко О.В. Испытания насосов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976. - 225 с.

## System of Thermal Balance Maintenance in Modern Test Benches for Centrifugal Pumps

A.I. Petrov<sup>1,\*</sup>

[\\*alex\\_i\\_petrov@mail.ru](mailto:alex_i_petrov@mail.ru)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** pump, test bench, heat balance, pump test

---

The article “Systems of the heat balance maintenance in modern test benches for centrifugal pumps” makes the case to include cooling systems of a working fluid (heat setting) in test bench for impeller pumps. It briefly summarizes an experience of bench building to test centrifugal pumps, developed at the BMSTU Department E-10 over the last 10 years. The article gives the formulas and the algorithm to calculate the heat capacity of different types of impeller pumps when tested at the bench as well as to determine the heating time of the liquid in the bench without external cooling. Based on analysis of the power balance of a centrifugal pump, it is shown that about 90% of the pump unit-consumed electric power in terminals is used for heating up the working fluid in the loop of the test bench. The article gives examples of elementary heat calculation of the pump operation within the test bench. It presents the main types of systems to maintain thermal balance, their advantages, disadvantages and possible applications. The cooling system schemes for open and closed version of the benches both with built-in and with an independent cooling circuit are analysed. The paper separately considers options of such systems for large benches using the cooling tower as a cooling device in the loop, and to test the pumps using the hydraulic fluids other than water, including those at high temperatures of working fluids; in the latter case a diagram of dual-circuit cooling system "liquid-liquid-air" is shown. The paper depicts a necessity to use ethylene glycol coolant in the two-loop cooling bench. It provides an example of combining the functions of cooling and filtration in a single cooling circuit. Criteria for effectiveness of these systems are stated. Possible ways for developing systems to maintain a thermal balance, modern methods of regulation and control are described. In particular, the paper shows the efficiency of frequency control of the circulation pump in the autonomous cooling circuit of the bench, as well as the feasibility of automated control of this circuit.

### References

1. Artemov A.V., Petrov A.I. Current trends in test bench designs for vane pumps tests. // Engineering Bulletin. BMSTU Electron. journal. 2012. № 11. Access link: <http://engbul.bmstu.ru/doc/500480.html> (date of access 22.10.2015).

2. Zimnitskii V.A., Kaplun A.V., Papir A.N., Umov V.A. *Lopastnye nasosy* [Vane pump]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986, 334 p. (in Russian).
3. GOST 6134-2007. *Nasosy dinamicheskie. Metody ispytaniy*. [Dynamic pumps. Test methods] M.: Standartinform Publ., 2008, 101 p. (in Russian).
4. Lomakin V.O., Petrov A.I. Verification of modeling results in a simulation package STAR CCM + of wet part of centrifugal pump AH 50-32-200. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2011, no.10. (in Russian). Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/259403.html>, accessed 22.10.2015.
5. Lomakin V.O., Petrov A.I. Numerical modeling of thermal balance in a cooled high-temperature hermetic pump with magnetic coupling *Inzhenernyi vestnik MGTU im. N.E. Baumana = Engineering Herald of the Bauman MSTU*, 2014, no. 12. pp.49-54. (in Russian). Available at: <http://engbul.bmstu.ru/doc/743214.html>, accessed 10.22.2015.
6. Petrov A.I., Martynov N.D., Pokrovsky P.A., Pashchenko V.I., Ustyuzhanin P.U., Korolyov P.V., Artyomov A.V. Experience of test bench development for large centrifugal pumps testing. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana = Science and Education of the Bauman MSTU*, 2010, no. 11. (in Russian). Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/163848.html>, accessed 22.10.2015)
7. Petrov A.I., Pokrovsky P.A., Pashchenko V.I. Experience in the development of modern universal test bench for centrifugal pumps. *Inzhenernyi vestnik MGTU im. N.E. Baumana = Engineering Herald of the Bauman MSTU*, 2012, no. 10. (in Russian). Available at: <http://engbul.bmstu.ru/doc/486727.html>, accessed 22.10.2015.
8. Rudnev S.S., Podvidz L.G. *Laboratornyi kurs gidravliki nasosov i gidroperedach* [Laboratory course in hydraulics pumps and hydraulic transmissions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 416 p. (in Russian).
9. Yunusova M.Y., Styuflyayev S.S. Hydraulic bench designing for full-scale testing of high-board pump. *Molodezhnyi nauchno-tekhnicheskii vestnik MGTU im. N.E. Baumana = Youth Science and Technology Herald of the Bauman MSTU*, 2015, no. 08. (in Russian). Available at: <http://sntbul.bmstu.ru/doc/793019.html>, accessed 10.22.2015.
10. Yaremenko O.V. *Ispytaniya nasosov* [Pump Test]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976, 225 p. (in Russian).