

*А. В. ТРЕТЬЯК, А. Е. КОВРИГА, М. В. РЕПЕТЕНКО, Р. Р. НУРМЕТОВ*

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОГЕНЕРАТОРА ЗОНТИЧНОГО ТИПА МЕТОДАМИ САЕ**

В представленной работе рассмотрено исследование теплового состояния гидрогенератора зонтичного типа мощностью 60 МВт. Показана возможность определения граничных условий 3 рода, необходимых для определения термонапряженного состояния деталей и узлов гидрогенераторов, возникающих в их конструктивных и "активных частях". Критерием сходимости предложенного метода стало определение минимально допустимых потерь на вентиляцию при обеспечении потребного расхода охлаждающего воздуха, необходимого для охлаждения машины. При этом сохраняется равномерность температурных полей "активных частей" генератора. Особенностью конструкции системы вентиляции стали специально спрофилированные нагнетательные элементы в виде пластин, закрепленные на ободе ротора.

**Ключевые слова:** гидрогенератор, граничные условия, система вентиляции, условие симметрии.

*О. В. ТРЕТЯК, А. Є. КОВРИГА, М. В. РЕПЕТЕНКО, Р. Р. НУРМЕТОВ*

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ГІДРОГЕНЕРАТОРА ЗОНТИЧНОГО ТИПУ МЕТОДАМИ САЕ**

У представленій роботі розглянуто дослідження теплового стану гідрогенератора зонтичного типу потужністю 60 МВт. Показана можливість визначення граничних умов 3 роду, необхідних для визначення термонапруженого стану деталей і вузлів гідрогенераторів, що виникають в їх конструктивних та "активних частинах". Критерієм збіжності запропонованого методу стало визначення мінімально допустимих втрат на вентиляцію при забезпеченні потрібної витрати охолоджуючого повітря, необхідного для охолодження машини. При цьому зберігається рівномірність температурних полів "активних частин" генератора. Особливістю конструкції системи вентиляції стали спеціально спрофільовані нагнітальні елементи у вигляді пластин, що закріплені на ободі ротора.

**Ключові слова:** гідрогенератор, граничні умови, система вентиляції, умова симетрії.

*O. TRETIAK, A. KOVRYGA, M. REPETENKO, R. NURMETOV*

### **THE RESEARCH OF THE THERMAL STATE OF THE UMBRELLA TYPE HYDROGENERATOR BY CAE METHODS**

In submitted paper the research of the thermal state of the umbrella type Hydrogenerator rated 60 MW is considered. Heating and ventilation calculation was performed in a three-dimensional formulation using the Solid Works Flow Simulation. The possibility of determining of the boundary conditions of the 3-rd kind necessary for determining of the thermal-stressed state of parts and units of Hydrogenerators emerging in their constructive parts and "active parts" is shown. The criterion for the convergence of the proposed method was to determine the minimum allowable losses to ventilation while ensuring the required cooling air flow rate necessary for the Hydrogenerator cooling. At that, the temperature fields of the "active parts" of the generator are maintained uniform. The design feature of the ventilation system is specially profiled forced elements in the form of plates fastened on the rotor rim. The temperature of the "active parts" did not exceed the limit of acceptable values according to GOST 5615-89 for insulation class F.

**Key words:** hydrogenerator, boundary conditions, ventilation systems, symmetry condition.

#### **Введение**

В связи с ужесточением требований к механической прочности узлов гидрогенераторов и гидрогенераторов-двигателей при их реконструкции с одновременным повышением мощности и увеличением расчетных значений разгонной/угонной частоты вращения, возникла необходимость дополнить существующие методы расчетов касательно механической прочности узлов и тепловых нагрузок современными методами САЕ в трехмерной постановке, обладающими более высокой точностью.

На этапе проектирования основные характеристики электрических машин выбирались с учетом уменьшения масса-габаритных показателей с достижением максимально-возможной экономии материалов, при предельных значениях мощностей гидрогенераторов в заданных геометрических ограничениях, вызванных конструкцией фундамента.

#### **Цель работы**

Целью научной работы стало исследование теплового состояния гидрогенератора мощностью 60 МВт зонтичного типа. Основными задачами стали: определение допустимых соотношений напорных возможностей нагнетательных элементов и аэродинамического сопротивления вентиляционного тракта гидрогенератора в зависимости от геометрических размеров, оценка распределения расходов газа через активные и конструктивные элементы генератора и их теплового состояния, а также нахождение потерь мощности на вентиляцию и трение вращающихся частей о воздух с возможностью выбора граничных условий в задачах термоупругости.

#### **Граничные условия**

В основе определения термонапряженного состояния деталей и узлов крупных электрических

© А. В. Третьяк, А. Е. Коврига, М. В. Репетенко, Р. Р. Нурметов, 2019

машин лежит нахождение действующих температур, возникающих в "активных частях" гидрогенераторов. При этом согласно требований ГОСТ 533-2000 "Турбогенераторы" и ГОСТ 5616-1989 "гидрогенераторы" решение вышеуказанных задач предъявляется для установившегося режима.

Согласно работ [1–3] граничные условия в задачах термоупругости могут быть четырех типов.

Для решения тепловой задачи в трехмерной постановке используются граничные условия III-го рода. Здесь задаются температура охлаждающего воздуха  $t_b$  и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой. Граничное условие третьего рода характеризует закон теплообмена между ними в процессе охлаждения и нагревания тела [4]. Для описания процесса теплообмена между поверхностью тела и средой используется закон Ньютона-Рихмана. Согласно этому закону количество теплоты, отдаваемое единицей поверхности тела в единицу времени, пропорционально разности температур поверхности тела  $t_c$  и охлаждающего воздуха  $t_b$  ( $t_c > t_b$ ):

$$q = \alpha(t_c - t_b),$$

где  $\alpha$  – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

По закону сохранения энергии количество теплоты, которое отводится с единицы поверхности в единицу времени вследствие теплоотдачи должно равняться теплоте, подводимой к единице поверхности в единицу времени вследствие теплопроводности из внутренних объемов тела, т.е.

$$\alpha(t_c - t_b) = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_c,$$

где  $n$  – нормаль к поверхности тела; индекс "с" указывает на то, что температура и градиент относятся к поверхности тела (при  $n = 0$ ).

Окончательно граничное условие третьего рода можно записать в виде:

$$\left( \frac{\partial t}{\partial n} \right)_c = -\frac{\alpha}{\lambda}(t_c - t_b).$$

Данное уравнение по существу является частным выражением закона сохранения энергии для поверхности тела.

Для выполнения условия однозначности граничные условия III-го рода необходимо дополнить значениями коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , полученными методами САЕ.

### Уравнения Навье-Стокса и модель турбулентности

Тепловое состояние сложных электрических машин возможно восстановить с помощью пакета *Solid Works Flow Simulation* в трехмерной постановке.

Здесь движение и теплообмен рассматриваемой текучей среды моделируется с помощью уравнений движения Навье-Стокса в нестационарной постановке:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + U_x \frac{\partial \vec{U}}{\partial x} + U_y \frac{\partial \vec{U}}{\partial y} + U_z \frac{\partial \vec{U}}{\partial z} = \\ = \nu \Delta \vec{U} - \frac{1}{\rho} \text{grad} P + \vec{F}, \end{aligned}$$

где  $\vec{U}$  – поле скоростей;

$t$  – время;

$\rho$  – плотность среды;

$\nu$  – кинематическая вязкость;

$P$  – давление;

$\vec{F}$  – сила.

Для моделирования турбулентных течений, которые наиболее часто встречаются в инженерных задачах, данные уравнения осредняются по Рейнольдсу. В результате уравнения получают дополнительные члены – напряжения по Рейнольдсу [5]. Тогда для замыкания всей системы уравнений сохранения массы, импульса и энергии нестационарного пространственного течения используются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности.

Программный комплекс *Solid Works Flow Simulation* позволяет выполнять численное моделирование внутренних и внешних обтеканий жидкостями или газами с достаточной точностью.

### Решение задач термоупругости в трехмерной постановке

Система вентиляции всей конструкции гидрогенератора мощностью 60 МВт зонтичного типа может занимать большой объем (более 50 м<sup>3</sup>) при наличии в ней маленьких (до 5 мм) и крупногабаритных (до 5 м) деталей. Совокупность представленных факторов приводит к необходимости упрощения решения поставленной задачи.

Определение требуемых мощностей нагнетательного элемента системы вентиляции осуществляется по следующей формуле:

$$P = \frac{HQ}{1000\eta}.$$

Критерием сходимости расчета являются минимальные потери на вентиляцию при обеспечении потребного для охлаждения машины расхода охлаждающей среды и степень равномерности температурных полей «активных частей» генератора.

К основным особенностям работы следует отнести то, что циклические элементы ротора являются нагнетателем, для которого также должны быть определены температуры.

Существенным плюсом является возможность применения условий симметрии для ¼ кон-

струкции. При этом циклическим является расположение всех элементов, включая воздухоохладители.

В исследуемой задаче система охлаждения гидрогенератора – нагнетательная, воздушно-водяная с замкнутым циклом циркуляции воздуха через «активные» и конструктивные части машины. Нагнетание осуществляется ротором, в обод которого выполнены радиальные вентиляционные каналы.

Вход воздуха в окна звезды ротора и в верхний вентилятор осуществляется сверху из верхнего воздуховода, из нижнего воздуховода воздух подается в окна звезды и нижний вентилятор. Из звезды ротора под действием избыточного давления, создаваемого ротором, воздух проходит по каналам в обод ротора, в междуполюсном пространстве, в воздушном зазоре, по вентканалам в сердечнике статора и собирается в камерах корпуса статора. После вентиляторов воздух направляется через камеры лобовых соединений и каналы нажимных гребенок, через щель между «активной» сталью статора и корпусом, а также отверстия во внутренних полках корпуса и попадает в камеры корпуса статора, где он соединяется с воздухом, прошедшим «активную» сталь статора и направляется в 12 воздухоохладителей, расположенных по периметру корпуса генератора, в которых происходит отбор тепла, преобразованного из потерь электромагнитной и механической энергии. После воздухоохладителей воздух подается по верхнему и нижнему воздуховодам на вход в звезду ротора и вентиляторы. Во избежание значительных перетеканий воздуха по зазорам между неподвижными и вращающимися частями гидрогенератора предусматривается установка воздухо-разделительных щитов.

Охлаждающей средой гидрогенератора служит воздух при нормальном атмосферном давлении и температурой  $T_{\text{возд}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Для обеспечения работы системы вентиляции на обод ротора спроектированы направляющие каналы (лопатки) (см. рис. 1).

Аналитический расчет нагнетателей выполнен по заводской методике, использующие основные уравнения газовой механики. Результаты расчета в виде напорных характеристик вентилятора и системы приведены на рис. 2.

Рабочие характеристики вентилятора сведены в таблицу 1.

Для пространственного моделирования течения охлаждающего воздуха в гидрогенераторе мощностью 60 МВт зонтичного типа в программном комплексе *SolidWorks* была построена его трехмерная модель (см. рис. 3), учитывающая геометрические особенности стержней обмотки статора и конструкции вентиляционных каналов статора и ротора.

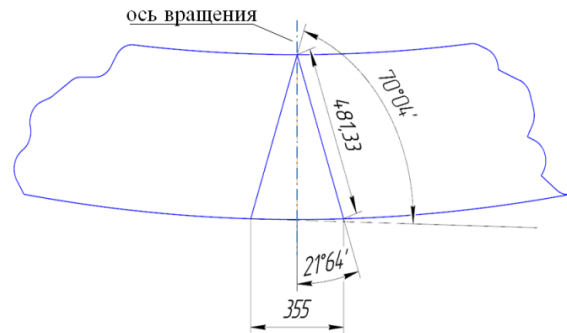


Рис. 1 – Эскиз профиля лопатки

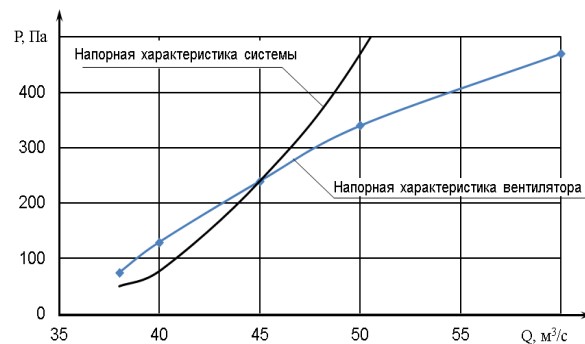


Рис. 2 – Напорные характеристики вентилятора и системы

Таблица 1 – Рабочие характеристики вентилятора

$Q$ , м <sup>3</sup> /с	38	40	45	50	60
$P$ , Па	75	130	240	340	470
$\eta$ , %	0,5	0,54	0,67	0,7	0,75
$N$ , кВт	63,2	65,6	73,6	81,6	96,8

Таблица 2 – Сравнение результатов расчета

Метод	$P$ , Па	$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$N$ , кВт
Аналитический	240	45	73
<i>SolidWorks Flow Simulation</i>	240	45	75

Исходными данными для расчета служат: номинальная частота вращения –  $n = 62,5$  об/мин; температура –  $T_{\text{газ}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; начальное давление в системе –  $P_{\text{атм}} = 101325$  Па; гидравлическое сопротивление воздухоохладителей – 250 Па.

Результаты вентиляционных расчетов в виде распределений давлений и скоростей охлаждающего воздуха по каналам ротора и статора приведены на рис. 4–7.

Сопоставление результатов расчетов, выполненных аналитическим путем и с помощью *SolidWorks Flow Simulation*, представлено в табл. 2.

Проведенные расчеты показали, что расход воздуха составляет 45 м<sup>3</sup>/с при статическом давлении 240 Па.

Температура «активных частей» не превысила предела допустимых значений по ГОСТ 5615-89 для класса изоляции  $F$ , согласно электромагнитного расчета, при температуре воздуха  $T_{\text{возд}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . (см. табл. 3).

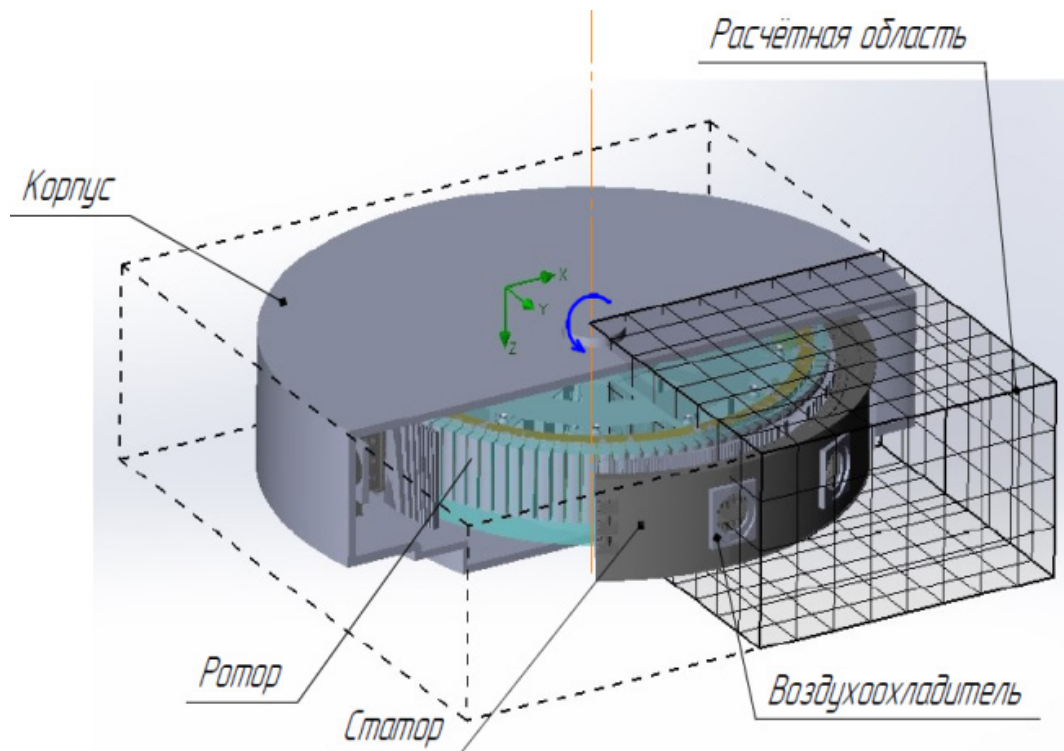


Рис. 3 – Расчетная трехмерная модель гидрогенератора

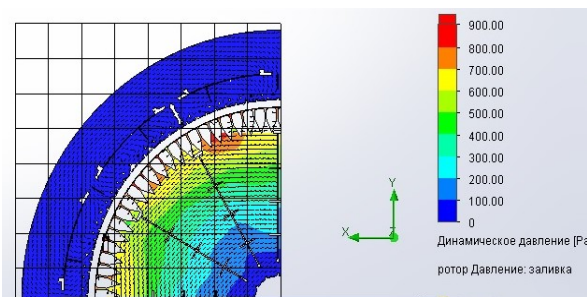


Рис. 4 – Распределение динамического давления по каналам ротора

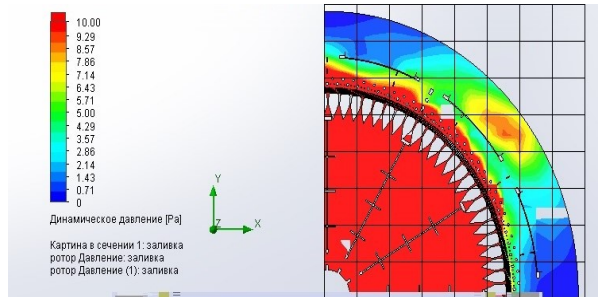


Рис. 5 – Распределение динамического давления по каналам статора

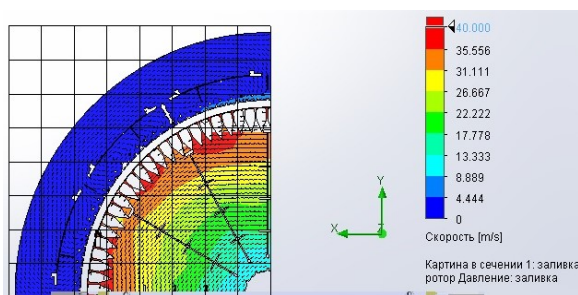


Рис. 6 – Распределение скорости по каналам ротора

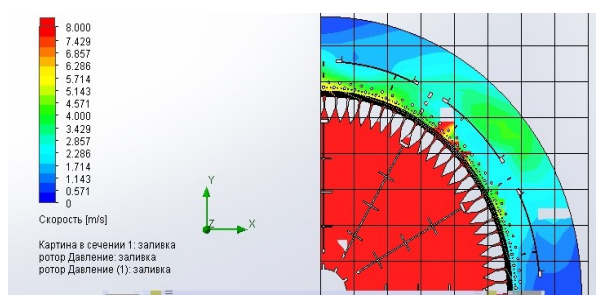


Рис. 7 – Распределение скорости по каналам статора

Верификация общей модели вентиляции проводилась путем сравнения мощностей, потребляемых напорными элементами на валу гидрогенератора, полученных методом САЕ с аналитическими методами. Расчетная погрешность составила

2,67 % относительно потребляемой мощности на вентиляцию гидрогенератора зонтичного типа на роторе гидроагрегата.

Таблица 3 – Результаты вентиляционного расчета

Параметры	Величина
Максимальная температура полюсов ротора, °С	70
Максимальная температура обмотки ротора, °С	96
Максимальная температура обмотки статора (лобовая часть н.), °С	74
Максимальная температура обмотки статора (пазовая часть), °С	77
Максимальная температура обмотки статора (лобовая часть в.), °С	80
Средняя температура обмотки статора, °С	76
Максимальная температура стали статора (зубец), °С	80
Максимальная температура стали статора (спинка), °С	72
Максимальная температура нажимных гребенок (верх), °С	95
Максимальная температура нажимных гребенок (низ), °С	100

### Выводы

В трехмерной постановке выполнен тепло-вентиляционный расчет гидрогенератора мощностью 60 МВт зонтичного типа. Система вентиляции обеспечивает нормальную работу электрической машины для продолжительного режима работы.

Проведенные расчеты показали, что расход воздуха составляет 45 м<sup>3</sup>/с при статическом давлении 240 Па. Потери на вентиляцию составили 100 кВт.

Полученные результаты подтвердили, что температура «активных частей» не превысила

предела допустимых значений по ГОСТ 5615-89 для класса изоляции F. Впервые, для исследования теплового состояния гидрогенератора использовались граничные условия третьего рода, полученные методом расчета САЕ для всех узлов гидрогенератора.

### Список литературы

1. Филиппов И. Ф. *Вопросы охлаждения электрических машин*. Москва: Госэнергоиздат, 1964. 334 с.
2. Готтер Г. *Нагревание и охлаждение электрических машин*. Москва: Госэнергоиздат, 1961. 480 с.
3. Борисенко А. И., Костиков О. Н., Яковлев А. И. *Охлаждение промышленных электрических машин*. Москва: Энергоатомиздат, 1983. 296 с.
4. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. *Теплопередача*. Москва: Энергоиздат, 1981. 415 с.
5. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. *SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике*. СПб: БХВ-Петербург, 2005. 800 с.

### References (transliterated)

1. Filippov I. F. (1964), *Voprosy okhlazhdeniya elektricheskikh mashin* [Questions Cooling of Electric Machines], Gosjenergoizdat [Gosenergoizdat], Moscow, Russian.
2. Gotter G. (1961), *Nagrevanie i okhlazhdeniye elektricheskikh mashin* [Heating and Cooling of Electric Machines], Gosjenergoizdat [Gosenergoizdat], Moscow, Russian.
3. Borisenko, A. I., Kostikov, O. N. and Yakovlev, A. I. (1983), *Okhlazhdeniye promyshlennykh elektricheskikh mashin* [Cooling of Industrial Electric Machines], Jenergoatomizdat [Energoatomizdat], Moscow, Russian.
4. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. (1981), *Teploperedacha* [Heat transfer], Jenergoizdat [Energoizdat], Moscow, Russian.
5. Aljamovskij A. A., Sobachkin A. A., Odincov E. V., Haritonovich A. I., Ponomarev N. B. (2005), *SolidWorks. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike* [SolidWorks. Computer modeling in engineering practice], BHV-Peterburg [BHW-Peterburg], SPb, Russian.

Поступила (received) 21.01.2019

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Третяк Олексій Володимирович (Третяк Алексей Владимирович, Tretiak Oleksii)** – кандидат технічних наук, заступник начальника відділу, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; старший викладач, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського, «ХАІ», м. Харків, Україна; e-mail: alex3tretjak@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4945-5500>.

**Коврига Антон Євгенійович (Коврига Антон Евгеньевич, Kovryga Anton)** – начальник відділу розрахунково-теоретичних досліджень турбогенераторів і гідроенераторів, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; м. Харків, Україна; e-mail: a.kovryga@i.ua.

**Репетенко Михайло Володимирович (Репетенко Михаил Владимирович, Repetenko Myhaylo)** – кандидат технічних наук, доцент, доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського, «ХАІ», м. Харків, Україна; e-mail: d15hnumg@i.ua.

**Нурметов Роман Русланович (Нурметов Роман Русланович, Nurmetov Roman)** – студент, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського, «ХАІ», інженер-конструктор відділу механічних розрахунків, ДП «ЗАВОД «ЕЛЕКТРОВАЖМАШ»; м. Харків, Україна; e-mail: romntov@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7687-5442>.