ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտություններ սերիա XXVI, № 2, 1973 Серия технических наук

ТЕПЛОТЕХНИКА

А. М. МКРТЧЯН

# К АНАЛИЗУ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Рациональное сочетание в низкотемпературных частях тепловой схемы парогазовой установки (ПГУ) способствует значительному повышению ее технико-экономической эффективности. Решение этого вопроса без учета изменения системы регенерации в паровой части схемы ПГУ противоречит принципу комбинирования двух энергетических циклов—газотурбинного и паротурбинного. Настоящее исследование отличается от имеющихся тем, что при анализе и оптимизации низкотемпературной части тепловой схему ПГУ учитывается изменение системы регенерации парового цикла через коэффициент энергоценности (к. э.) тепла отборного пара [1]. Известно, что это изменение является результатом вытеснения тепла пара из отборов паровой турбины теплом продуктов сгорания газовой турбины, т. е. зависит от схемы комбинирования двух циклов. Расчеты, проведенные нами, позволили выявить некоторые преимущества применения к. э. тепла при анализе и оптимизации тепловой схемы ПГУ. Это выражается тем, что аналитические зависимости для оптимизируемых параметров получаются довольно простыми и довольно четко вырисовывается взаимосвязанность этих параметров при сочетании двух энергетических циклов.

Применительно к ПГУ с ВПГ рассматривается регенеративная часть тепловой схемы ПГУ (рис. 1), в которой осуществлен парал-

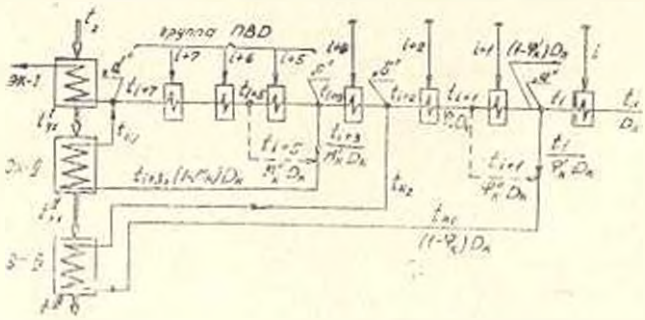


Рис. 1. Регенеративная часть тепловой схемы ПГУ с параллельным подогревом питательной воды.

лельный подогрев питательной воды. Из схемы видно, что некоторое количество конденсата $(1-\varphi_0)D_к$, проходя через экономайзер III ступени (ЭК—III), нагревается от $t_к$ до $t_{в_2}$ и в точке $б$ смешивается с

остальной водой $\sigma_a D_a$, нагреваемой отборным паром в регенеративных подогревателях низкого давления. Аналогичное разветвление питательной воды происходит и в части высокого давления схемы ПГУ. В качестве оптимизируемых принимаются параметры ЭК—III: температура $t_{e_1}$, расход питательной воды $(1-\sigma_a)$ и температура уходящих газов $t^{III}_{ух}$. При оптимизации параметров экономайзера II ступени обязательным условием является учет изменения $t^{III}_{ух}$ на известные оптимальные параметры ЭК—III. Оптимальные параметры определяются исходя из условия минимума расчетных затрат, согласно [2]. Для параметра $t_{e_1}$ уравнение запишется в виде

$$\frac{\partial \Sigma З}{\partial t_{e_1}} = (P_a+\sigma)\left(C_{эк-III}\, m' \cdot \frac{\partial F_{эк-III}}{\partial t_{e_1}} + C_{пнд}\, \frac{\partial F^{\Sigma I}_{пнд}}{\partial t_{e_1}}\right) + C^{т}_{н} h_m \frac{\partial B}{\partial t_{e_1}} = 0, \qquad (1)$$

где $P_a$ — коэффициент, учитывающий амортизационные отчисления от капиталовложений;

$\sigma = 1/\Theta$ — нормативный коэффициент окупаемости;

$C_{эк-III}$, $C_{пнд}$ и $C^{т}_{н}$ — соответственно удельные стоимости ЭК—III, регенеративного подогревателя низкого давления (ПНД) и топлива;

$F_{эк-III}$ и $F^{\Sigma I}_{пнд}$ — соответственно поверхности нагрева ЭК—III и ПНД;

$h_m$ — число часов использования в году;

$m'$ — коэффициент, учитывающий дополнительное капиталовложение, компенсирующее снижение мощности газовой ступени вследствие сопротивлений в газовом тракте ЭК—III, а также дополнительные годовые издержки, связанные с увеличением расхода топлива ($B$) по той же причине. Общий вид этого коэффициента следующий:

$$m' = 1 + \frac{1}{2000}\,\frac{\gamma^{ср}_{эк-III}\,\xi_0\,\ldots}{\gamma^{гт}_{ух}\, s_1 d_{нар}}\, w^2_{ср} \left| \frac{C_{зам}}{C_{эк-III}} + \frac{C^{т}_{н} h_m b_{зам}}{C_{эк-III}(P_a+\sigma)} \right|. \qquad (2)$$

где

$C_{зам.}$ — стоимость замещаемой мощности;

$b_{зам.}$ — удельный расход топлива на замещаемую мощность;

$\gamma^{ср}_{эк-III}$ — средний удельный вес газа в ЭК—III;

$\gamma^{гт}_{ух}$ — удельный вес газа за газовой турбиной;

$\xi_0$ — коэффициент сопротивления одного ряда труб экономайзера;

$s_1$ — поперечный шаг труб экономайзера;

$w_{ср}$ — средняя скорость газа в экономайзере.

Значение $m'$ для неизменной скорости газа является постоянной величиной, поскольку изменение поверхности нагрева ЭК-III происходит за счет его глубины. Скорость газа в экономайзере ($\sim 9$ *м/сек*) выбиралась на основе разработок ЦКТИ и СПИ в пределах оптимума [3, 4]. При этом $m' = (1{,}68 \div 1{,}72)$ существенно сказывается на величине исследуемого параметра. Например, при $C^{т}_{н} = 10$ *руб/т ут*,

$w_{газ}=9$ *м/сек*; $t_{ух}^{III}=140$ *С* и $(1-\varphi_к)=0{,}5$, величина $m'$ снижает значение $t_{к_1}^{III}$ примерно на 7%.

Выражение (1) можно решить относительно $t_{к_1}$ при известных значениях отдельных составляющих $\frac{\partial F_{ка-III}}{\partial t_{к_1}}$, $\frac{\partial F_{ВПУ}^{i+1}}{\partial t_{к_1}}$ и $\frac{\partial B}{\partial t_{к_1}}$. Значение $\frac{\partial F_{к-III}}{\partial t_{к_1}}$ определяется из теплового баланса ЭК — III при условии соблюдения независимого режима работы этой ступени относительно ЭК — II. Тогда

$$\frac{\partial F_{ка-III}}{\partial t_{к_1}}=\frac{G_к C_p^к}{K_{ка-III}}\cdot\frac{t_{ух}^{II}-t_{ух}^{III}}{\Delta t_1 \Delta t_2}. \qquad (3)$$

Исходные данные для выражения (3) следующие:

$t_{ух}^{III}=\text{const}$; $(1-\varphi_к)=\text{const}$; $t_{к_1}=\text{var}$; $\Delta t_1=t_{ух}^{III}-t_{к_1}=\text{var}$;

$\Delta t_2=t_{ух}^{II}-t_{к_1}=\text{var}$; $F_{к-III}=\text{var}$.

Из теплового баланса регенеративного подогревателя $(i+1)$ при

$$(t_i;\ t_{i-1};\ \theta_{ВПУ};\ K_{ВПУ})=\text{const}\ \text{и}\ (t_к;\ F_{ВПУ}^{i+1};\ 1-\varphi_к)=\text{var}$$

определяется

$$\frac{\partial F_{ВПУ}^{i+1}}{\partial t_{к_1}}=\frac{\partial F_{ВПУ}^{i+1}}{\partial \varphi_к}\cdot\frac{\partial \varphi_к}{\partial t_{к_1}}=\frac{D_к C_p^к (1-\varphi_к)}{K_{ВПУ}\theta_{ВПУ}}, \qquad (4)$$

где

$K_{ВПУ}$ и $\theta_{ВПУ}$ — коэффициент теплопередачи и температурный напор ПНД;

$\frac{\partial B}{\partial t_{к_1}}$ — определяется исходя из теплового баланса ПНД при

$$(t_i;\ t_{i-1};\ t_{i+1})=\text{const};\ (1-\varphi_к,\ Q_{отб}^{i+1})=\text{var}.$$

Тогда
$$\frac{\partial B}{\partial t_{к_1}}=\frac{\partial B}{\partial Q_к}\cdot\frac{\partial Q_к}{\partial Q_{отб}^{i+1}}\cdot\frac{\partial Q_{отб}^{i+1}}{\partial \varphi_к}\cdot\frac{\partial \varphi_к}{\partial t_{к_1}}. \qquad (5')$$

В конечном виде
$$\frac{\partial B}{\partial t_{к_1}}=\xi_{i+1}\frac{D_к C_p^к (1-\varphi_к)}{Q_р^н \eta_{ка}}, \qquad (5)$$

где $\xi_{i+1}$ — к. э. тепла $(i+1)$-го отбора; $\eta_{ка}$ — к. п. д. высоконапорного парогенератора.

При выводе выражения (5) не было учтено влияние $t_{к_1}$ на величину расхода топлива. С учетом этого обстоятельства

$$\frac{\partial B}{\partial t_{к_1}}=\frac{\xi_{i+1}\Delta t_{i+2}}{\xi_{i+1}+\xi_{i+2}}\cdot\frac{D_к C_p^к (1-\varphi_к)}{Q_р^н \eta_{ка}}\left(1+\frac{\Delta t_{i+2}}{t_{i+1}-t_{к_1}}\right), \qquad (6)$$

$\xi_{i+2}$ — к. э. тепла отборного пара $i+2$; $\Delta t_{i+2}$ — температурная разность питательной воды в $(i+2)$-ом подогревателе.

С учетом (3), (4) и (6) уравнение (1) принимает вид:

$$t_к^3-A't_к^2-Bt_к+C=0, \qquad (7)$$

где $A' = \frac{t_{i+1}}{1+A_2/A_1} + \frac{t_{i+2}}{1+A_1/A_2} \left[ t^{II}_{ух} + t^{III}_{ух} + \frac{\gamma_к}{1-\varphi_к}(t^{II}_{ух} - t^{III}_{ух}) \right];$

$$B' = \left[ t^{II}_{ух} + t^{III}_{ух} - \frac{\gamma_к}{1-\varphi_к}(t^{II}_{ух} - t^{III}_{ух}) \right] \left( -\frac{t_{i+1}}{1+A_2/A_1} - \frac{t_{i+2}}{1+A_1/A_2} \right) +$$

$$+ t^{III}_{ух} \left[ \frac{\gamma_к}{1-\varphi_к} \left( t^{II}_{ух} - t^{III}_{ух} \right) - t^{III}_{ух} \right] + \frac{m' A_3}{A_1 + A_2};$$

$$C' = \frac{t^{III}_{ух} \left[ \frac{\gamma_к}{1-\varphi_к} (t^{II}_{ух} - t^{III}_{ух}) - t^{III}_{ух} \right] (A_1 t_{i+1} + A_2 t_{i+2}) + m' A_3 t_{i+1}}{A_1 + A_2}.$$

В этих выражениях $A_1 = \frac{(P_a + \sigma) C_{пнд} (1 - \varphi_k)}{K_{пнд} \theta_{пнд}};$

$$A_2 = \frac{C_m h_m (1 - \varphi_к) \xi_{i+1} \xi_{i+2}}{Q^н_р \eta_{пг} (\xi_{i+1} + \xi_{i+2})}; \qquad A_3 = \frac{(P_a + \sigma) \gamma_к C_{эк\text{-}III} (t^{II}_{ух} - t^{III}_{ух})}{K_{эк\text{-}III}};$$

$\gamma_к$ — соотношение водяных эквивалентов ЭК—III.

С учетом (3), (4) и (5) уравнение (1) принимает более упрощенный вид

$$t^2_{k_1} - \left[ t^{II}_{ух} + t^{III}_{ух} - \frac{\gamma_к}{1-\varphi_к}(t^{II}_{ух} - t^{III}_{ух}) \right] t_{k_1} - t^{III}_{ух} \left[ \frac{\gamma_к}{1-\varphi_к}(t^{II}_{ух} - t^{III}_{ух}) \right] -$$

$$- t^{II}_{ух} t^{III}_{ух} + \frac{A_3 m'}{A_1 + \frac{C_m h_m \xi_{i+1} (1 - \varphi_к)}{Q^н_р \eta_{пг}}} = 0.$$

Применительно к проекту парогазовой установки мощностью 200000 *квт* по схеме ЦКТИ были проведены расчеты по (7) и (8) для ряда величин $t^{III}_{ух}$, $(1-\varphi_к)$ и стоимости топлива (рис. 2 и 3). Исследование проведено при следующих данных:

$w_{пп} = 9$ *м/сек*; $\gamma_к = 0{,}387$; $C_{эк\text{-}III} = 19{,}6$ *руб/м²*; $C_{пнд} = 17{,}6$ *руб/м²*;
$\theta_{пнд} = 13$ °C; $\eta_{пг} = 0{,}935$; $t^{II}_{ух} = 200$ °C; $P_a + \sigma = 0;225$;
$m' = 1{,}68$; $Q^н_р = 7000$ *ккал/нм³* $= 29330$ *кдж/нм³*; $h_m = 7000$ *час/год*;
$K_{пнд} = 3000$ *ккал/м²град. час* $= 3489$ *вт/м²град*; $K_{эк-III} = 120$ *ккал/м² час.град* $= 138{,}56$ *вт/м²град*.

В расчетах было учтено влияние как газовой ступени, так и давления в конденсаторе и давления в отборах паровой турбины на оптимизируемые параметры через к. э. тепла, согласно методике [1]. Проведены сравнительные расчеты для выявления эффективности тепловой схемы ПГУ—200—130. Эти расчеты относятся к случаям, когда имеется переход от проектного значения $t_{к_1} = 69{,}7$ °C к оптимальному $t^{опт}_{к_1} = 98$ °C (рис. 2, пунктирные кривые) при одинаковых стоимостях топлива и $(1-\varphi_k)$ и $t^{III}_{ух}$. В соответствии с этим относительное изменение расхода топлива примерно 0,32%, что составляет около 125 *кг/час* при общем расходе топлива на ПГУ 39197 *кг/час*.

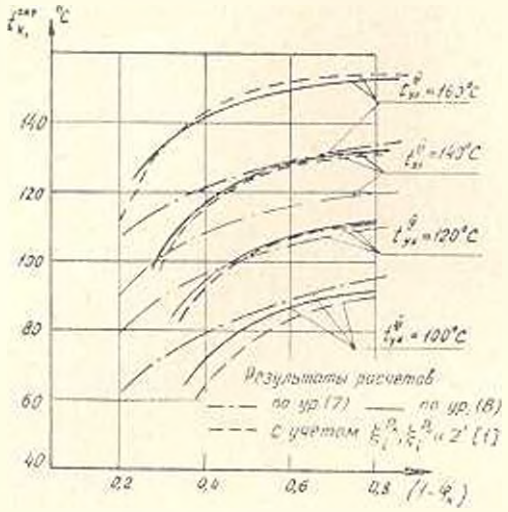


Рис. 2. Оптимальная температура конденсата на входе в экономайзер III ступени в зависимости от расхода и температуры уходящих газов при стоимости топлива 10 *рубл./т.*

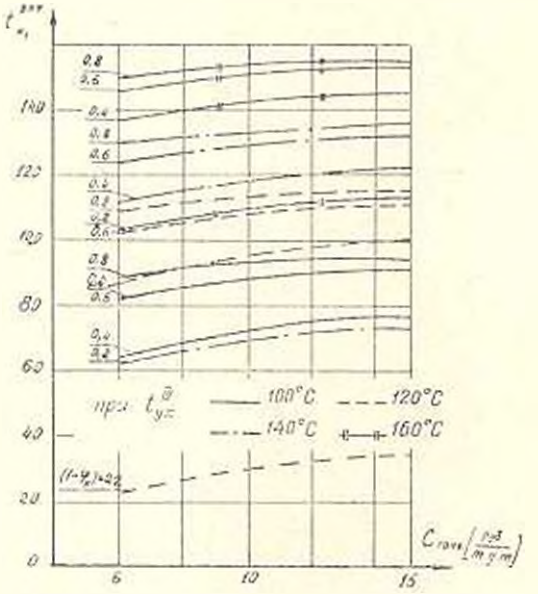


Рис. 3. Изменение оптимальной температуры конденсата в зависимости от стоимости топлива при различных расходах и температурах уходящих газов.

Аналогично (1) были выведены соответствующие зависимости и для параметров $t^{III}_{y3}$, $(1-\varphi_k)$ и $(1-\mu_k)$. Результаты расчетов для $t^{III}_{y3}$ и $(1-\varphi_k)$ приведены на рис. 4 и 5. В соответствии с полученными данными (рис. 2, 4, 5) были построены обобщенные кривые для оптимизи-

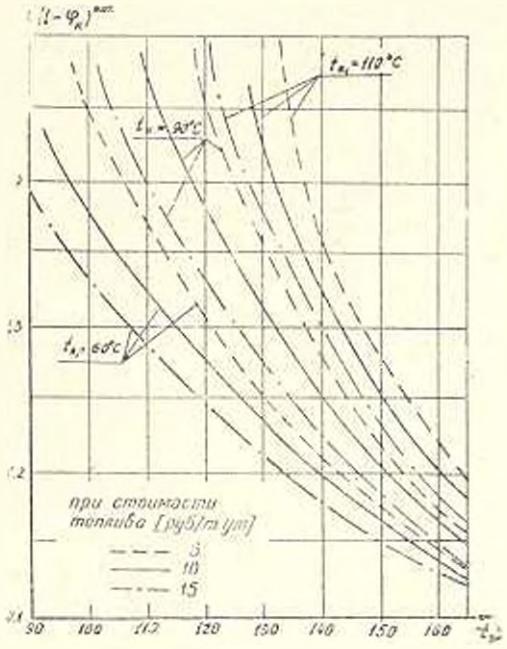


Рис. 4. Зависимость оптимального расхода конденсата от температуры уходящих газов при различных температурах питательной воды и стоимости топлива

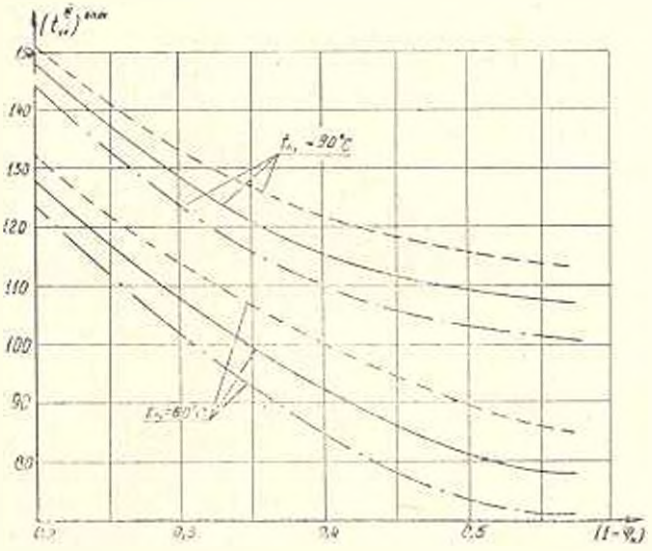


Рис. 5. Зависимость температуры уходящих газов от расхода конденсата и стоимости топлива.

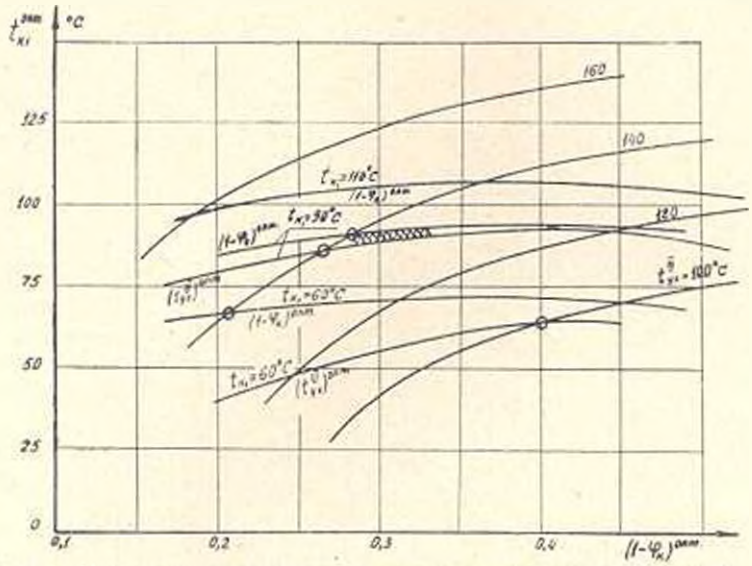


Рис. 6. Изменение оптимальной температуры конденсата в зависимости от оптимального расхода и оптимальной температуры уходящих газов при стоимости топлива 6 *руб/т. ут*

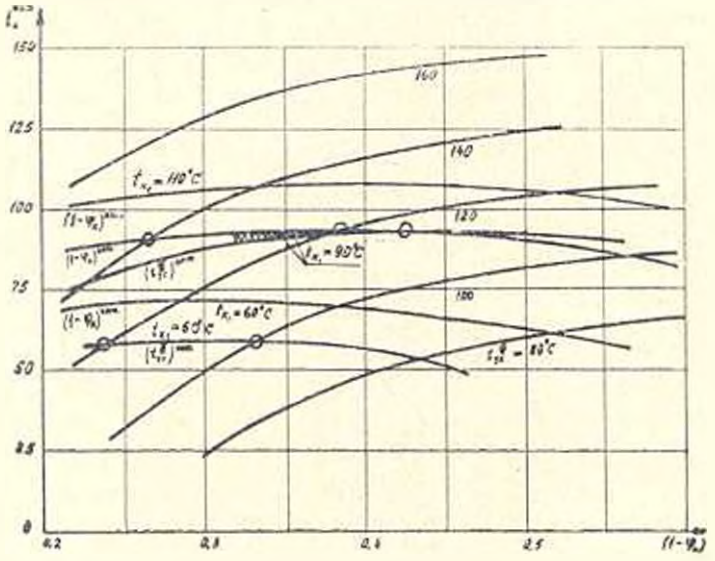


Рис. 7. Изменение оптимальной температуры конденсата в зависимости от оптимального расхода и оптимальной температуры уходящих газов при стоимости топлива 10 *руб/т. ут*

руемых параметров $t_{x_1}$, $(1-\varphi_k)$ и $t_{y_2}^{III}$ (рис. 6 и 7). Так как оптимальные значения этих величин должны соответствовать одновременно уравнениям расчетных затрат, имеющим вид (1), то на рис. 6 и 7 этому условию соответствуют лишь точки пересечения кривых, которые обведены кружками, или заштрихованные области, т. е. такие,

для которых значения $t_k$, отмеченные на кривых и читаемые по оси ординат, совпадают. Таким образом, выведенные аналитические зависимости выявляют взаимосвязанность параметров низкотемпературной части схемы ПГУ, позволяют получить обобщенные кривые для оптимизируемых параметров с помощью к. э. тепла отборного пара. Результаты расчетов, проведенных по данной методике, хорошо согласуются с данными [3,5].

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 27.XII.1971

ЛИТЕРАТУРА

1. *Гельтман А. Э., Мкртчян А. М.* Методика расчета базисных значений коэффициентов энергоценности тепла отборного пара в схеме парогазовой установки. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. Н.)», т. XXIII, № 2, 1970.

2. Методика технико-экономических расчетов в энергетике. Изд. Госкомитета по науке и технике АН СССР, Минэнерго СССР, 1966.

3. *Понятов В. А.* Определение наивыгоднейших параметров и эффективных схем парогазовых энергетических установок. Автореферат кандидатской диссертации. Саратов, 1961.

4. *Мочан С. И., Ревзина О. Г.* Выбор скоростей газов и воздуха и возможности унификации сечений газоходов. «Теплоэнергетика», № 10, 1965.

5. Под редакцией *И. И. Сазонова.* Комбинированные парогазовые установки. Изд. «Энергия».

Հ. Մ. ՄԿՐՏՉՅԱՆ

## ՇՈԳԵԳԱԶԱՅԻՆ ՏԵՂԱԿԱՅԱՆՔՆԵՐԻ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ՍԽԵՄԱՆԵՐԻ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆ

### Ամփոփում

*Հոդվածում քննարկվում է շոգեգազային տեղակայանքների ցածր ջերմաստիճանային գոտիներում աշխատող հանգույցների օպտիմալացման հարցը: Բերվում է օպտիմալացման ենթարկվող պարամետրերի հաշվարկման անալիտիկ մեթոդ՝ ելնելով շոգեգազային տեղակայման աշխատանքային պրոցեսի յուրահատկություններից և մինիմում հաշվարկային ծախսերի ապահովման պայմանից:*

*Հաշվարկային մեթոդիկան հնարավորություն է ընձեռնում որոշել օպտիմալացման պարամետրերը՝ վառելիքի տարբեր արժեքից և հանգույցների տաքացման մակերևույթների մեծություններից կախված:*