

Наприклад:

застосування охолоджуваних стель і панельно-променевого опалення для зниження затрат енергії на охолодження й опалення, а також для покращення комфорту;

знижена до мінімально необхідного рівня продуктивність системи кондиціонування повітря за рахунок зниження теплових надходжень до приміщення в теплу пору року і використання природної вентиляції;

утилізація тепла повітря, яке видаляється, для підігріву приточного повітря;

застосування в системі водяного опалення насосів з автоматично регульованою швидкістю обертання для зниження витрат енергії та, як наслідок, отримання комфортної температури повітря у приміщеннях, що обслуговуються.

Але для того щоб запропонувати діючі заходи по підвищенню ефективності використання енергії в будівлі необхідно грамотно скласти і розрахувати тепловий баланс будівлі і зробити оцінку його енергоефективності. Тепловий баланс включає в себе опалювальне навантаження будівлі, на яку впливають витрати тепла через огорожувальні конструкції, витрати тепла на підігрів повітря, що інфільтрується, витрати тепла на підігрів вентиляційного повітря, тепловиділення від сонячної радіації крізь світові отвори та внутрішні побутові тепловиділення.

Енергоефективна будівля надає великі можливості при проектуванні будівель в залежності від національних традицій і географічного місцезнаходження, але, нічого фундаментально відмінного від традиційного будівництва немає. З економічної точки зору реалізація такого проекту потребує збільшення капітальних витрат на будівництво на 5-8 %, але, ці вклади окупаються економією енергії і, відповідно, зниженням експлуатаційних затрат і забезпеченням комфортних умов проживання.

Висновок. Масштабність і багатоплановість будівництва, складність його структури, можливість багатоцільового використання території, впровадження нових архітектурно-технічних підходів, конкретних технічних, експлуатаційних та енергоефективних пропозицій потребують прийняття оперативних рішень під час реалізації проектів. На це і повинні бути орієнтовані сучасні методи містобудівного проектування які об'єктивно становляться важливою складовою єдиного процесу управління комплексним розвитком великих, промислових міст та регіонів.

Список літератури

1. Авдотьин Л.Н. Градостроительное проектирование: Учеб. для вузов / Л.Н. Авдотьин, И.Г. Лежаева, И.М. Смоляр // – М.: Стройиздат, 1989. – 432 с.
2. Декларационный патент изобретение № RU 2140625 C1 „Способ определения физического состояния зданий и сооружений”, авторы Селезнев В.С., Еманов А.Ф., Барышев В.Г., Кузьменко А.П. (получен 17.02.98 г.) – 5 с.
3. Корчинский И.Л. Колебания высотных зданий / И.Л. Корчинский / – М.: Госстройиздат, 1953. – 44 с.
4. Суетин С. Видеоэкология небоскребов. / С. Суетин // Архитектурный вестник. – М. 2005. – №4 (85). – С. 162-167.
5. Маклакова Т.Г. Градостроительные и архитектурно-типологические проблемы высотной застройки Москвы. / Т.Г. Маклакова // Сб. докл. II Международного симпозиума по строительным материалам КНАУФ для СНГ. Современное высотное строительство. Эффективные технологии и материалы. (октябрь 2005). – М.: МГСУ, 2005. – С. 139-154.
6. Декларационный патент изобретение № RU 2242026 C1 Способ определения истинных значений собственных частот колебаний зданий, авт. Острецов В.М., Гендельман Л.Б., Вознюк А.Б., Болдырев С.С., Капустян Н.К. (получен 15.01.2004 г.) – 6 с.
7. Енергоефективний дім [Електронний ресурс]. – Режим доступу: www.rosana.com.ua
8. Кащенко Т.О. Енергозбереження та розвиток архітектурної форми / Т.О. Кащенко // Містобудування: Міжвідом. наук.-техн. зб. – К.: НДПІ містобудування, 1998. – Вип. 46. – С. 147-154.

Рукопис подано до редакції 01.03.11

УДК 621.311.22

ГЕНЧО ПАНИЧАРОВ, канд. техн. наук, инж., Варненский свободный университет (Болгария)
О.Г. МОВЧАН, канд. хим. наук, доц., ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ КАСКАДНОГО СБРОСА КОНДЕНСАТА НА ТЭС И МЕТОДЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

Рассмотрены причины возникновения пульсационного течения в трубопроводах каскадного сброса конденсата греющего пара. Предложены строительные и технологические решения для эффективного снижения вынужденных колебаний трубопроводов каскадного сброса конденсата.

Проблема и ее связь с научными и практическими знаниями. Работа вспомогательного оборудования и трубопроводных систем блоков оказывает существенное влияние на надеж-

ность и безаварийность эксплуатации основного оборудования ТЭС. Опыт эксплуатации крупных электростанций показал, что в переменных режимах работы турбоустановки вскипание конденсата в трубопроводах каскадного сброса теплообменных аппаратов приводит к снижению их пропускной способности. Это обуславливает рассогласование количества конденсирующегося греющего пара и количества пропускаемого конденсата. Вследствие рассогласования устанавливается постоянное перерегулирование, приводящее к автоколебательному изменению уровня конденсата в объеме аппарата и пульсационному течению в трубопроводе. Пульсационное течение двухфазной смеси вызывает значительные гидродинамические усилия, приводящие к заметным вибрациям трубопроводов и может в ряде случаев являться причиной аварийных ситуаций, вплоть до отключения энергоблоков.

Постановка задачи. Экспериментальное исследование нестационарного течения кипящего потока в трубопроводной линии в условиях промышленной эксплуатации позволяет наиболее полно охватить основные факторы, влияющие на вибрации трубопроводов в системе со сложными внутренними связями.

Промышленному эксперименту предшествовал выбор объекта с типичными схемными связями. В связи с этим, в качестве объекта промышленного исследования выбрана группа подогревателей низкого давления пара теплофикационной турбоустановки ТЭЦ «Варна» (Рис. 1).

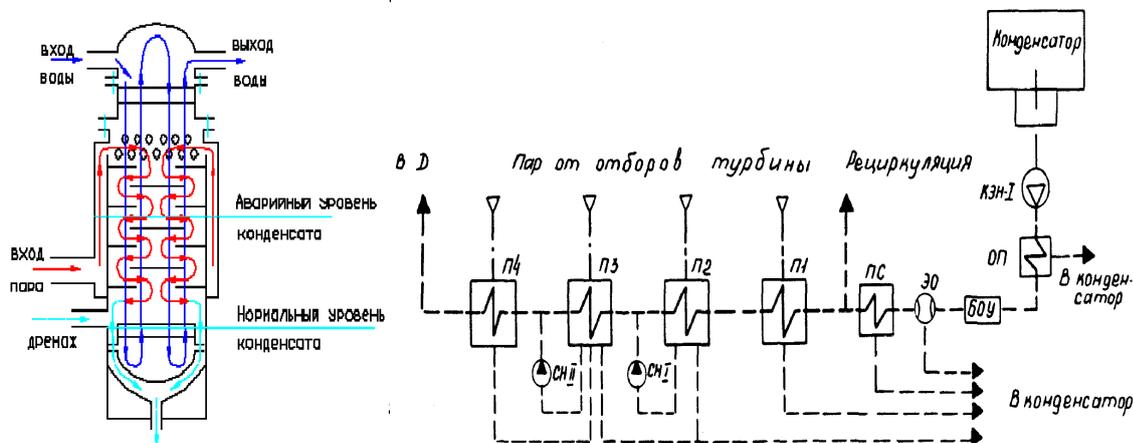


Рис. 1. Схема работы подогревателей низкого давления турбоустановки:
→ - подогреваемая вода (основной конденсат); — — — — — греющий пар; — — — — — дренаж

Специфика экспериментов, при которых следовало фиксировать малые изменения значений величин в одно- и двухфазном потоке накладывает дополнительные требования к уменьшению ошибок измерений и отсчета, а также установления необходимых поправок. Принятая схема измерений позволяет осуществлять все необходимые как прямые, так и косвенные измерения при ограничении общего числа опытов.

Как показали результаты испытаний, в режимах плавного снижения расхода D и давления P греющего пара теплообменный аппарат стабильно работает, что указывает на надежность работы трубного пучка. Это позволяет утверждать, что по паровой и водяной стороне на работу аппарата не накладываются никакие возмущения, связанные со снижением параметров режима работы и процесс теплопереноса в аппарате остается достаточно стабильным.

Однако результаты экспериментальных исследований показали, что несмотря на стабильность процесса переноса в теплообменном аппарате имеет место постоянное рассогласование количества греющего пара и количества конденсата, пропускаемого по трубопроводу каскадного сброса. Течение через трубопровод каскадного сброса носит четко выраженный пульсационный характер, вызывающий вынужденные колебания трубопровода. Обращает на себя внимание и тот факт, что с изменением расхода и давления греющего пара меняется как частота, так и амплитуда колебания.

Поскольку можно предположить, что пульсационное течение конденсата в линии каскадного сброса в условиях переменных режимов может быть следствием неустойчивой работы регулирующего клапана, то представлял несомненный интерес анализ работы трубопроводной линии в режиме максимального расхода и давления пара. Результаты измерений уровня в объ-

еме аппарата показали, что процесс течения при постоянных условиях на входе и выходе из трубопроводной линии носит ярко выраженный автоколебательный характер.

Установленный в условиях промышленной эксплуатации факт, что изменение граничных условий не меняет пульсационный характер течения по трубопроводу сделал необходимым организовать эксперимент по работе теплообменного аппарата в условиях отключения регулятора уровня, т.е. в промышленном эксперименте была разорвана обратная связь переменного сопротивления (регулирующего клапана) с положением уровня в объеме аппарата. Результаты испытаний однозначно определили, что пульсационный характер течения кипящего конденсата определяется существованием обратной связи регулятора уровня с положением уровня и смещением критического сечения линии с седла клапана на срез трубопровода, вследствие движения двухфазного потока [1].

Изложение материала и результаты. Сложность течения двухфазной пароводяной смеси в трубопроводах с регулирующими клапанами теплообменных аппаратов практически исключает возможность детального исследования влияния различных факторов на процесс течения из-за технически невыполнимых условий варьирования факторами.

Поэтому метод математического моделирования остается единственно возможным методом исследования. Задача исследования пульсационного течения требует создания математической модели трубопроводной линии с переменным гидравлическим сопротивлением. Одним из типов математических моделей, соответствующих реальным потокам с мелкодисперсной и равномерно распределенной структурой фаз является гомогенная равновесная модель потока [2]. Но для потоков с пузырьковой структурой и небольшим массовым расходом паросодержанием $x < 0,05$ наиболее ощутимы эффекты механического и термодинамического неравновесия фаз. В связи с этим разработана математическая модель нестационарного неравновесного течения в трубопроводной системе с переменным сопротивлением. Для решения неравновесной задачи необходимо располагать дифференциальными уравнениями, описывающими распределение истинного объемного паросодержания φ и плотности центров парообразования N , во времени и пространстве

$$\frac{\partial G}{\partial z} = - \frac{\partial \rho}{\partial \tau} \frac{\partial I}{\partial \tau} = r \frac{\partial \psi}{\partial \tau} - G \frac{\partial I}{\partial z}$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = - \frac{\partial G}{\partial \tau} - \frac{\partial}{\partial z} (G^2 V) - (F_{тр} + F_{мс} + F_{нив})$$

$$\frac{\partial(\rho''\varphi)}{\partial \tau} = A(Nv^2)^{-2} - \frac{\partial}{\partial z} (\rho''\omega''\varphi); \frac{\partial Nv}{\partial \tau} = \frac{4fNs}{D} - \frac{\partial}{\partial z} (\omega''Nv)$$

где $\psi = \rho'(1-\varphi)x + \rho''\varphi(1-x)$ - поправочный член на относительную скорость фаз;

$V = \frac{(1-x)^2}{(1-\varphi)\rho'} + \frac{x^2}{\rho''}$ - эффективный удельный объем; $\rho = \rho'(1-\varphi) + \rho''\varphi$ - плотность смеси; $I = i'(1-\varphi) + i''\varphi$ - энтальпия смеси; $G = (1-\varphi)\rho'\omega' + \rho''\omega''$ - массовый расход; $F_{мс}; F_{тр}; F_{нив}$ - потери напора на местные сопротивления, сопротивления трения и нивелирного перепада; φ - истинное объемное паросодержание; x - массовое расходное паросодержание. Nv - плотность центров парообразования в единице объема; Ns - плотность центров парообразования в сечении вскипания; f - частота отрыва пузырей; $A = \frac{2\rho_{cp}\Delta T}{\tau} \sqrt{2\pi\alpha(\omega l - \omega r)R_{от}}$ - поправочный коэффициент;

$a = al + k \left(1 - \varphi\right) \frac{1 - \omega}{1 + \omega} W_e D_\delta$ - коэффициент турбулентной теплопроводности жидкости; k - безразмерный экспериментальный коэффициент;

$\omega = \frac{W_e R_{от}^2}{Dg\dot{v}}$; $\delta = \begin{cases} 1 \rightarrow R_{от} > (\dot{v}^3 D)^{0,25} We^{-0,75} \\ 0 \rightarrow R_{от} < (\dot{v}^3 D)^{0,25} We^{-0,75} \end{cases}$; ωl и ωr - соответственно скорость движения жидкости и пузырей; $R_{от}$ - радиус отрыва пузырей;

В условиях течения адиабатно вскипающего потока среднemasсовая температура жидкости не меньше температуры насыщения. Предполагая, что температуры фаз слабо изменяются во времени, определяем частоту отрыва пузырей:

$$f = \sqrt{\frac{39,33}{\pi}} Ja(\lambda/8)^{9/28} We^{4/7} R_{от} - 10/7 al^{1/2} \dot{v}_1^{-1/4}$$

где $R_{от} = 1,1 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\lambda}{8}\right)^{-1} We^{-10/7} Re^{-2/9} \frac{D}{2}$; $Ja = \frac{\rho_1 \rho_2 \Delta T}{r_1 \rho_1''}$ - число Якуба; $We = \frac{(\rho \omega)^2}{\rho \sigma}$ - число Вебера.

Для определения плотности центров парообразования на поверхности при адиабатном вскипании используем соотношение

$$N_S = N_{S_{max}} \{0,5 + \Phi_0[\xi(1 -)]\}$$

где $N_{S_{max}} = 1/2 R_{от}^2 \sqrt{3}$ - максимальная плотность пузырьков на поверхности; $\xi = \alpha(1 -)$ - подынтегральная функция; $\Phi_0(\xi) = 1/2\pi \int_0^\xi \exp(-1/2\xi^2) d\xi$ - интеграл вероятности.

Разработанная математическая модель неравновесного потока была применена для исследования течения в трубопроводных линиях каскадного сброса конденсата подогревателей низкого давления. Исследования проводились с целью проверки адекватности математической модели реальному процессу течения, оценки влияния пульсаций уровня конденсата в объеме аппарата, массовой скорости в трубопроводе и давления за клапаном на возникновение вынужденных колебаний трубопровода.

Математическая модель вынужденных колебаний трубопровода. Рассмотрим вынужденные колебания трубопровода под действием периодического точечного источника, находящегося в точке с координатой z . Соответствующее уравнение колебаний может быть представлено следующим образом [3]

$$(\rho_1 + \rho_2)\ddot{v} + 2\rho_2 V_{ou} \dot{v} - E v = \xi [f_0 \cdot \exp(i\omega t)] \delta(x - z),$$

где $E = E_0 - \rho_2 V_{ou} > 0$.

Полагая, что прошли все релаксационные процессы, возникающие с началом колебания трубопровода, для вынужденных колебаний будем искать установившееся решение типа

$$v(x, t) \xi [u(x)] \exp(i\omega t).$$

Последнее, с учетом выбора граничных условий (концы трубопровода жестко заделаны): $u(0) = 0$; $u(L) = 0$, приводит к краевой задаче для обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка

$$\begin{cases} -\omega^2(\rho_1 - \rho_2)u + 2i\omega\rho_2 V_{ou} u - E u'' = f_0 \delta(x - z) \\ u(0) = 0; u(L) = 0 \end{cases}$$

Интегрируя это уравнение в интервале $[z - \varepsilon, z + \varepsilon]$, получаем

$$-E u \Big|_{z - \varepsilon}^{z + \varepsilon} + 2i\omega\rho_2 V_{ou} \Big|_{z - \varepsilon}^{z + \varepsilon} = f_0.$$

Поскольку при конечном скачке производной, функция меняется непрерывным образом, приходим к следующим условиям непрерывности в точке действия гидродинамической силы

$$\begin{cases} -E u \Big|_{z + \varepsilon}^{z + \varepsilon} = f_0 & \text{и} \\ \Big|_{z + \varepsilon}^{z + \varepsilon} = 0_o. \end{cases}$$

Соответственно в каждой из областей, слева и справа от точки приложения вынуждающей силы, уравнение имеет вид

$$E y'' - 2i\omega\rho_2 V_{ou} y + \omega^2(\rho_1 - \rho_2) y = 0,$$

характеристические корни которого равны $k = i(k_0 \pm \lambda)$

где $k_0 = \frac{\omega\rho_2 V_{ou}}{E}$; $\lambda = \omega \frac{\sqrt{r_2^2 V_{ou}^2 + (\rho_1 + \rho_2) E}}{E}$, что совместно с граничными условиями и условиями непрерывности дает решение вида

$$y(x, t) = \frac{f_0}{\lambda E \sin(\lambda L)} [\omega t + k_0(x - z)] \omega(x)$$

где $\omega(x) = \begin{cases} \sin[\lambda(L - z)] \sin(\lambda x), & \text{при } x \leq z, \\ \sin(\lambda L) \sin[\lambda(L - x)], & \text{при } x > z. \end{cases}$

Анализ численных результатов математических моделей. Численные исследования нестационарного неравновесного течения показывают, что независимо от характера изменения электрической нагрузки турбоустановки, процессы колебания уровня конденсата, пульсации массовой скорости и давления имеют устойчивый характер и приводят к возникновению вынужденных колебаний трубопровода. Амплитуды вынужденных колебаний возрастают с увеличением скорости разгрузки и в режимах мгновенных сбросов нагрузки, что соответствует результатам промышленного эксперимента [4]. Увеличение начального паросодержания приводит к повышению амплитуд вынужденных колебаний. С увеличением уклона пропускной характеристики регулирующего клапана возрастают амплитуды колебания уровня и пульсации давления, что приводит к повышению амплитуд вынужденных колебаний трубопровода. Нечувствительность регулирующего устройства является единственным фактором, определяющим частоту колебания уровня и пульсации давления и массовой скорости, т.е. частоту вынужденных колебаний трубопровода. При постоянной нечувствительности, с увеличением скорости разгрузки возрастают амплитуды и частота вибраций. Частота вибрации зависит от некоторой характерной длины и скорости теплоносителя и может быть определена следующим образом

$$f = mW_{зв}/2d$$

где f - частота колебаний, Гц; m - номермоды, безразмерный множитель; $W_{зв}$ - скорость звука в межтрубной двухфазной жидкости, м/сек; d - наружный диаметр трубопровода.

В режиме сброса в конденсатор характер пульсационного течения конденсата в трубопроводе сохраняется, а противодействие влияет лишь на количественные характеристики процесса - имеет место снижение амплитуды пульсации давления и соответственно уменьшение амплитуды вынужденных колебаний трубопровода, что указывает на демпфирующий характер строительной длины трубопровода.

Анализ результатов расчета показывает, что пульсационный характер процесса в трубопроводе определяется не колебательными характеристиками регулятора уровня, а наличием обратной связи регулирующего устройства с положением уровня в объеме аппарата, что соответствует результатам промышленного эксперимента.

Методы устранения вибрации трубопроводов. Эффективное устранение вибрации трубопроводов может быть достигнуто с использованием малогабаритных активных компенсаторов, способных сглаживать пульсации давления в трубопроводных системах энергетических установок [5]. Они могут быть активными и пассивными в зависимости от принципа их воздействия на систему. К активным гасителям относятся: гасители колебания поршневого типа; типа герметичного закрытого цилиндра, заполненного рабочей жидкостью, в котором может совершать вибрационное перемещение инертная масса; виброгасители, использующие гидравлическое сопротивление, возникающее при продавливания рабочей жидкости через малые калиброванные отверстия. Такие строительные конструкции позволяют варьировать коэффициентами сопротивления в весьма широких пределах в значительном диапазоне температур, возможных в эксплуатации. Дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания в условиях динамического гашения имеют вид

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1(t) + (c_1 + c_2) \dot{x}_1(t) + \mu - c_2 x_2(t) &= Q \sin(\omega t) \\ m_1 (d^2/dt^2) x_1(t) + (c_1 + c_2) \dot{x}_1(t) + \mu [v_1(t) - v_2(t)] - c_2 x_2(t) &= Q \sin(\omega t) \\ m_2 (d^2/dt^2) x_2(t) + (c_2 + c_2) \dot{x}_2(t) - x_1(t) + \mu [v_2(t) - v_1(t)] &= 0. \end{aligned}$$

где $m_1, m_2, c_1, c_2, x_1, x_2$ - массы, коэффициенты жесткости и обобщенные координаты основной системы и системы гасителя; ω - частота возбуждения; μ - коэффициент сопротивления в системе гасителя; v_1, v_2 - виброскорости масс.

К пассивным гасителям можно перечислить гасителей, которые не воздействуют на динамику движения рабочей жидкости, а снижают механические вибрации путем зажатия трубопроводов демпфирующими хомутами или установками упругих элементов (полимерных материалов, резиновых жгутов, эластичных пружин и др.) на каркасе.

Так как пульсационное течение двухфазной смеси вызывает значительные гидродинамические усилия, приводящие к заметным вибрациям трубопроводов, то к технологическим решениям снижения вибрации можно отнести все мероприятия, связанные с подавлением вскипания конденсата - впрыск холодного конденсата перед регулирующим клапаном, конструирование регулятора с разгрузкой по давлению, наладка обратной связи регулятора уровня с учетом возможного вскипания конденсата греющего пара.

Выводы. В представленной работе рассмотрены причины возникновения пульсационного течения в трубопроводах каскадного сброса конденсата греющего пара. Указано, что пульсационное течение двухфазной смеси вызывает значительные гидродинамические усилия, приводящие к заметным вибрациям трубопроводов. Разработанные строительные и технологические решения являются эффективным средством снижения вынужденных колебаний трубопроводов каскадного сброса конденсата.

Список литературы

1. **Ильченко О.Т., Паничаров Г.Х.** Вибрации трубопроводов системы РППВ на ТЭС. VI Национальная научно-техническая конференция с международным участием 2 «Тепло- и ядерно энергетические проблемы Н Р Б». Варна, 1984. - С. 171-175.
2. **Нигматулин Р.И.** Динамика многофазных сред. Москва, Наука, 1987. - С. 89-92.
3. **Медведев А.П., Лебедев В.Г.** Об определении разхода жидкости по фазе вынужденных колебаний трубопроводов. Москва, Физика, № 4, 2006 г. С. 59-64.
4. **Бутусов О.Б., Мешалкин В.П.** Компьютерное моделирование нестационарных потоков в сложных трубопроводах. Москва, ФИЗМАТГИЗ, 2005. С. 283-287.
5. **Васильев А.В., Глейзер А.И., Чернов Н.С.** Снижение вибрации и низкочастотного шума энергетических установок. Механика и машиностроение, 2011 г. С. 281-287.

Рукопис подано до редакції 01.03.11

УДК 622.86: 622.272

А.В. ДАВЫДОВ, ПАО «Евраз Суха Балка»,
А.М ГОЛЬШЕВ, д-р техн. наук, проф., Е.В. ПИЩИКОВА, канд. техн. наук, доц.,
ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ФАКТОРОВ РИСКА ТРАВМИРОВАНИЯ РАБОТНИКОВ В УСЛОВИЯХ ПОДЗЕМНОЙ ДОБЫЧИ ЖЕЛЕЗНЫХ РУД

Приведена технология управления риска травмирования в условиях горных предприятий Кривбасса; дано сравнение понятий «профессиональный» и «производственный» риски с позиции организации труда; разработан реестр опасностей при работе в подземных условиях и перечень опасностей, воздействующих на работников основных профессий ПАО «Евраз Суха Балка».

Ключевые слова: реестр опасностей, профессиональный риск, идентификация опасностей, железорудные шахты

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Идентификация, оценка и управление производственными рисками - это не дань моде и не временная кампания, это социально-экономическая необходимость. В большинстве развитых стран мира оценка и управление рисками в области безопасности труда являются важнейшей законодательной обязанностью работодателя. Следует отметить, что между управлением рисками и аттестацией рабочих мест по условиям труда с системной точки зрения очень мало общего. Это совершенно различные подходы, направленные на достижение различных целей. Инновационным в переходе от аттестации рабочих мест к управлению рисками в области охраны труда является то, что оценка рисков и управление ими - процесс постоянный, а не единовременная акция, как аттестация рабочих мест.

Оценка рисков является важным шагом, направленным на защиту работников и бизнеса работодателей, а также на соответствие требованиям действующего законодательства. Она помогает работодателю и работникам сосредоточить свое внимание на тех рисках, которые действительно могут возникать на рабочих местах и причинить реальный вред, а также на потенциально возможных рисках.

Анализ исследований и публикаций. Проведенный анализ [1-7] свидетельствует о том, что в Украине в нормативно-правовых актах по охране труда, пожарной безопасности, электробезопасности, санитарной гигиене, ядерной и радиационной безопасности, и др. документах, нет прямых указаний по обязательному проведению оценки рисков в области охраны труда. Есть только упоминание в Законе Украины «Об охране труда» об ознакомлении работников с вредными и опасными условиями труда, в Положении о разработке инструкций по охране труда [5] приводятся сведения о наличии на рабочих местах основных опасных и вредных производственных факторов и особенности их влияния на работников, а также подход, основанный на использовании оперативных мероприятий, направленных на локализацию и уменьшение по-