"ADVANCED JOURNAL OF UNIVERSITY SCIENCE AND CREATIVE INNOVATIONS"

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОНАСОСА

[1]Бахадиров И.И., [2]Шукуруллоев С.А, [3]Шамсиев Ж.Х.
[1]PhD, доцент кафедры "Системы энергообеспечения" Ташкентского университета информационных технологий им. Мухаммада ал-Хоразмий
[2,3]Ассистент кафедры "Системы энергообеспечения" Ташкентского университета информационных технологий им. Мухаммада ал-Хоразмий
https://doi.org/10.5281/zenodo.17070600

Annotatsiya. *Energiya va resurslarni tejash XXI asrning muhim vazifalaridan biridir, chunki issiqlik va elektr energiyasini iste'mol qilish inson hayoti va qulay yashash sharoitlarini yaratish uchun zaruriy shartdir. Iqtisodiyotning raqobatbardoshligini, moliyaviy barqarorligini, energetika va ekologik xavfsizligini oshirish, shuningdek, aholining turmush darajasi va sifatini oshirishni modernizatsiya, texnologik rivojlantirish va energiya resurslaridan oqilona va ekologik jihatdan mas'uliyatli foydalanishga o'tish asosida energiya tejash va energiya samaradorligini oshirish imkoniyatlarini [3] amalga oshirmasdan turib amalga oshirib bo'lmaydi. Jamiyatimizning iqtisodiy rivojlangan davlatlar qatoridagi o'rni ana shu muammoni hal etish natijalariga bog'liq. Energiya samaradorligi - bu mahsulot, texnologik jarayonlar, yuridik shaxslar va yakka tartibdagi tadbirkorlarga nisbatan qo'llaniladigan energiya resurslaridan foydalanishdan olinadigan foydali samaraning energiya resurslari xarajatlariga nisbatini aks ettiruvchi xususiyatdir.*

Ko'pgina energiya ob'ektlarining ekologik xavfi ularning samaradorligi bilan bevosita bog'liq. Amaldagi energiya resurslarini to'liqroq va chuqur qayta ishlash hisobiga ishlab chiqarish quvvatlarining samaradorligini oshirish, qoida tariqasida, atmosferaga chiqariladigan zararli moddalar miqdorini kamaytirishni ta'minlaydi.

Kalit so'zlar: *energiya tejamkorligi, maishiy teplovoz qurilishida sovutish, nasos.*

Abstract. *Energy and resource conservation is one of the important tasks of the XXIst century, since the consumption of heat and electricity is a necessary condition for human life and the creation of favorable living conditions. Increasing competitiveness, financial stability, energy and environmental security of the economy, as well as the growth of the standard and quality of life of the population is impossible without realizing the potential for energy conservation and increasing energy efficiency [3] based on modernization, technological development and the transition to rational and environmentally responsible use of energy resources. The place of our society among economically developed countries depends on the results of solving this problem.*

Energy efficiency is a characteristic that reflects the ratio of the beneficial effect from the use of energy resources to the costs of energy resources incurred in order to obtain such an effect, as applied to products, technological processes, legal entities, and individual entrepreneurs.

The environmental hazard of most energy facilities is directly related to their efficiency. Increasing the efficiency of generating capacities due to more complete and deep processing of the energy resources used, as a rule, ensures a reduction in the amount of harmful substances emitted into the atmosphere.

Key words: *energy efficiency, refrigeration, domestic diesel locomotive construction, pump.*

Аннотация. *Энергоресурсосбережение является одной из важных задач XXI века, так как потребление тепловой и электрической энергии необходимое условие жизнедеятельности человека и создания благоприятных условий его быта. Повышение конкурентоспособности, финансовой устойчивости, энергетической и экологической безопасности экономики, а также роста уровня и качества жизни населения невозможно без реализации потенциала энергосбережения и повышения энергетической эффективности [3] на основе модернизации, технологического развития и перехода к рациональному и экологически ответственному использованию энергетических ресурсов. От результатов решения этой проблемы зависит и место нашего общества в ряду развитых в экономическом отношении стран. Энергетическая эффективность – характеристики, отражающие отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта, применительно к продукции, технологическому процессу, юридическому лицу, индивидуальному предпринимателю.*

Экологическая вредность большинства энергетических объектов напрямую связана с их эффективностью. Увеличение КПД генерирующих мощностей за счет более полной и глубокой переработки используемых энергетических ресурсов, как правило, обеспечивает снижение количеств выбрасываемых в атмосферу вредных веществ.

Ключевые слова: *энергоэффективность, холодильной отечественном тепловозостроении, насос.*

1. Введение. Оценка энергоэффективности теплоэнергетического и теплотехнологического оборудования, теплогенерирующих установок, систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, пароснабжения, сбора и возврата конденсата, холодоснабжения, электроснабжения, использования вторичных энергоресурсов сводится к следующим основным мероприятиям [9, 11, 14].

Энергоэффективность систем водоснабжения и водоотведения предприятия оценивается по каждому виду используемой на предприятии воды (питьевой, технической), с указанием размеров труб, насосов и их характеристик (КПД, коэффициентов загрузки и мощности, наличия систем регулирования, режим работы). Энергоэффективность систем водоснабжения оценивается по утечкам, потерям давления и расходу воды. Энергоэффективность систем водоотведения оценивается количеством дренажных, ливневых и фекальных стоков [13, 20].

Энергоэффективность теплотехнологий охватывает разработку критериев энергетической оптимизации при производстве, передаче или сбережении тепловой энергии, баланса теплоты, интенсификации процессов теплопередачи, современных способов сжигания топлива, использования холодильных установок, тепловых насосов и тепловых трубок, эффективной тепловой изоляции, разработке методик расчета техникоэкономических показателей.

Актуальность данной темы заключается в том, что рост стоимости электроэнергии сделал необходимость энергосбережения во многих отраслях, в том числе, это касается снижения потребления энергии насосными установками. Для обеспечения максимальной энергоэффективности требуется не только проектирование правильной системы отопления и выбора оптимального по характеристикам насосного оборудования, но и модернизация, замена и корректировка уже используемого оборудования. Существует ряд причин высокого потребления электроэнергии системой и способов повышения энергоэффективности насосных установок [1, 5, 12].

Значимость темы очень высока, так как снижение электроэнергии снижает и стоимость.

Цель работы – Рассмотреть конструктивные особенности применяемых водяных насосов систем охлаждения тепловозов, дать сравнительную оценку показателей их эффективности по функциональным и эксплуатационным критериям, выбрать наиболее перспективные направления их совершенствования.

2. Литературный обзор. В холодильной отечественном тепловозостроении особенно важным является разработка и постоянное внедрение мероприятий, направленных на повышение эффективности энергетической и надежности тепловозов. По мере создания новых и совершенствования выпускаемых тепловозов, с ростом их секционной мощности повышаются и требования, предъявляемые к системе охлаждения тепловозов. Система должна обеспечивать увеличенный теплоотвод практически в тех же массогабаритных показателях, что и у существующих, не допускать снижения теплоносителей значений и до температуры критических перегрева деталей цилиндропоршневой группы дизеля [2, 7, 15]. Удельные затраты мощности на функционирование системе охлаждения тепловозов при этом должны снижаться по сравнению с существующими аналогами.

Для повышения надежности и энергоэффективности машин и оборудования системе охлаждения тепловозов тепловозов могут быть использованы различные способы [3, 10, 118]:

1) повышение эффективности теплорассеивающей способности секций водовоздушных радиаторов и снижение их гидро- и аэродинамического сопротивления;

2) совершенствование гидродинамических качеств проточной части центробежного водяного насоса с механическим приводом, направленное на снижение гидравлических, объемных и механических потерь в нагнетательной турбомашине, повышение подачи, КПД, напора, антикавитационных характеристик и уменьшение массогабаритных показателей;

3) реализация способа по позиции 2 – также для центробежных водяных насосов с частотным регулируемым автономным приводом;

4) применение принципиально новой конструкции водяного насоса системе охлаждения тепловозов тепловозных дизелей с оппозитным расположением двух

спаренных рабочих с полностью уравновешенным ротором и кавитационным коэффициентом быстроходности $C_{кр} > 1280$;

5) разработка и внедрение унифицированного ряда центробежных водяных насосов блочно-модульной конструкции для существующих и перспективных системе охлаждения тепловозов с расширенным диапазоном экономичной и бескавитационной работы;

6) совершенствование проточной части осевых вентиляторных установок охлаждающих устройств в направлении повышения напора, производительности, КПД и одновременным улучшением массогабаритных характеристик вентиляторных установок с асинхронным нерегулируемым приводом;

3. Методы. Циркуляцию воды в основном и вспомогательном контурах охлаждения дизелей тепловозов осуществляется водяными центробежными насосами [4, 17, 19], получающими привод от коленчатого вала. Насосы имеют типовую конструктивную схему с различными диапазонами подач, напоров и отличаются размерами рабочих колес и отводов. Поле рабочих параметров Q – H применяемых водяных насосов в номинальном режиме представлено на рис 1.

На рис. 2 показана конструкция насоса 4ВЦ50 дизеля 1А-5Д49, которыми оснащены тепловозы ТЭМ7, 2ТЭ116. Аналогичную конструкцию имеют водяные насосы дизелей 1А-5Д, 2А-5Д49, 3А-6Д49 (тепловозы 2ТЭ25К, ТЭМ18ДМ, ТГМ6, спроектированные под расчетные (номинальные) подачи от 45 м^3 /ч (0,0125 м^3/с) до 110 м^3/ч (0,0305 м^3/с) и напоры от 0,16 до 0,29 МПа.

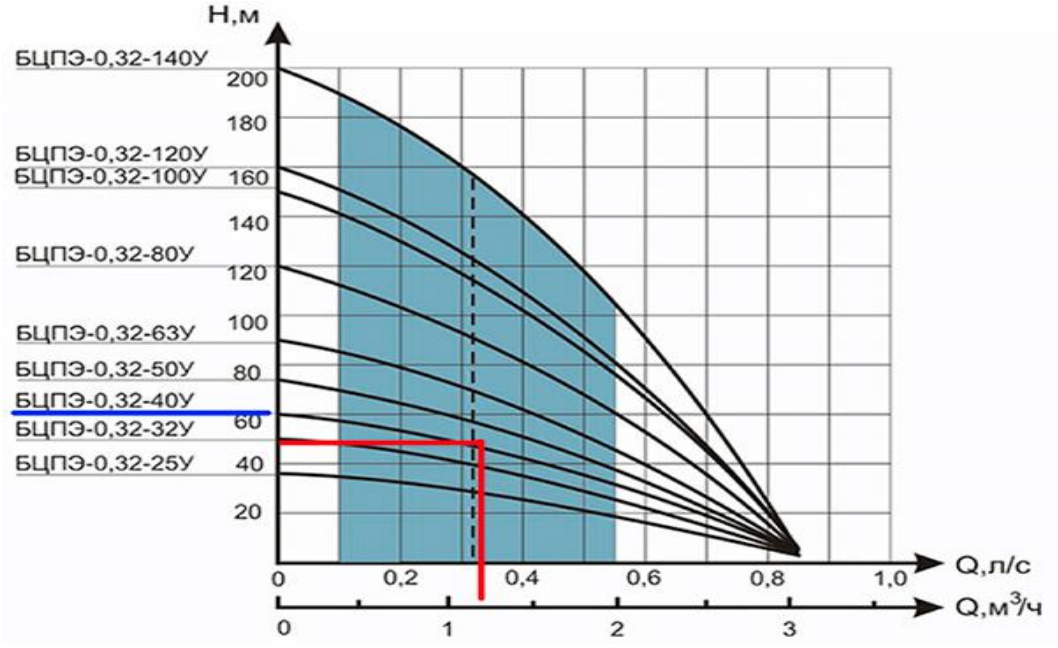


Рисунок 1. Параметры водяных насосов системе охлаждения тепловозов

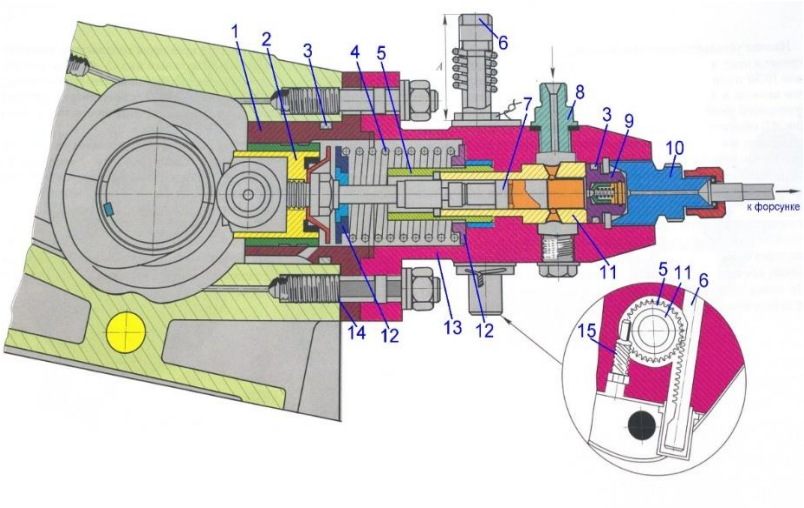


Рисунок 2. Насос центробежный 4ВЦ50 дизеля 1А-5Д49:
1 – направляющая втулка толкателя; 2 – толкатель; 3 – резиновые кольца; 4 – пружина; 5 – поворотная шестерня; 6 – рейка; 7 – плунжер; 8, 10 – штуцера; 9 – корпус нагнетательного клапана; 11 - гильза плунжера; 12 – тарелки плунжера; 13 – корпус насоса; 14 – регулировочные прокладки; 15 – регулировочный винт.

На ряде дизелей ТЭ10В, ТЭМ2, 10Д100, 14Д40 применяются водяные насосы, имеющие определенные конструктивные особенности: ротор содержит открытое рабочее колесо (без покрывного диска); в качестве концевого уплотнения используется сальник, собранный из 5-6 колец плетеной набивки и фиксируемый нажимной втулкой; ведущие диски некоторых исполнений насосов оснащены лопаточными импеллерами; рабочее колесо имеют симметрично расположенные на дисках щелевые уплотнения, что позволяет уравновешивать значительную часть осевой нагрузки ротора [6, 8].

Для оценки эксплуатационных и энергетических качеств применяемых водяных насосов системе охлаждения тепловозов необходимо использовать следующие критерии:

- коэффициент быстроходности насоса;

$$n_s = \frac{3{,}65 \cdot n_H \cdot \sqrt{Q_H}}{(\mathrm{H_н})^{0{,}75}} \qquad (1)$$

- критический кавитационный коэффициент быстроходности;

$$C_s = \frac{3{,}65 \cdot n_H \cdot \sqrt{Q_H}}{(\mathrm{H_н})^{0{,}75}} \qquad (2)$$

$$\eta_\mathrm{н} = \eta_\mathrm{г}\eta_\mathrm{о}\eta_\mathrm{м} = \frac{\mathrm{H}_H \cdot Q_H \rho g}{1000 \cdot N_H} \qquad (3)$$

В формулах (1-3) обозначены параметры насоса: напор $H_н$ (м), подача $Q_н$ ($м^3/с$), кавитационный запас (м), соответствующий начальному этапу срыва кавитационной характеристики, частота вращения ($мин^{-1}$).

Эти критерии далее используем для сравнения уровня энергетических показателей находящихся в эксплуатации центробежных водяных насосов с достигнутыми

показателями для лучших промышленных образцов насосов того же типа, применяемых в других отраслях.

Рассматривая баланс энергии (рис. 3, а) и схему одноступенчатого лопастного насоса (рис 3, б), выделим потери мощности в элементах: механические Nм, объемные N_o и гидравлические No механические, объемные и гидравлические.

Механические потери. Для разгрузки ротора от осевой силы рабочее колесо снабжено двумя щелевыми уплотнениями. Расход утечки через переднее (п) и заднее (з) уплотнения рабочего колеса $qy = qy.n + qy.з$. Потери мощности условно делят на механические, объемные и гидравлические.

Затраты мощности механических потерь уходят на преодоление трения в концевых уплотнениях вала и подшипниках. Кроме того, расходуется мощность NT.Д на преодоление жидкостного трения обоих дисков, цилиндрических поверхностей на наружном диаметре и колец щелевых уплотнений рабочих колёс.

Мощность механических потерь:

$$N_{\text{н}} = \sum N_{T.\text{пло}} + \sum N_{T.\text{Д}} \tag{4}$$

Оставшаяся мощность $N_{\text{г}}$ передается рабочими колесами проходящей через них жидкости и представляет собой гидравлическую мощность насоса.

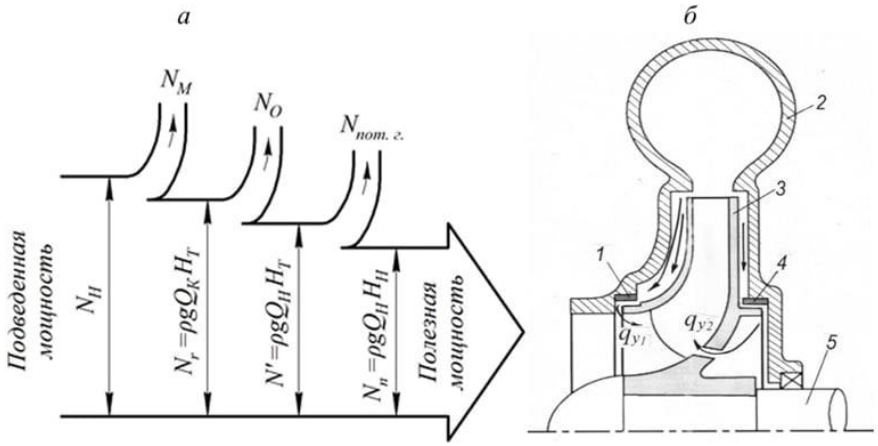


Рис 3. Баланс энергии (а) и схема (б) ступени насоса:
1, 4 – переднее и заднее щелевые уплотнения; 2 – спиральный отвод;
3 – рабочее колесо; 5 – вал.

Если объемный расход через рабочее колесо QK, а теоретический напор ступени Нт, то гидравлическая мощность рассматриваемого насоса

$$N_T = pgQ_{\text{к}}H_T = pg(Q_{\text{Н}} + q_y + q_{\text{подш}})H_T \tag{5}$$

Механический КПД насоса:

$$\eta_{\text{М}} = \frac{N_T}{N_H} \tag{6}$$

где Nн - потребляемая насосом мощность

$$N_H = N_T + N_M \tag{7}$$

Так как $\eta_M = (N_H + N_M)/N_H = 1 - N_M/N_H$ то

$$\eta_M = 1 - (\sum N_{T.подш} + \sum N_{T.Д} +) \tag{8}$$

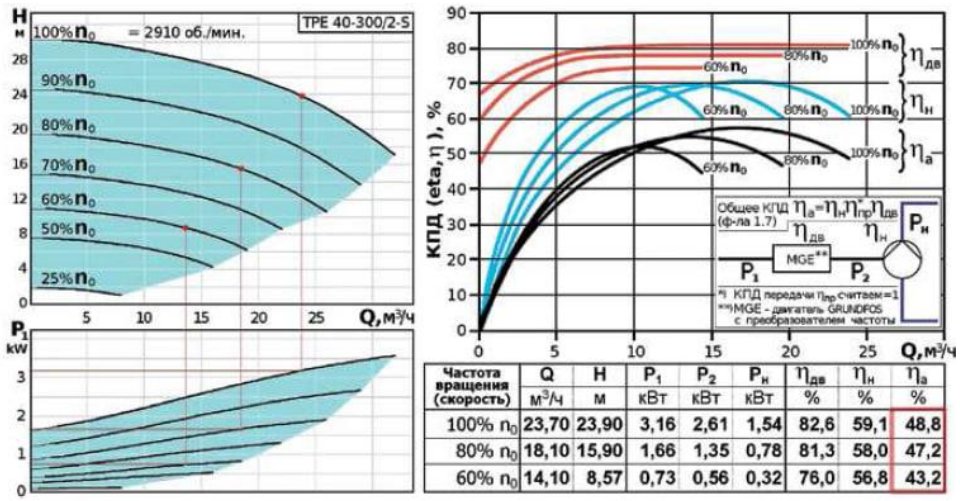
Каждое слагаемое в скобках представляет собой отношение потерянной мощности к мощности на валу насоса. Ее численное значение позволяет судить о влиянии соответствующей величины на механический КПД насоса. Для дальнейшей оценки механического КПД водяных насосов, воспользуемся выражением [3]:

$$\eta_M = \frac{1}{(1+\frac{820}{\eta_S^2})} \tag{9}$$

Зависимость (9) в виде кривой $\eta_м$ – n_s (рис. 3) получена на основе статистического анализа параметров энергоэффективных одноступенчатых насосов консольного типа [14] и характеризует возможный уровень механического КПД для проектируемого насоса.

4. Результаты. Объемные потери. Объемный расход жидкости $q_y = q_{y.n} + q_{y.з}$ из области высокого давления на выходе из рабочего колеса через щелевые уплотнения на диске колеса возвращается на его вход и уносит энергию $pgq_y H_T$. Поэтому объемная потеря мощности составляет $N'=pgq_yH$. Если вычесть эту мощности из гидравлической, получим мощность, сообщаемую полезному расходу жидкости:

$$N' = pgQ_H H_T \tag{10}$$



Частота вращения (скорость)	Q м³/ч	H м	P1 кВт	P2 кВт	Pн кВт	ηдв %	ηн %	ηа %
100% n0	23,70	23,90	3,16	2,61	1,54	82,6	59,1	48,8
80% n0	18,10	15,90	1,66	1,35	0,78	81,3	58,0	47,2
60% n0	14,10	8,57	0,73	0,56	0,32	76,0	56,8	43,2

Рисунок 4. Зависимость объемного, механического и гидравлического КПД от коэффициента быстроходности насоса

$$\frac{Q'}{n}10^7 = 180 - 200, \frac{Q'}{n}10^7 = 100 - 140, \frac{Q'}{n}10^7 = 60 - 80,$$

Объемные потери учитываются объемным КПД насоса, который равен отношению мощности, сообщаемой полезному расходу жидкости, к гидравлической:

$$\eta_0 = \frac{N'}{N_\Gamma} \tag{11}$$

Для оценки объемного КПД сравниваемого ряда водяных насосов используем хорошо проверенную на практике эмпирическую зависимость [5].

$$\eta_0 = \frac{1}{1+0{,}68 \cdot n_s^{-0{,}66}} \tag{12}$$

На рис 4. даны две характеристики ожидаемого объемного КПД водяных насосов от коэффициента быстроходности: η_o и $\eta_{o.p}$., соответственно, без разгрузочных отверстий и с отверстиями на ведущем диске. При этом, полученные высокие значения объемного КПД в области режимов, близких к номинальному (η_o = 90-95%, $\eta_{o.p}$ = 93-97%), не всегда правильно отображают реальную картину течения в щелевых уплотнениях насоса.

Как показали наши исследования с подкачивающим насосом АРМЗ и работы других авторов [17], влияние утечек qy.1 и qy.2 на работу насоса гораздо шире, чем снижение КПД насоса за счет объемных потерь. Вредное влияние утечки, наряду со снижением КПД, проявляется в том, что выход в область всасывания с большой скоростью ухудшает условия работы насоса. Эта скорость имеет две составляющие: радиальную VR и тангенциальную VU. Меридианная составляющая скорости входит в поток на всасывании рабочего колеса поперек основного потока и отжимает его. При этом сужение потока приводит к увеличению скорости на входе в рабочее колесо, увеличивая потери и ухудшая всасывающую способность. Особенно это заметно при низких коэффициентах быстроходности.

Тангенциальная (окружная) составляющая скорости вносит вращение в основной поток на всасывании, что приводит к снижению напора и мощности. Особенно это заметно при подачах меньше оптимальных.

Гидравлические потери. При движении жидкости в проточной полости насоса затрачивается мощность на преодоление гидравлического сопротивления подвода, рабочих колес и отвода. Эти потери следует оценивать гидравлическим КПД насоса, который представляет собой отношение полезной мощности к мощности, сообщаемой насосом полезному расходу жидкости: $\eta_\Gamma = N_\text{H}/N'$

Гидравлический КПД удобно оценивать по формуле [37].

$$\eta_\Gamma = 1 - 0{,}42 \,/\, (lg D_{\text{пр}} - 0{,}172)^2 \tag{13}$$

с учетом приведенного диаметра входа в рабочее колесо (мм) и номинальной подачи насоса Q’(м^3/с):

$$D_{\text{пр}} = 4{,}5 \cdot 10^3 \left(\frac{Q'}{n}\right)^{0{,}33} \quad (14)$$

Обработаны данные уровня ожидаемого гидравлического КПД по всем типам применяемых насосов тепловозных дизелей.

Представленные на рис. 3 характеристики $\eta_{Г.1} - n_s$, $\eta_{Г.2} - n_s$, $\eta_{Г.3} - n_s$ получены для конструктивного параметра насоса:

$$\frac{Q'}{n} 10^7 = 180 - 200$$

$$\frac{Q'}{n} 10^7 = 100 - 140 \quad (15)$$

$$\frac{Q'}{n} 10^7 = 60 - 80,$$

Как следует из полученных результатов, при уменьшении коэффициента быстроходности в диапазоне n_s = 60...120 отмечается значительное снижение энергоэффективности насосов: гидравлические потери могут возрастать до 15-18%, механические – до 20% и объемные – до 8 %. На основании приведенных выше уравнений полный КПД насоса можно представить как произведение:

$$\eta_H = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{н}}} = \frac{N_{\text{г}}}{N_{\text{н}}} \frac{N'}{N_{\text{г}}} \frac{N_{\text{п}}}{N'} = \eta_{\text{М}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{г}} \quad (14)$$

Представляет интерес эксплуатационных значительный сопоставление показателей энергоэффективности применяемых на тепловозах водяных насосов и наивысших максимальных значений полного КПД насосов, близких по конструкции и по рабочим параметрам.

На рис. 5 в координатах Q – η показаны для примера характеристики 1 и 2 эксплуатационного КПД серийных водяных насосов, соответственно, для дизелей K6S310DR (тепловоз ЧМЭ3) и 14Д40 (тепловоз М62). На этом же рисунке представлены зависимости максимально возможного КПД 1MAX и 2MAX, полученных статистического на анализа основе лучших зарубежных и отечественных образцов с близкими режимными параметрами Q и H, коэффициентом быстроходности n_s и параметром $Q'n$ [38, 39].

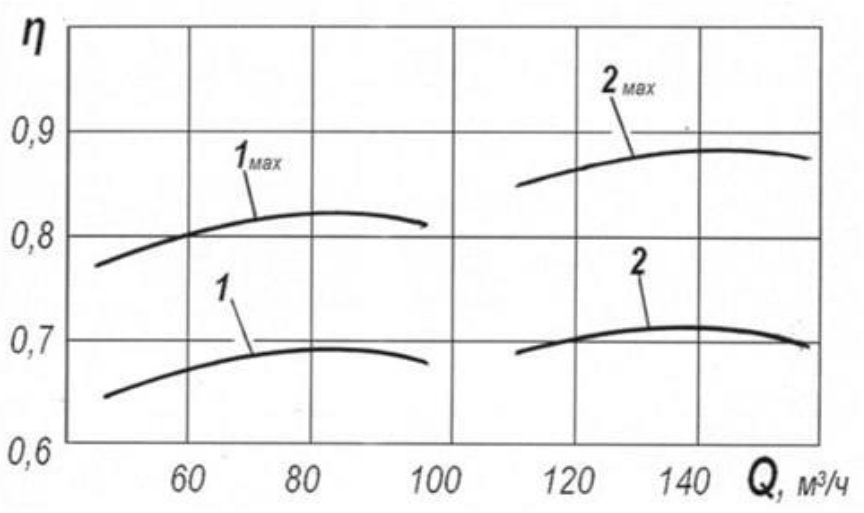


Рис. 5. Характеристики КПД серийных водяных насосов

Сравнение характеристик 1, 1_{MAX} и 2, 2_{MAX} свидетельствует о том, что у разработчика насосного оборудования системе охлаждения тепловозов имеются существенные резервы в улучшении показателей энергоэффективности водяных центробежных насосов.

За счет уменьшения гидравлических, объемных и механических потерь, например, в насосе дизеля 14Д40, возможно увеличение КПД насоса с 0,68 (номинал) до 0,82, в насосе дизеля K6S310DR – с 0,71 (номинал) до 0,87.

Располагая собственным опытом проектирования новых образцов центробежных насосов серии ЦНС, ЦНС, НСШ, АЦНС, ЦНСА, ЦНСU, ЦНСН с подачами от 60 до 550 $м^3/ч$, напорами от 44 до 1000 м, оценивают потенциальные резервы повышения эксплуатационного значения КПД водяных насосов от 4 до 12%.

Основное направление совершенствования насосной установки должно состоять не столько в снижении гидравлических потерь в элементах проточной части, сколько в уменьшении объёмных потерь в уплотнительных узлах с учетом сужения и торможения основного потока на всасывании рабочего колеса.

5. Обсуждение. Результаты анализа показали, что применение конструктивных решений G, R, не требует конструктивных значительных изменений по сравнению с выпускаемыми образцами и позволяет за счет снижения гидравлических и объемных потерь в насосе увеличить его КПД по сравнению с серийным исполнением (η_c = 0,67) до значений 0,76-0,78.

Другим направлением работ были исследования возможности повышения напорности рабочего отводящего колеса устройства одновременном уменьшении и при их габаритов и сохранении экономичности водяного насоса. Наибольший интерес представляет изучение режимов течения жидкости в рабочих колесах с двухъярусными лопастями повторяющими их и профиль двухъярусными канавками на основном диске колеса.

Практическая реализации этой идеи была осуществлена высоконапорных насосов серии ЦНС 300-140…800УН с напором ступени 70 м. Натурные испытания опытных образцов машины на заводском стенде подтвердили улучшенные показатели – по

сравнению с серийным насосом ЦНС 300-300 напор рабочего колеса ступени увеличился на 6-8%, КПД возрос (в номинальном режиме) с 69 до 77%.

Отмечено, что двухъярусное колесо создаёт малое стеснение потока лопастями на выходе и при увеличении числа лопастей наблюдается рост напора, а также уменьшается нагрузка на отдельную лопасть. Кроме того, при рациональном расположении коротких и длинных лопастей течение внутри РК приобретает большую равномерность и появляется возможность регулировать распределение скоростей вдоль поверхности лопасти. Это позволит обеспечить повышение напора без заметного снижения энергетических и кавитационных качеств насоса

6. Заключение. 1. Сравнение характеристик 1, 1_{MAX} и 2, 2_{MAX} свидетельствует о том, что у разработчика насосного оборудования систем охлаждения тепловозов имеются существенные резервы в улучшении показателей энергоэффективности водяных центробежных насосов. За счет уменьшения гидравлических, объемных и механических потерь в серийном исполнении насоса дизеля 14Д40 возможно увеличение КПД насоса с 68 до 82%, в насосе дизеля K6S310DR – с 71 до 86%.

2. Экономичность увеличением насосов с коэффициента быстроходности ns заметно возрастает: суммарные потери энергии для конструкции с $n_s = 60$ в примерно в 1,2 раза выше, чем у машины с $n_s = 120$.

3. Основное направление совершенствования насосной техники для систем охлаждения тепловозов должно состоять не столько в снижении гидравлических потерь в элементах проточной части, сколько в уменьшении объёмных потерь в уплотнительных узлах и устройствах гидравлической разгрузки ротора.

Уменьшения протечек через уплотнения и разгрузочные отверстия можно достигнуть путем уменьшения до минимальных значений величины зазора между уплотняющими элементами корпуса и рабочего колеса (плавающие и сотовые уплотнения) и применения, например, направляющих устройств (отсекателей), изменяющих турбулентное струйное течение из разгрузочных отверстий со встречного направления скорости струи в спутное направление движения потока.

4. Перспективными основного являются работы по увеличению напорности рабочего колеса и отводящего устройства при одновременном уменьшении их габаритов и сохранении экономичности.

Использование двухъярусного рабочего колеса позволяет дополнительно увеличить напор ступени на 5-10% и уменьшить массогабаритные характеристики насосного оборудования систем охлаждения тепловозов тепловозов.

ССЫЛКИ

1. Закон Республики Узбекистан № ЗРУ-939 «Об электроэнергетике» от 07.08.2024 г.
2. Закон Республики Узбекистан № ЗРУ-940 "Об экономии энергии, ее рациональном использовании и повышении энергоэффективности" от 07.08.2024 г.
3. Постановление Кабинета Министров Республики Узбекистан № 204 «О дополнительных мерах по внедрению рыночных механизмов в топливно-энергетической сфере» от 16.04.2024 г.
4. Мировые запасы природных ресурсов: на сколько лет Земле хватит полезных ископаемых? [Электронный ресурс]: URL: https://lindeal.com/trends/mirovye-zapasy-prirodnykh-resursovna-skolko-let-zemle-khvait-poleznykh-iskopaemykh.

5. World Energy Council. 2014. Global Energy Transitions.
6. Sattarov Kh.A., Bakhadirov I.I., Umarov R.T. Energy efficiency through ISO 50001 energy management system // Science and innovation international scientific journal. Volume 3 Issue 2 february 2024. pp.157-160.
7. Sattarov Kh.A., Bakhadirov I.I. Application energy management is an effective energy saving system and solving problems of its implementation // Science and innovation international scientific journal. Volume 3 Issue 2 february 2024. pp.161-172.
8. Bakhadirov I.I., Musajanova D.A., Ostonova M.B., Musajanova N A. // The model of intelligent control of the state of parameters in digital power grids. Eurasian journal of mathematical theory and computer sciences (Rossiya). Volume 4 Issue 2, February 2024. pp.30-39.
9. Sattarov Kh.A., Bakhadirov I.I., Digitalization of the electric power industry as a way to improve the efficiency of large grid companies // JMEA Journal of Modern Educational Achievements (India). Volume 11 2023. pp.26-32.
10. Numon Niyozov; Bakhtiyor Khushbokov; Gulchexra E. Saidova; Iles Bakhadirov. Energy efficiency of concrete work technology // AIP Conference Proceedings. https://pubs.aip.org/aip/acp/article-abstract/3152/1/030025/32986184.
11. Chappells Heather, Vanessa Taylor, eds. "Energizing the Spaces of Everyday Life: Learning from the Past for a Sustainable Future, " RCC Perspectives: Transformations in Environment and Society 2019, no. 2. doi.org/10.5282/rcc/8735.
12. Goldberg A. V. Combinatorial Optimization: Lecture Notes for CS363/OR349: Technical report STAN-CS-91-1358 / A. V. Goldberg; Department of Computer Science, Stanford University. - Stanford, CA, 1991. - March.
13. Wilf B. S. Algorithms and Complexity [Electronic Resource] / B. S. Wilf. - [S.l.], 1994. - Режим доступа: http://www.cis.upenn.edu/~wilf
14. Cormen T. H. Introduction to Algorithms / T. H. Cormen, C. E. Leiserson, R. Rivest. – London: MIT Press and McGraw-Hill, 1990. – 1048 p.
15. Михайлов А. Н. О расчёте пропускной способности электрической цепи [Электронный ресурс] / А. Н. Михайлов, С. Е. Иконников // Электроника и информационные технологии. – Электрон. журн. – Режим доступа: http://fetmag.mrsu.ru/2009-1/pdf/Mikhailov_Ikonnikov_EINet.pdf.
16. Михайлов А. Н. Расчёт допустимости оперативного переключения в сетях электроснабжения [Электронный ресурс] / А. Н. Михайлов, С. Е. Иконников // Электроника и информационные технологии. – Электрон. журн. – Режим доступа: http://fetmag.mrsu.ru/2008-1/pdfc-Mihaylov/Mihaylov.pdf.
17. Михайлов А. Н. Построение графа достижимости для расчета пропускной способности электрической сети / А. Н. Михайлов // Системы управления и информационные технологии. – 2009. – № 1.2 (35). – С. 288–292; Информационные технологии моделирования и управления. – Воронеж, 2009. – № 2 (54). – С. 290–297.
18. Muratov A., Saparniyazova Z., Bakhadirov I. and Bijanov A. Analysis of electricity loss calculation methods in distribution networks // E3S Web of Conferences 289, 07117 Energy Systems Research 2021.
19. Bakhodirov I.I. Electricity consumption forecast and grouping for forecasting // International scientific and practical Conference Modern views and research - 2022: Egham. Independent Publishing Network England-2022.

20. www.catback.ru – Международный сайт научных статей и учебных материалов.
21. www.google.ru – Международный сайт поиска учебных материалов.
22. www.ziyonet.uz – Сайт поиска национальных учебных материалов.