



Calculation of hydraulic shock in self-drainable helio-installations

Yusuf RASHIDOV¹ Zafar FAYZIEV² Karim RASHIDOV³

¹Tashkent Architecture and Construction Institute

² Samarkand State Institute of Architecture and Construction

³ Physic-Technical Institute of the Academy of Sciences

ARTICLE INFO

Article history:

Received September 2020

Received in revised form 15
September 2020

Accepted 25 September
2020

Available online
1 October 2020

Keywords:

Hydraulic shock
Solar circuit
Coolant
Pressure
Pump

ABSTRACT

The aim of the study is to identify the features of the occurrence of hydraulic shocks in self-draining atmospheric-type solar plants when starting and stopping circulation pumps, deriving calculation formulas for calculating their value and performing practical calculations for self-draining solar plants used in practice.

The establishment of calculation formulas for determining the magnitude of the water hammer was carried out by a theoretical method based on the theory of N.E. Zhukovsky, as well as by drawing up the D. Bernoulli equation to determine the maximum flow rate of the coolant into the drain tank under atmospheric pressure.

Dependencies are obtained for calculating direct (full) and indirect (incomplete) hydraulic shocks with rupture and without rupture of flow continuity when starting and stopping circulating pumps of self-draining solar plants. Practical calculations have been carried out taking into account the characteristics of self-draining solar plants from 16 leading world manufacturers.

The magnitude of the water hammer in self-draining solar plants is greatly influenced by the electromechanical characteristics of circulation pumps. When designing self-draining solar plants, the selection of circulation pumps, in addition to their main indicators (pressure and flow rate), should also be carried out taking into account their electromechanical characteristics (power, speed, torque on the electric motor shaft and the moment of inertia of its rotor), which affect the magnitude of the hydraulic shock.

¹ PhD, professor, Tashkent Architecture and Construction Institute, Tashkent, Uzbekistan
email: arashidov_yus@mail.ru

² PhD student, Samarkand State Institute of Architecture and Construction, Samarkand, Uzbekistan
email: bbender.zar@gmail.com

³ Junior researcher, Physic-Technical Institute of the Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan, Tashkent
email: crashidov.karim.78@mail.ru

2181-1415/© 2020 in Science LLC.

This is an open access article under the Attribution 4.0 International (CC BY 4.0) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.ru>)

Ўз-ўзини дренаж қилувчи гелиоқурулмаларида гидравлик зарбани ҳисоблаш

Калит сўзлар:

Гидравлик зарба
Гелиоконтур
Иссиқлик ташувчи
Босим
Насос.

АННОТАЦИЯ

Тадқиқот мақсади – атмосфера турдаги ўз-ўзини дренаж қиладиган гелио қурилмаларда айланиш насосларини ишга тушириш ва тўхтатиш вақтида гидравлик зарбаларнинг юзага келиш хусусиятларини аниқлаш, уларнинг катталигини ҳисоблаш учун формулаларни топиш ва амалда ишлатиладиган ўз-ўзини дренаж қиладиган қуёш қурилмалари учун амалий ҳисоб-китобларни бажариш.

Гидравлик зарбанинг катталигини аниқлаш учун ҳисоблаш формулалари Н.Е.Жуковскийнинг назариясига асосланган ҳолда назарий усул билан, шунингдек, атмосфера босими остида дренаж бакига иссиқлик ташувчисини максимал оқиб тушиш тезлигини аниқлаш учун Д.Бернулли тенгламасини тузиш орқали аниқланди.

Ўз-ўзини дренаж қиладиган қуёш қурилмаларининг айланиш насосларини ишга тушириш ва тўхтатишда оқим узилиши бўлмаган ва узилиши бўлган ҳолатларда тўғри (тўлиқ) ва тўғри бўлмаган (тўлиқ эмас) гидравлик зарбаларни ҳисоблаш учун боғлиқликлар олинди. Амалий ҳисоб-китоблар 16 етакчи жаҳон ишлаб чиқарувчиларининг ўз-ўзини дренаж қиладиган қуёш қурилмаларининг хусусиятларини ҳисобга олган ҳолда амалга оширилди.

Ўз-ўзини дренаж қиладиган қуёш қурилмаларида гидравлик зарбанинг катталигига айланиш насосларининг электромеханик характеристикалари катта таъсир кўрсатади. Ўз-ўзини дренаж қиладиган қуёш тизимларини лойиҳалаш жараёнида айланиш насосларини танлашда асосий параметрларидан ташқари (босим ва сарф), шунингдек, уларнинг электромеханик хусусиятларига асосланган бўлиши керак (қувват, айланиш сони, электр юриткичнинг валидаги айлантирувчи момент ва унинг роторидаги инерция моменти).

Расчёт гидравлического удара в самодренируемых гелиоустановках

Ключевые слова:

Гидравлический удар
Елиоконтур
Теплоноситель
Давление
Насос

АННОТАЦИЯ

Целью исследования является выявление особенностей возникновения гидравлических ударов в самодренируемых гелиоустановках атмосферного типа при пуске и остановке циркуляционных насосов, вывод расчётных формул для вычисления их величины и выполнение практические расчётов для самодренируемых гелиоустановок, применяемых на практике.

Установление расчётных формул для определения величины гидравлического удара было осуществлено теоретическим методом на основе теории Н.Е. Жуковского, а также путём составления уравнения Д.Бернулли для определения максимальной скорости истечения теплоносителя в дренажный бак, находящийся под атмосферным давлением.

Получены зависимости для расчёта прямого (полного) и непрямого (неполного) гидравлических ударов с разрывом и без разрыва сплошности потока при пуске и остановке циркуляционных насосов самодренируемых гелиоустановок. Выполнены практические расчёты с учётом характеристик самодренируемых гелиоустановок 16-ти ведущих мировых производителей.

На величину гидравлического удара в самодренируемых гелиоустановках большое влияние оказывают электромеханические характеристики циркуляционных насосов. При проектировании самодренируемых гелиоустановок подбор циркуляционных насосов кроме основных их показателей (напор и расход) должен осуществляться также с учётом их электромеханических характеристик (мощность, число оборотов, вращающий момент на валу электродвигателя и момент инерции его ротора), влияющих на величины гидравлического удара.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из перспективных направлений совершенствования водяных систем солнечного теплоснабжения (ССТ) в климатических условиях Узбекистана является применение в них самодренируемых гелиоустановок (СДГ) с опорожнением солнечных коллекторов (СК) при остановке циркуляционных насосов [1, с.10-14; 2, с.53-57]. Данное техническое решение позволяет избежать механической поломки СК зимой из-за замерзания в них воды в ночное время при отрицательных температурах наружного воздуха, а летом - из-за её вскипания в дневное время в режиме стагнации (аварийной остановке циркуляционных насосов). В обоих случаях выход из строя СК связан с фазовыми переходами теплоносителя (замерзание и кипение), сопровождающимися значительным увеличением его объёма и механического давления в системе, которое может превышать допустимое

значение. Данное решение востребовано не только при условии возможности замерзания воды, но и для предотвращения её вскипания в режиме стагнации. Например, это может иметь место в крупных гелиоустановках сезонного действия с насосной циркуляцией, с площадью СК свыше 20 м²[2, с.53-57]. Поэтому единственной универсальной защитой СК от замерзания и вскипания в них теплоносителя является его дренаж в специальный бак при остановке циркуляционных насосов. Следует заметить, что применение антифризов в ССТ обеспечивает защиту СК от замерзания только зимой, а в летний период года они также подвержены вскипанию в режиме стагнации. Кроме того, антифризы токсичны, дороги, требуют установки промежуточных теплообменников и периодических пополнений и обновлений из-за утечки и потерь своих свойств при нагревании до высоких температур в режимах стагнации. Поэтому СДГ благодаря своей простоте и многочисленным преимуществам по сравнению с другими типами солнечных водонагревателей, работающих при атмосферном давлении, нашли широкое применение на практике [3-7, с.41-60].

Штатный режим работа СДГ связан с ежедневным пуском и остановкой циркуляционных насосов гелиоконтур, что связано с особенностью прихода солнечной радиации. При этом каждое заполнение и дренирование СК может сопровождаться гидравлическими ударами (ГУ) в трубопроводной сети гелиоконтур, вследствие резкого изменения скорости движения теплоносителя [2, с.53-57, 3]. Широко известные в технике традиционные способы защиты от ГУ, применяемые, например, в системах водоснабжения [8, с.360; 9, с. 110; 10, с.53-57; 11, с. 111-120; 12, с.30-64], основанные на гашении ГУ, предназначены на редкие случаи аварийной остановки и запуска насосов при отключении подачи электроэнергии и не являются энергетически эффективными решениями для СДГ с ежедневным штатным пуском и остановкой насосов. Для СДГ разработаны также оригинальные технические решения [2, с.53-57] исключающие гидроудары за счёт применения специальных клапанов с электроприводом. Однако работоспособность таких систем зависит от надёжности электрообеспечения и не обеспечивает защиту от гидроударов при отсутствии электричества.

Несмотря на широкое применение СДГ в мировой практике [2, с.53-57], не хватает научных публикаций, посвященных технологии дренирования и разработке способов защиты от гидравлических ударов в СДГ. До сих пор не изучены закономерности возникновения ГУ в СДГ при запуске и остановке циркуляционных насосов, не установлены расчётные зависимости для определения величины полного и неполного ГУ, ГУ с разрывом и без разрыва сплошности потока, а также условия их возникновения, не разработаны эффективные способы защиты от ГУ в СДГ.

Целью исследования является выявление особенностей возникновения ГУ в СДГ атмосферного типа, установление расчётных формул для вычисления их величины.

Для достижения цели поставлены и решены следующие основные задачи:

– выявлены особенности возникновения ГУ в СДГ атмосферного типа при запуске и остановке циркуляционных насосов;

– определены формулы для расчёта величины ГУ при пуске и остановке циркуляционных насосов для СДГ атмосферного типа в зависимости от его геометрических, гидродинамических и режимных параметров.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Выявление особенностей возникновения ГУ в СДГ атмосферного типа, установление расчётных формул для определения их величины было осуществлено теоретическим методом на основе теории Н.Е. Жуковского, а также путём составления уравнения Д.Бернулли для СДГ с целью определения максимальной скорости истечения теплоносителя в дренажный бак, находящийся под атмосферным давлением.

Величина гидравлического удара $\Delta h_{уд}$ связана, согласно теории Н.Е. Жуковского, с изменением скорости движения воды Δv , в напорном трубопроводе. Поэтому для СДГ были выведены расчётные формулы для определения скорости дренирования воды в дренажный бак v_2 в зависимости от геометрических и гидравлических характеристик СДГ, а затем определены изменения скорости в режимах наполнения системы водой и её циркуляции через СК.

Практические расчёты выполнены с учётом характеристики СДГ 16-ти ведущих мировых производителей. При этом оценка опасности возникновения гидравлических ударов осуществлялось с учётом условий, при которых возникает полный (прямой) и неполный (непрямой) ГУ, с разрывом и без разрыва сплошности потока теплоносителя.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Вывод расчётных формул

Работа СДГ связана с тремя постоянно повторяющимися циклическими процессами: наполнением системы водой, её циркуляцией через СК в расчётном режиме и сливом воды в дренажный бак. Для каждого процесса характерна своя скорость движения теплоносителя по трубопроводам гелиоконтуров: при наполнении – v_n , в расчётном режиме – v_p и при дренировании – v_d .

Скорость теплоносителя в расчётном режиме v_p определяется из условий эффективного теплоотвода от СК, она относительно постоянна во времени в течение солнечного дня и не влияет на процесс возникновения ГУ.

Скорости теплоносителя при наполнении системы водой v_n и при её дренировании v_d резко изменяются в течение не продолжительного периода времени и оказывают решающее влияние величину ГУ.

Определим, в каких пределах может изменяться скорость движения теплоносителя в трубопроводах при дренировании СДГ во время остановки циркуляционного насоса.

Работа СДГ в расчётном режиме (рис.1, а) описывается уравнением Д.Бернулли:

$$p_1 + \rho gh_1 + \rho v_1^2 / 2 = p_2 + \rho gh_2 + \rho v_2^2 / 2 + \rho gh_f, \quad (1)$$

где: p_1 - статическое давление в верхней части гелиоустановки в сечении 1-1 (см.рис.2,а), Па; p_2 - статическое давление в нижней части гелиоустановки в сечении 2-2, Па; ρ - плотность теплоносителя, кг/м³; g - ускорение свободного падения, м/с²; h_1 и h_2 - высота столба теплоносителя относительно плоскости сравнения 0-0 в

верхней и в нижней части СДГ, соответственно, м; v_1 и v_2 , – скорости движения теплоносителя в сечениях 1-1 и 2-2, соответственно, м/с; ρgh_1 и ρgh_2 – гидростатические давления теплоносителя в сечениях 1-1 и 2-2, соответственно, Па; $\rho v_1^2/2$ и $\rho v_2^2/2$ – гидродинамические давления теплоносителя в сечениях 1-1 и 2-2, соответственно, Па; ρgh_f – потери гидростатического давления теплоносителя на пути от сечения 1-1 до сечения 2-2, Па.

При равенстве поперечных сечений циркуляционных трубопроводов в верхней и в нижней частях СДГ в 1-1 и 2-2, т.е. когда $v_1 = v_2$, выражение (1) упрощается и разность статических давлений между нижней p_2 и верхней p_1 частями гелиоконтра будет равно:

$$p_2 - p_1 = \rho gH - \rho gh_f, \quad (2)$$

где: $H = h_1 - h_2$ – геометрическая высота дренируемых участков СДГ, м.

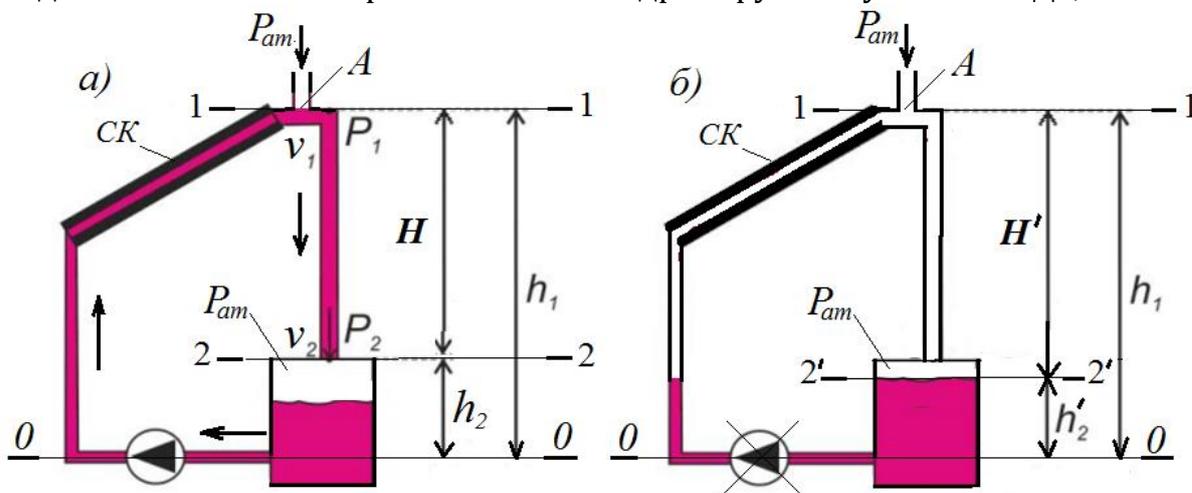


Рис.1. Расчётная схема самодренируемой гелиоустановки при работающем (а) и остановленном (б) насосе

Выражая в уравнении (2) разность статических давлений $p_2 - p_1$ и потери гидростатического давления ρgh_f через гидродинамическое давление:

$$p_2 - p_1 = \rho v_2^2/2, \quad (3)$$

$$\rho gh_f = \zeta_f \rho v_2^2/2, \quad (4)$$

имеем

$$\rho v_2^2/2 = \rho gH - \zeta_f \rho v_2^2/2, \quad (5)$$

здесь ζ_f – полный коэффициент сопротивления, учитывающий все потери давления как по длине последовательно соединенных дренируемых участков трубопровода гелиоконтра, так и в его местных сопротивлениях:

$$\zeta_f = \zeta_l + \sum \zeta_j, \quad (6)$$

где ζ_l – коэффициент сопротивления по длине дренируемых участков трубопровода гелиоконтра,

$$\zeta_l = \frac{\lambda l}{D}, \quad (7)$$

λ – коэффициент трения трубопровода гелиоконтра; D – диаметр трубопровода гелиоконтра, м; l – общая длина дренируемых участков трубопроводов гелиоконтра, м; $\sum \zeta_j$ – суммарный коэффициент местного сопротивления на дренируемых участках гелиоконтра и на входе в дренажный бак.

Решая уравнение (5) относительно скорости истечения v_2 при дренировании теплоносителя из гелиоконтуре в дренажный бак, находящийся под атмосферным давлением $p_{ат}$, находим:

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_f}} \sqrt{2gH}. \quad (8)$$

Согласно теории Н.Е. Жуковского, величина гидравлического удара $\Delta h_{уд}$ связана с изменением скорости движения воды Δv , в напорном трубопроводе следующей зависимостью [8, с.360; 9, с. 110; 10, с.53-57]:

$$\Delta h_{уд} = -\frac{c}{g} \Delta v, \quad (9)$$

где Δv – положительное или отрицательное приращение (во времени) скорости движения жидкости, м/с; c – скорость распространения упругой деформации жидкости, м/с.

Рассмотрим уравнение (9) применительно к СДГ в режимах пуска и остановки циркуляционного насоса.

Во время пуска циркуляционного насоса СДГ (рис.2, б) начальное движения жидкости отсутствует и увеличении скорости происходит от нуля (уровень воды 2`-2`) до скорости в расчётном режиме v_p (наполнение системы до уровня 1-1), т.е. приращение скорости $\Delta v = 0 - v_n = \Delta v_p$. Поэтому полный напор во время пуска циркуляционного насоса СДГ, возникающий в трубопроводе при гидравлическом ударе будет равен

$$\Delta h_{уд}^{пуск} = h_{уд}^{пуск} = \frac{c}{g} \Delta v_p. \quad (10)$$

При остановке циркуляционного насоса установившееся движение жидкости в СДГ осуществляется со скоростью v_p , которое затем изменяется до скорости дренирования v_2 , т.е. приращение скорости при дренировании будет равно

$$\Delta v_d = v_2 - v_p. \quad (11)$$

Поэтому получается положительное значение $\Delta h_{уд}^{ост}$, обуславливающее возникновение волны повышенного давления

$$\Delta h_{уд}^{ост} = \frac{c}{g} \Delta v_d. \quad (12)$$

а полный напор во время остановки циркуляционного насоса СДГ, возникающий в трубопроводе при гидравлическом ударе будет равен

$$h_{уд}^{ост} = h_1 + \Delta h_{уд} = h_1 + \frac{c}{g} \Delta v_d, \quad (13)$$

где h_1 – напор в СДГ при установившемся течении воды, м.

Для случая круглого трубопровода скорость c распространения упругой деформации жидкости равна [8, с.360]:

$$c = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho} \frac{1}{1 + \frac{DE_{ж}}{\delta E_T}}}, \quad (14)$$

где $E_{ж}$ – модуль объёмной упругости жидкости, Па; E_T – модуль упругости материала стенок трубопровода, Па; δ – толщина стенок трубопровода, м.

Для теплоносителя воды формула (14) имеет вид [8, с.360; 9, с. 110; 10, с.53-57]:

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{DE_{ж}}{\delta E_T}}} = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{DE_{ж}}{\delta E_T}}}, \quad (15)$$

где c_0 – скорость распространения звука в покоящейся жидкости, причём для воды

$$c_0 = \sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}} = 1425 \text{ м/с.} \quad (16)$$

Зависимость между скоростью ударной волны c , её длиной L и временем распространения t_{ϕ} выражается следующей формулой [8, с.360; 9, с. 110; 10, с.53-57]:

$$c = 2L/t_{\phi}. \quad (17)$$

В зависимости от времени распространения ударной волны t_{ϕ} и временем T_3 продолжительности разгона (или торможения) циркуляционного насоса СДГ при его пуске (или остановке), в результате которого возник ГУ, можно выделить два вида ударов:

- полный (прямой) ГУ, если $T_3 \leq t_{\phi}$, (18)

т.е. когда отражённая отрицательная волна не успевает подойти к насосу до момента его полного запуска (остановки);

- неполный (непрямой) ГУ, если $T_3 > t_{\phi}$, (19)

т.е. когда отражённая отрицательная волна успевает подойти к насосу до момента его полного запуска (остановки);

здесь T_3 – время закрытия запорного органа (задвижки, вентиля, затвора и т.п.) или пуска и остановки насоса, с;

t_{ϕ} – время, в течение которого волна возмущения возвращается к источнику возмущения в виде обратной волны, называемое фазой удара, с.

Из (18) и (19) с учётом формул (17) и (15), можно записать следующие условия для возникновения гидравлического удара при пуске (остановке) циркуляционного насоса в СДГ:

для полного гидравлического удара

$$T_3 < \frac{2L}{c} = \frac{2L}{1425} \sqrt{1 + \frac{DE_{ж}}{\delta E_T}}; \quad (20)$$

для неполного гидравлического удара

$$T_3 > \frac{2L}{c} = \frac{2L}{1425} \sqrt{1 + \frac{DE_{ж}}{\delta E_T}}. \quad (21)$$

Решая совместно уравнения (10), (17) с учётом условий (18) и (19), а также аналогичным образом уравнения (12), (17) с учётом условий (18) и (19), получаем формулы для определения величины неполного гидравлического удара при пуске и остановке насоса в СДГ в зависимости от его геометрических и режимных параметров и характеристик циркуляционного насоса:

при пуске насоса $\Delta h_{уд}^{пуск} = \frac{2L\Delta v_p}{gT_3}, \quad (22)$

при остановке насоса $\Delta h_{уд}^{ост} = \frac{2L\Delta v_d}{gT_3}. \quad (23)$

Из формулы (22) следует, при одном и том же диаметре трубопровода СДГ ГУ при пуске (остановке) насоса будет тем сильнее, чем больше длина трубопровода L , чем значительнее приращение скорости движения воды при наполнении Δv_p и дренировании Δv_d системы и чем быстрее разгоняется (торможится) циркуляционный насос, время T_3 .

Очевидно, что полный ГУ сильнее неполного. Чем больше время T_3 , тем вероятнее возникнет более слабый неполный ГУ.

В нашем случае происходит не закрытие запорного органа, а включение (или остановка) насоса, поэтому правомерно считать величину T_3 равной времени разгона (торможения) насосного агрегата T_a , определяемой по формуле [10, с.53-57]:

$$T_a = \frac{\pi G D^2 n_o}{120 g M_o}, \quad (24)$$

здесь $G D^2$ — маховый момент насосного агрегата, принимаемый обычно равным маховому моменту электрического двигателя [$\text{Н}\cdot\text{м}^2$], который определяется по формуле:

$$G D^2 = 4 g J, \quad (25)$$

где J — момент инерции ротора электродвигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; n_o — число оборотов электродвигателя в секунду, с^{-1} ; M_o — вращающий момент на валу электродвигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Особым и наиболее сложным случаем гидравлического удара является удар с *разрывом сплошности потока* в трубопроводе. Разрыв потока возникает, когда при гидравлическом ударе дополнительное снижение напора $\Delta h_{\text{уд}} = c v_2 / g$ оказывается больше первоначального напора h_1 в данной точке трубопровода. При этом давление в трубопроводах падает ниже атмосферного уровня, поток разрывается — образуются пустоты, заполненные парами воды. При заполнении образовавшихся водовоздушных полостей происходит соударение противоположных слоёв жидкости, что значительно усиливает ГУ по сравнению с гидравлическим ударом без разрыва сплошности потока.

Для СДГ данный режим является наиболее характерным при остановке циркуляционного насоса. В работе [2, с.53-57] приведены результаты натуральных экспериментальных исследований СДГ площадью гелиополя солнечных коллекторов 178 м^2 . Отмечено, что через 7-10 с после остановки циркуляционных насосов имеют место отрицательное значение давления до 0,2 бар с ГУ.

Критерием возможности нарушения сплошности потока, согласно [10, с.53-57], является соотношение, которое применительно к расчётной схеме СДГ (см.рис.2, а), имеет вид

$$\frac{c}{g} v_2 > h_0 + h_{\text{вак max}}, \quad (26)$$

где h_0 — гидродинамический напор в трубопроводе, м; $h_{\text{вак max}}$ — величина вакуума, образующегося в наивысшей точке системы под действием атмосферного давления (обычно принимают величину 7-8 м [9, с.110]).

В случае разрыва сплошности потока при гидравлическом ударе, возникшем вследствие внезапного отключения насоса, скачок напора составит

$$h_{\text{уд}}^{\text{ост.разрыв}} = \frac{c}{g} v_2 + 3h_1, \quad (27)$$

где h_1 — статический напор, определяемый как разница между отметкой максимального уровня воды в системе и отметкой установки насоса (см. рис.2).

Гидродинамический напор в трубопроводе h_0 определяется с учётом скорости течения воды. При остановке потока h_0 можно принять равным статическому напору h_1 .

Если соотношение (23) не выполняется, и разрыва сплошности потока не произойдёт, то напор при ГУ следует определять по формуле (13).

Таким образом, расчёт ГУ в СДГ является довольно сложной задачей, так как зависит от многих факторов, влияющих на величину и условия протекания ГУ,

которые следует различать и правильно учитывать при практических расчётах. Например, величина ГУ в одной и той же СДГ будет различной при пуске и остановке насоса, в режимах с разрывом сплошности потока и без разрыва, при полном и не полном ГУ.

Полученные зависимости позволяют производить расчёт величины ГУ в СДГ в следующих случаях:

- при пуске циркуляционного насоса для полного ГУ по формуле (10);
- при остановке циркуляционного насоса для полного ГУ по формуле (12);
- при пуске циркуляционного насоса для неполного ГУ по формуле (22);
- при остановке циркуляционного насоса для неполного ГУ по формуле (23);
- при остановке циркуляционного насоса для полного ГУ с разрывом сплошности потока по формуле (27), когда выполняется условие (26).

Зная геометрическую высоту H дренируемых участках СДГ и полный коэффициент сопротивления ζ , который зависит от диаметра D , протяженности L , материала λ трубопровода и местных сопротивлений $\sum \zeta_j$ по формуле (8) можно рассчитать величину скорости истечения v_2 теплоносителя при дренировании системы. По известной величине скорости v_2 не трудно рассчитать приращение скорости теплоносителя при дренировании Δv_d относительно скорости в расчётном режиме v_p , а по полученным зависимостям определить величину ГУ при пуске и остановке циркуляционного насоса СДГ, а также для случая с разрывом и без разрыва сплошности потока.

Результаты расчётов величины гидравлического удара для самодренируемых гелиоустановок

На основе полученных формул были выполнены расчёты величины гидравлического удара с учётом геометрических, гидравлических и других характеристик СДГ. Величина ГУ для СДГ определялась при пуске и остановке циркуляционных насосов типа Grundfos UPS 25-125 (трехскоростной насос: $n_1=1900$, $n_2=2400$, $n_3=2900$ об/мин). Расчётные геометрические параметры СДГ приняты в интервале соответствующему 16-ти ведущих мировых производителей СДГ [13, с.48-53]: разность отметок $H=5\div 25$ м, протяжённость гелиоконтуров $L=20\div 40$ м, трубы стальные ($E_T=210\cdot 10^9$ Па), теплоноситель – вода ($E_{ж}=2,03\cdot 10^9$ Па). Другие расчётные параметры приняты согласно рекомендациям «Руководства по проектированию систем солнечного теплоснабжения» [14, с.69-70, с.72, с.73]: удельный расход теплоносителя через СК $q=25$ л/(ч \cdot м²), общая площадь СК $F_K=20\div 40$ м², диаметр трубопроводов $D=20\div 25$ мм, расход теплоносителя в гелиоконтуре Q , л/ч, из условия, что скорость теплоносителя в расчётном режиме работы СДГ v_p должна соответствовать рекомендуемому диапазону – от 0,4 до 0,7 м/с, средняя температура нагреваемого теплоносителя $t_{cp}=50^\circ\text{C}$ (коэффициент кинематической вязкости $\nu_{50}=0,556\cdot 10^{-6}$ м²/с). Значения коэффициентов местного сопротивления приняты [15, с.259]: для тройников на проход - $\zeta_{тр.пр.} = 1$, для тройников на поворот - $\zeta_{тр.пов.} = 3$, для СК - $\zeta_{ск} = 2$, для вентилялей - $\zeta_{вент.} = 16$. Число местных сопротивлений определено по количеству СК из условия, что один СК имеет поверхность 2 м². Результаты расчётов приведены в табл. 1.

Таблица 1
Результаты расчётов величины гидравлического удара для самодренируемых гелиоустановок

Обозначение величины	Способ определения	Числовое значение					
		20	25	30	35	40	
$F_k, м^2$	принято по [14, с.69]	20	25	30	35	40	
$H, м$	принято по [13, с.48-53]	5	10	15	20	25	
$L, м$	принято по [13, 48-53]	20	25	30	35	40	
$D, м$	принято по [14, с.73]	0,02	0,02	0,025	0,025	0,025	
$q, л/(ч \cdot м^2)$	принято по [14, с.70]	25	25	25	25	25	
$Q, л/ч$	$Q = F_k \times q$	500	625	750	875	1000	
$v_p, м/с$	$v_p = 4Q \cdot 10^{-6} / (3,6\pi D^2)$	0,442	0,553	0,425	0,495	0,566	
Re_D	$Re_D = vD/\nu$	15899	19892	19110	22257	25450	
λ	$\lambda = 0,3164/Re_D^{0,25}$ [9, 160]	0,028	0,027	0,027	0,026	0,025	
ζ_l	формула (7)	28	33,75	32,4	36,4	40	
$\sum \zeta_j$	принято по [15, с.259]	70	88	106	124	140	
ζ_f	формула (6)	98	121,75	138,4	160,4	180	
$v_2, м/с$	формула (8)	0,995	1,264	1,453	1,559	1,646	
$\Delta v_d, м/с$	формула (11)	0,553	0,711	1,028	1,064	1,080	
$c, м/с$	формула (15)	1381,2	1381,2	1370,9	1370,9	1370,9	
$t_\phi, с$	$t_\phi = 2L/c$	0,029	0,036	0,043	0,051	0,058	
$M_o, Н \cdot м$	$M_o = \frac{30P}{\pi n}$	$P=135Вт, n_1=1900$	0,68	-	-	-	-
		$P=210 Вт, n_2=2400$	-	0,84	-	2×0,84*	-
		$P=270 Вт, n_3=2900$	-	-	0,89	-	2×0,89*
$J, кг \cdot м^2$	Принято по [16, с.46]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	
$T_3, с$	формула (24)	0,195	0,199	0,227	0,237	0,255	
	Сравнение значений t_ϕ и T_3	$t_\phi < T_3$	$t_\phi < T_3$	$t_\phi < T_3$	$t_\phi < T_3$	$t_\phi < T_3$	
	$t_\phi < T_3$, значит ГУ неполн						
$\Delta h_{уд}^{пуск}, м$	формула (22)	9,24	14,16	11,45	14,90	18,10	
$\Delta h_{уд}^{ост}, м$	формула (23)	11,56	18,21	27,69	32,03	34,54	

*Для создания требуемого напора два насоса Grundfos UPS 25-125 соединены последовательно.

ОБСУЖДЕНИЕ

Анализ результатов практических расчётов величины ГУ для СДГ (см.табл.1) при пуске и остановке циркуляционных насосов типа Grundfos UPS 25-125, которые нашли широкое применение на практике в СДГ [4, с.16-22], показывает:

1. Для СДГ со стальными трубами при пуске и остановке циркуляционных насосов характерен неполный (непрямой) ГУ, для которого время пуска и остановки насоса превышает время, в течение которого волна возмущения возвращается к источнику возмущения в виде обратной волны, т.е. когда $t_{\phi} < T_3$. Это можно объяснить тем, что насос, в отличие от другого запорного органа (задвижки, вентиля, затвора, обратного клапана и т.п.), не резко останавливает поток при отключении электроэнергии, а некоторое время продолжает сбавлять свои обороты, а затем начинает пропускать поток через себя в обратном направлении без его резкой остановки.

2. Величина ГУ при пуске циркуляционных насосов $\Delta h_{уд}^{пуск}$, как правило, значительно меньше величины ГУ $\Delta h_{уд}^{ост}$ при их остановке, что соответствует экспериментальным и натурным исследованиям [2, с.53-57, 11, с.111-120]. Следует отметить, что для СДГ при пуске циркуляционных насосов происходит выдавливание воздуха из СК и наполнение их водой. В этом случае воздух играет роль пневматического амортизатора, который снижает величину ГУ.

3. На величину ГУ в СДГ большое влияние оказывают электромеханические характеристики циркуляционных насосов. Поэтому при проектировании СДГ подбор циркуляционных насосов кроме основных их показателей (напор и расход) должен осуществляться также с учётом электромеханических характеристик (мощность, число оборотов, вращающий момент на валу электродвигателя и момент инерции его ротора), влияющих на величины ГУ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Штатный режим работы самодренируемых гелиоустановок связан с ежедневным пуском и остановкой циркуляционных насосов гелиоконтра, что может сопровождаться гидравлическими ударами из-за резкого изменения скорости движения потока теплоносителя в режимах разгона и остановке циркуляционных насосов.

2. Получены зависимости для расчёта величины гидравлических ударов в самодренируемых гелиоустановках атмосферного типа при пуске и остановке циркуляционных насосов в зависимости от геометрических и гидродинамических характеристик гелиоустановок, а также электромеханических показателей циркуляционных насосов.

3. На величину гидравлического удара в самодренируемых гелиоустановках большое влияние оказывают электромеханические характеристики циркуляционных насосов. При проектировании самодренируемых гелиоустановок подбор циркуляционных насосов кроме основных их показателей (напор и расход) должен осуществляться также с учётом их электромеханических характеристик (мощность, число оборотов, вращающий момент на валу электродвигателя и момент инерции его ротора), влияющих на величины гидравлического удара.

4. Особым и наиболее сложным случаем гидравлического удара в самодренируемых гелиоустановках является удар с разрывом сплошности потока. Гидравлический удар при остановке насоса существенно усиливается при разрыве сплошности потока теплоносителя.

Библиографические ссылки

1. В.А. Бутузов, Е.В. Брянцева, В.В. Бутузов и И.С. Гнатюк, “Самодренируемые гелиоустановки”, *Альтернативная энергетика и экология*, №2, стр.10-14, 2010.
2. В.А. Бутузов, В.В. Бутузов, Е.В. Брянцева и И.С. Гнатюк, “Самодренируемые гелиоустановки: мировой и российский опыт разработки и сооружения”, *СОК*, №2, стр.53-57, 2017.
3. R. Botpaev and K.Vajen, “Drainback systems: market overview”, *11. Internationale Konferenz fur solares Heizen und Kühlen*. – Gleisdorf, Austria. – 2014.
4. Y.K. [Rashidov](#), S.Y. [Sultanova](#) and K.T. [Sur'atov](#), “[Increase in dependability and efficiency of self-draining water systems of solar heat supply](#)”, *Applied Solar Energy*, vol. 53, no.1, pp.16-22, 2017.
5. Y.K. [Rashidov](#), K.Y. [Rashidov](#), I.I. [Mukhin](#), K.T. [Sur'atov](#), J.T. Orzimatov and S.S. Karshiev, “Main Reserves for Increasing the Efficiency of Solar Thermal Energy in Heat Supply Systems (Review)”, *Applied Solar Energy*, vol. 55, no.2, pp.91-100, 2019.
6. Y.K. [Rashidov](#) and K.Y. [Rashidov](#), “The Main Changes Made to the Building Codes and Regulations of the “Solar Hot Water Installations” to Increase Energy Efficiency of Projected Solar Power Plants”, *Applied Solar Energy*, vol. 55, no.3, pp.219-222, 2019.
7. R. Botpaev, Y. Louvet, B.Perers, S.Furbo and K.Vajen, “Drainback solar thermal systems: A review”, *Solar Energy*, 128, 41-60, 2016.
8. А.М. Курганов и Н.Ф. Федоров, *Гидравлические расчёты систем водоснабжения и водоотведения: Справочник*. Ленинград: Стройиздат, 440 стр., 1986.
9. Р.Р. Чугаев, *Гидравлика: Учебник для вузов*. Ленинград: Энергоиздат, 672 стр., 1982.
10. А.Ю. Рушников, “Гашение гидравлических ударов с помощью бака-гидроаккумулятора при заборе воды из скважины”, *СОК*, №3, стр.53-57, 2015.
11. Д.Н. Смирнов и Л.Б. Зубов, *Гидравлический удар в напорных водоводах*. Москва: Стройиздат, 125 стр., 1975.
12. В.С. Дикаревский, *Водоводы. Монография*; Труды РААСН. Строительные науки. Том 3. Москва.: РААСН, 200 стр, 1997.
13. J. Berner, “Drainback systems: empty and safe”, *Sun, Wind Energy*, no.5, pp.48-53, 2008.
14. “Руководство по проектированию систем солнечного теплоснабжения”, Издание 06/2010. Internet: www.viessmann.ua/content/.../pr_kniga-pro-solnce_06-2010.pdf Янв. 4, 2019..
15. В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканави и др., *Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.1. Отопление*. М.: Стройиздат, 344 стр., 1990.
16. В.Л. Лихачев, *Электротехника: Справочник*. Москва: СОЛОН-Пресс, Том.2, 448 стр., 2003.
17. Ю.К. Рашидов, *Инновационный метод повышения эффективности и надёжности систем солнечного теплоснабжения на основе применения*

саморегулируемых активных элементов: Монография. Toshkent: Iqtisod-Moliya, 224 стр., 2019.

18. Y.K. [Rashidov](#), K.Y. [Rashidov](#), I.I. [Mukhin](#), K.T. [Sur'atov](#) and Z.Z. [Rakhimov](#), “[Features of the Design of a Self-Draining Solar Power Plant with an Active Element](#)”, *Applied Solar Energy*, vol.54, no.3, pp.182-186, 2018.

19. Y.K. [Rashidov](#), “Calculating the Hydrodynamic Characteristics of the Active Section of the Self-Draining Solar Loop of a Heating System”, *Applied Solar Energy*, vol. 54, no.2, pp.95-98, 2018.

20. Е.Я. Соколов, *Теплофикация и тепловые сети.* Москва: Энергоиздат, 360 стр., 1982.