ecopump-rus
МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ
РАПН

УДК 621.22

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕГУЛИРУЕМОЙ ГИДРОМУФТЫ ДЛЯ ПРИВОДА НАСОСОВ

EVALUATION OF ADJUSTABLE FLUID COUPLING EFFECTIVENESS ON PUMP DRIVE

Лямасов А.К. (к.т.н.), **Мылкин Д.В.** (асп.), **Орахелашвили Б.М.** (к.т.н.)
Кафедра «Гидромеханики и гидравлических машин им. В.С. Квятковского»,
ФГБОУ ВО «НИУ МЭИ»

Аннотация:

Рассматриваются преимущества использования гидромуфты для регулирования частоты вращения приводного вала насосов большой мощности, которые широко используются на крупных ТЭС и АЭС. Приводится метод оценки эффективности регулирования насоса гидромуфтой по сравнению с дроссельным регулированием. В данном случае эффективность выражается в снижении мощности, затрачиваемой на привод насоса, при поддержании необходимого режима, заданного гидросистемой. По результатам сравнения двух вариантов регулирования насоса делаются выводы о применимости предложенной методики.

The article discusses the advantages of using adjustable fluid coupling to regulate the rotation frequency of the drive shaft of high-power pumps, which are most often used at thermal and nuclear power plants. Method for assessing the efficiency of pump control using a fluid coupling compared to throttle control is presented. In this case, efficiency is achieved by reducing the power spent on the pump drive while maintaining the required mode of a given hydraulic system. Conclusions about the applicability of the proposed methodology are based on the results of comparing of two versions of the pump control.

Ключевые слова: насос; гидромуфта; эффективность регулирования; дроссельное регулирование

Библиографическая ссылка:

Лямасов А.К., Мылкин Д.В., Орахелашвили Б.М. Оценка эффективности применения регулируемой гидромуфты для привода насосов // Сборник докладов международной научно-технической конференции ECOPUMP-RUS «Энергоэффективность и инновации в насосострроении» 2023, 02 https://cloud.mail.ru/public/VXS5/XJDFgZo9y

Получен: 01.09.2023
Рецензия: 10.09.2023
Одобрен: 10.10.2023
Опубликован: 06.12.2023

© 2023 Все права сохранены за авторами статьи. Статья публикуется в открытом доступе на основе лицензии Creative Commons Attributions (CC BY-NC-ND). Условия использования: https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0

Повышение эффективности использования насосного оборудования в энергетике остается актуальной задачей. В подавляющем большинстве случаев речь идет о необходимости изменения расхода жидкости в системе, обеспечиваемого одним или группой совместно работающих насосов. Наиболее распространенными методами регулирования расхода являются дросселирование потока на выходе или изменение частоты вращения вала насоса [1].

Как видно из рисунка 1, при уменьшении расхода в случае дроссельного регулирования значительная часть созданного насосом напора безвозвратно теряется. Причем избыточность развиваемого насосом напора тем больше, чем меньше статический напор системы по отношения к напору в расчетном

режиме. Кроме того, при таком методе регулирования существенно снижается КПД насоса в режимах уменьшенных расходов, что приводит к дополнительным потерям энергии.

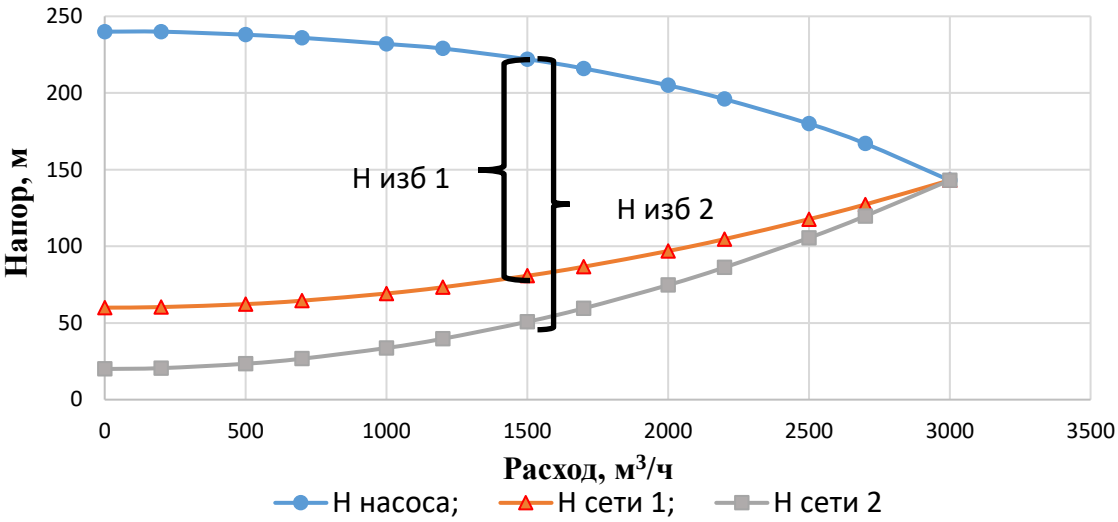

Рисунок 1. Параметры рабочего режима системы при регулировании.

Метод изменения частоты вращения вала насоса лишен этих недостатков, но требует дополнительного оборудования. В качестве таких устройств часто используют регулируемую гидромуфту.

Соответственно, следует предварительно оценить экономическую эффективность её применения.

Режим работы трубопроводной системы определяется равенством

$$H_{\text{сети}} = H_{\text{насоса}}$$

Характеристика гидросистемы может быть описана следующим образом:

$$H_{\text{сети}}(Q) = H_{\text{ст}} + k_{\text{сети}} Q^2, \qquad (1)$$

где суммарный коэффициент гидравлического сопротивления системы определяется выражением:

$$k_{\text{сети}} = \left(\sum \xi_i + \sum \lambda_i \frac{l_i}{d_i}\right) \cdot \frac{8}{g\pi^2 d^4}, \qquad (2)$$

где ξ_i – коэффициент местного сопротивления каждого элемента трубопровода;

λ_i – коэффициент сопротивления элементов трубопровода по длине;

l_i, d_i – геометрические параметры трубопроводов, м.

Данных для точного определения коэффициента сопротивления и статического напора гидросистемы обычно недостаточно, однако можно предположить, что максимальный расход системы должен соответствовать правой границе допустимого расхода насоса. Минимальный расход системы не должен быть меньше половины этого значения. В противном случае следует переходить на регулирование числом работающих насосов.

Обычно характеристики насоса предоставляются заводом -

изготовителем в графической и табличной формах с указанием диаметра рабочего колеса, расчетной частоты вращения и параметров перекачиваемой жидкости.

Оценку экономической эффективности применения регулируемой гидромуфты проведем для гидросистемы с насосом СЭ 2500-180-10.

Таблица 1. Характеристики насоса СЭ 2500-180-10 (D_2 = 408,5 мм, n = 3000 об/мин, ρ = 944 *кг*/м^3).

Расход, Q, м^3/ч	Расход, Q, м^3/с	Напор, H, м	Мощность, N, кВт	КПД, %
0	0,0000	240	892	0,0
200	0,0556	240	900	15,2
500	0,1389	238	941	33,0
700	0,1944	236	981	43,0
1000	0,2778	232	1043	56,0
1200	0,3333	229	1097	63,5
1500	0,4167	222	1182	72,5
1700	0,4722	216	1229	77,0
2000	0,5556	205	1310	81,5
2200	0,6111	196	1351	83,5
2500	0,6944	180	1394	84,5
2700	0,7500	167	1405	83,5
3000	0,8333	143	1412	80,0

Пересчитаем характеристику насоса в относительные параметры $K_{\text{Н}}$ и K_{Q}, где:

$$K_{\text{Н}} = \frac{H}{\omega_0^2};\ K_{\text{Q}} = \frac{Q}{\omega_0}. \tag{3}$$

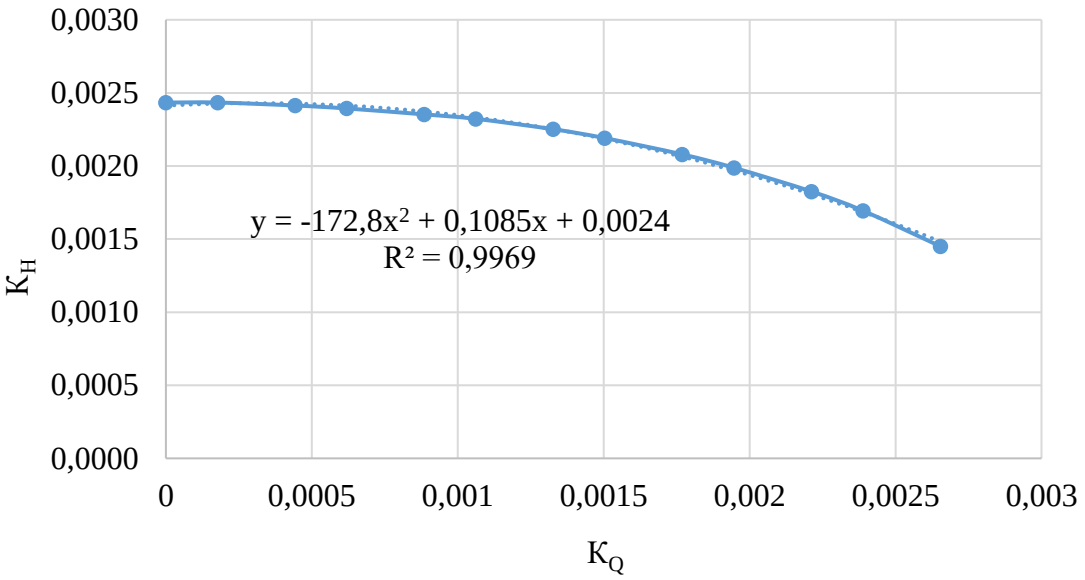

Рисунок 2. Характеристика насоса СЭ 2500-180-10 в относительных координатах.

Аппроксимация полученной зависимости полиномом 2 степени дает следующее выражение:

$$К_H = a_{2H} \cdot K_Q^2 + a_{1H} \cdot K_Q + a_{0H} \quad (4)$$

Умножая обе части на ω^2, получаем окончательное выражение для напора насоса, с явной зависимостью от частоты вращения:

$$\begin{cases} Н = К_H \cdot \omega^2 = a_{2H} \cdot \omega^2 \cdot (\frac{Q}{\omega})^2 + a_{1H}\omega^2 \cdot (\frac{Q}{\omega}) + a_{0H} \cdot \omega^2 \\ Н_{насоса} = a_{2H} \cdot Q^2 + a_{1H} \cdot \omega \cdot Q + a_{0H} \cdot \omega^2 \end{cases}. \quad (5)$$

В рабочей точке напор насоса равен напору гидросистемы, что позволяет получить выражение для определения требуемой частоты вращения вала насоса по заданному значению расхода:

$$H_{ст} + k_{сети}Q^2 = a_{2H} \cdot Q^2 + a_{1H} \cdot \omega \cdot Q + a_{0H} \cdot \omega^2. \quad (6)$$

Окончательно имеем:

$$a_{0H} \cdot \omega^2 + a_{1H} \cdot \omega \cdot Q + (a_{2H} - k_{сети}) \cdot Q^2 - H_{ст} = 0. \quad (7)$$

При известных значениях статического напора системы можно при различных расходах Q_i рассчитать необходимую частоту вращения ω_i и величину напора H^*, соответствующую требованиям сети. Величина мощности двигателя при этом должна рассчитываться с учетом КПД гидромуфты $\eta_{гм}$, равного отношению исходных и текущих частот вращения [2]. Значения КПД насоса $\eta_н^*$ рассчитываются по исходной характеристике при расходе Q*, определяемом из условия кинематического подобия режимов:

$$Q^* = Q_i \cdot \frac{\omega_0}{\omega_i} \quad (8)$$

Тогда, потребляемая насосом мощность определяется как:

$$N^* = \frac{\rho_ж \cdot g \cdot Q_i \cdot Н^*}{\eta_н^* \cdot \eta_{ГМ}} \quad (9)$$

Ниже приведены результаты расчетов для систем с различными относительными статическими напорами, которые позволяют оценить возможную экономию мощности при частотном регулировании привода насоса и подтверждают существенное влияние относительного статического напора системы на эффективность такого регулирования.

Таблица 2. Расчетные параметры режимов при частотном регулировании.

$H_{ст}$ м (% от $H_р$ при $Q_{макс}$)	Q_i м³/с	H^*,м	ω^*,с⁻¹	Q^* м³/с	η^*,%	N^*,кВт	Экономия мощности $\Delta N/N_р$, %
21,45 (15)	0,833	143,0	314,0	0,833	80,0	1412	0,0
	0,8	133,6	301,4	0,833	80,0	1368	4,7
	0,7	107,3	267,4	0,822	80,2	1072	21,8
	0,6	84,5	234,1	0,805	81,0	815	37,4
	0,5	65,2	201,6	0,779	82,2	598	51,4
	0,4	49,5	170,5	0,737	83,7	419	63,6
64,35 (45)	0,833	143,0	314,0	0,833	80,0	1412	0,0
	0,8	136,9	303,5	0,828	80,0	1384	3,5
	0,7	119,9	276,6	0,795	81,5	1133	17,0
	0,6	105,2	250,9	0,751	83,3	914	29,3
	0,5	92,7	226,9	0,692	84,5	726	40,3
	0,4	82,5	205,4	0,612	84,1	569	49,9

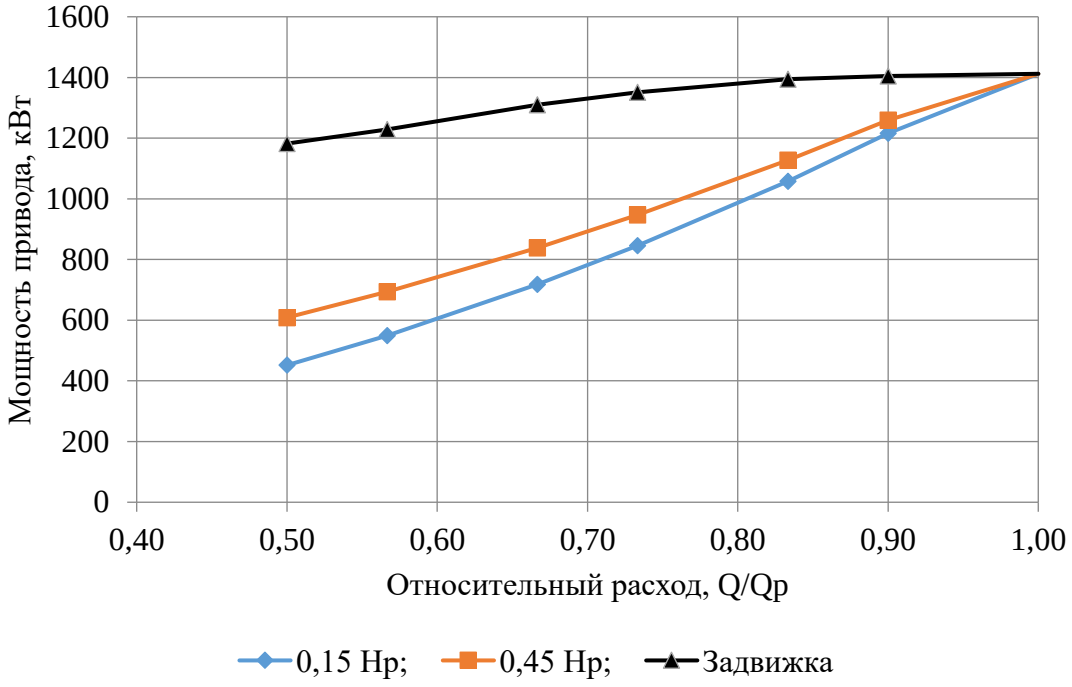

Рисунок 3. Мощность привода насоса при дроссельном и частотном регулировании

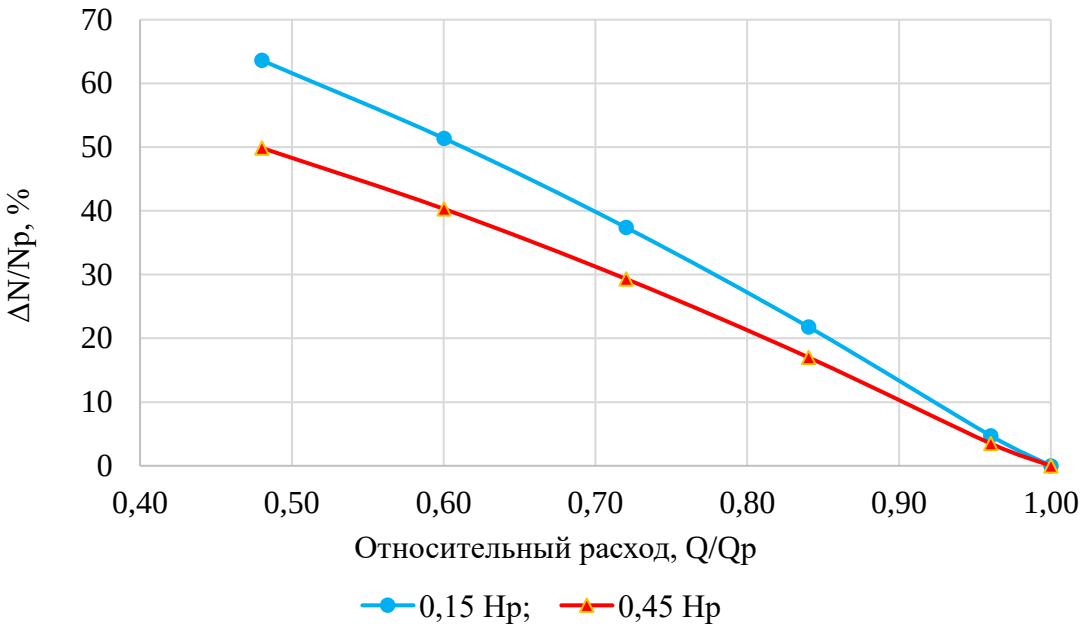

Рисунок 4. Относительная экономия мощности при различных относительных статических напорах системы

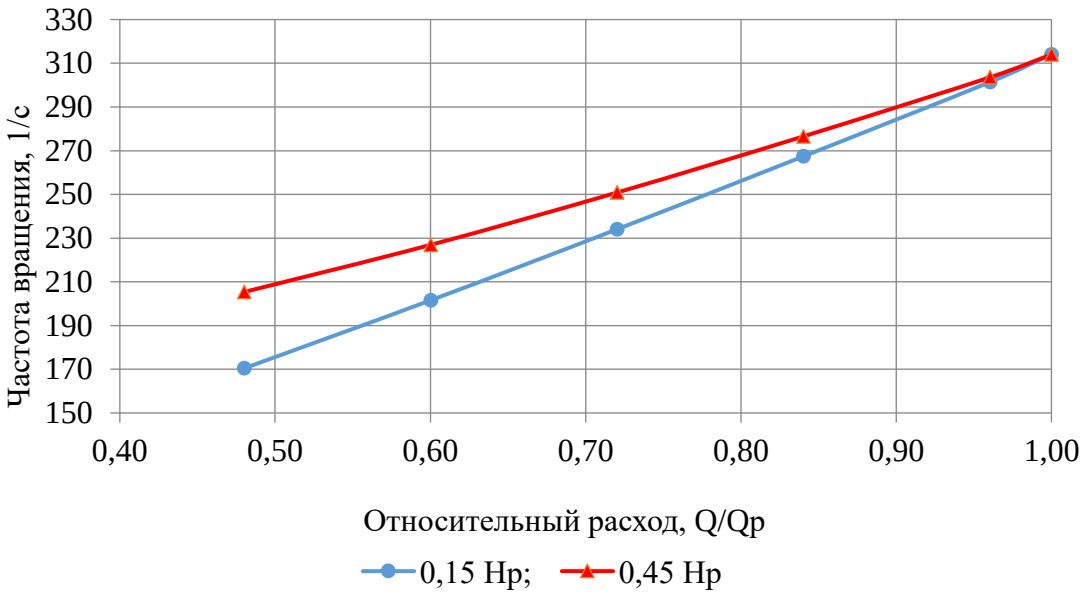

Рисунок 5. Изменение частоты вращения при различных относительных статических напорах системы

Заключение: Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

- Предложенная методика обеспечивает достоверную оценку эффективности применения регулируемой гидромуфты для привода насоса;
- При уменьшении статического напора системы по отношению к напору при максимальном расходе эффективность частотного регулирования возрастает, но при этом необходимо более глубокое регулирование по частоте вращения;
- Дополнительным преимуществом частотного регулирования, в отличие от дроссельного регулирования, является работа насоса в рассмотренном диапазоне с высокими значениями КПД.

Список литературы

1. Ломакин А.А. *Центробежные и осевые насосы*. - М.: Машиностроение, 1966. -364с.
2. Гавриленко Б.А. *Гидродинамические передачи: Проектирование, изготовление и эксплуатация* / Б.А. Гавриленко, И.Ф. Семичастнов. – М.: Машиностроение, 1980 – 224 с.

***

Отказ от ответственности: Мнение авторов статьи остается их личным мнением. Организаторы конференции не несут ответственности за все возможные негативные последствия, связанные с применением положений, изложенных в данной статье, третьими лицами.

***