

Б. Е. Митин

УПРОЩЕННАЯ МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРАНСФОРМАТОРОВ

Задачей упрощенной методики является приближенное определение коэффициентов трансформации K , полезного действия η_T и крутящего момента λ_H в зависимости от передаточного отношения i_{TH} одноступенчатых гидродинамических трансформаторов с центробежным и центробежно-осевым насосом (как с одним, так и с двумя направляющими аппаратами), выполненных по схеме насос — турбина — направляющие аппараты. Для определения функций $K = f(i_{TH})$, $\eta_T = f(i_{TH})$, $\lambda_H = f(i_{TH})$ необходимо знать геометрические параметры лопастных систем трансформаторов.

Упрощенная методика разработана [2] на основе анализа результатов математической обработки экспериментальных характеристик различных типов одноступенчатых гидродинамических трансформаторов исходя из закона переноса [3] и теории поля.

Коэффициент трансформации

$$K = \frac{1 + B_2 \varepsilon_H - \bar{r}_{T_2} i_{TH}}{1 - B_1 \varepsilon_H}, \quad (1)$$

где B_1 и B_2 — коэффициенты, характеризующие геометрию лопастной системы трансформатора; ε_H — степень использования рабочего объема насоса.

Коэффициенты B_1 и B_2 трансформаторов с одним направляющим аппаратом

$$B_1 = \frac{\bar{l}_m}{2\pi} (\operatorname{ctg} \beta_{H2} - \bar{r}_{A2} \operatorname{ctg} \beta_{A2}), \quad (2)$$

$$B_2 = \frac{\bar{l}_m}{2\pi} (\bar{r}_{T2} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - \operatorname{ctg} \beta_{H2}), \quad (3)$$

где $\bar{l}_m = \frac{l_m}{r_{H2}}$ — относительная длина проекции средней линии канала насоса; l_m — длина проекции средней линии канала насоса на меридиональную плоскость, м; $\bar{r}_i = \frac{r_i}{r_{H2}}$ — относительные ра-

диусы рабочих колес, m ; r_i — средние радиусы рабочих колес, m ; β_i — углы наклона лопаток колес, $град$. Индексы геометрических параметров трансформатора обозначают: Н — насос; Т — турбина; А — направляющий аппарат; 1 — вход в колесо; 2 — выход из колеса.

Угол β_i наклона лопаток колеса образован вектором относительной скорости и линией, являющейся продолжением вектора окружной скорости.

Для трансформаторов с двумя направляющими аппаратами (рис. 1) коэффициенты B_1 и B_2 определяются по уравнениям (2') и (3). Уравнение (2') отличается от уравнения (2) тем, что в нем вместо \bar{r}_{A2} и β_{A2} подставлены \bar{r}_{2A2} и β_{2A2} :

$$B_1 = \frac{\bar{I}_M}{2\pi} (\text{ctg } \beta_{H2} - \bar{r}_{2A2} \text{ctg } \beta_{2A2}). \quad (2')$$

Цифры 1 или 2, стоящие перед индексом А, обозначают порядковый номер колеса направляющего аппарата. Например, 2А1

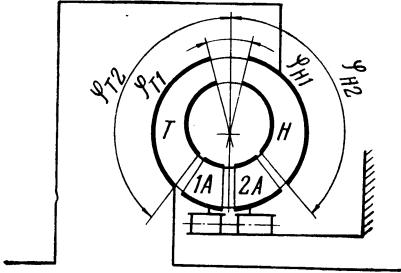


Рис. 1.

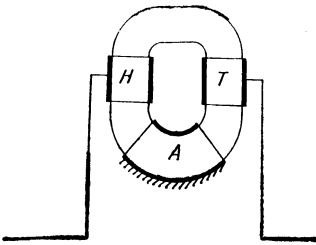


Рис. 2.

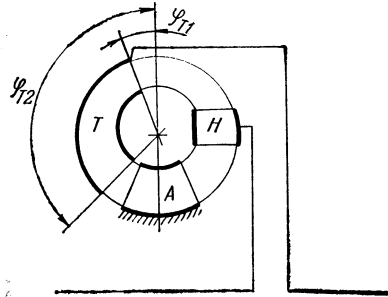


Рис. 3.

обозначает, что величина относится к входу во второй направляющий аппарат.

Степень использования рабочего объема насоса ϵ_H для трансформаторов с центростремительной (рис. 2) и центростремительно-осевой (рис. 1 и 3) турбиной

$$\epsilon_H = c \chi (e - \bar{\beta} + \bar{\varphi} - \bar{r}_{cp})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH} - \bar{r}_{cp} i_{TH}^2), \quad (4)$$

где c — коэффициент, характеризующий отклонение действительной эпюры меридиональных скоростей от равнораспределенной эпюры;

χ — коэффициент, характеризующий отклонение лопаток насоса от радиального направления; $\bar{\beta}$ — относительная кривизна лопаток колес; $\bar{\varphi}$ — коэффициент, характеризующий форму круга циркуляции; r_{cp} — соотношение средних арифметических радиусов турбины и насоса.

На величину коэффициента c оказывают влияние вид теоретической эпюры меридиональных скоростей и вязкость рабочей жидкости. В случае использования в качестве рабочей жидкости минеральных масел и равноскоростной эпюры можно принять $c = 1$.

Значение коэффициента χ зависит от величины и направления наклона входных и выходных кромок лопаток насоса.

Для углов наклона $\beta_{H1} \leq 90^\circ$ и $\beta_{H2} \leq 90^\circ$

$$\chi = \frac{\beta_{Hcp}}{90^\circ}, \quad (5)$$

где β_{Hcp} — средний угол наклона лопаток насоса, град,

$$\beta_{Hcp} = \frac{\beta_{H1} + \beta_{H2}}{2}. \quad (6)$$

Для углов наклона $\beta_{H1} < 90^\circ$ и $\beta_{H2} > 90^\circ$

$$\chi = \frac{\beta_{H1}}{90^\circ} \cdot \frac{180^\circ - \beta_{H2}}{90^\circ}. \quad (5')$$

Для углов наклона $\beta_{H1} > 90^\circ$ и $\beta_{H2} < 90^\circ$

$$\chi = \frac{180^\circ - \beta_{H1}}{90^\circ} \cdot \frac{\beta_{H2}}{90^\circ}. \quad (5'')$$

Для насоса с радиальными лопатками $\chi = 1$.

Относительная кривизна лопаток $\bar{\beta}$ трансформаторов с одним направляющим аппаратом

$$\bar{\beta} = \frac{-\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_A} - 1, \quad (7)$$

$$\Delta\beta_H = \beta_{H2} - \beta_{H1}, \quad (8)$$

$$\Delta\beta_T = \beta_{T2} - \beta_{T1}, \quad (9)$$

$$\Delta\beta_A = \beta_{A2} - \beta_{A1}. \quad (10)$$

Относительная кривизна $\bar{\beta}$ лопаток трансформаторов с двумя направляющими аппаратами, установленными рядом на муф-

тах свободного хода (комплексные четырехколесные трансформаторы), если оба аппарата неподвижны,

$$\bar{\beta}_{1-2} = \frac{-\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_{1A} + \Delta\beta_{2A}} - 1, \quad (7')$$

$$\Delta\beta_{1A} = \beta_{1A2} - \beta_{1A1}, \quad (10')$$

$$\Delta\beta_{2A} = \beta_{2A2} - \beta_{2A1}, \quad (10'')$$

если первый аппарат вращается, второй неподвижен,

$$\bar{\beta}_{0-2} = \frac{-\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_{1A} y + \Delta\beta_{2A}} - 1, \quad (11)$$

где y — коэффициент, учитывающий наличие в круге циркуляции свободно вращающегося аппарата,

$$y = \frac{1 - i_{T.H.}}{1 - i_{0-2}}, \quad (11)$$

где i_{0-2} — передаточное отношение, при котором начинается свободное вращение первого аппарата,

$$i_{0-2} = \sqrt{E_1^2 + E_2} - E_1. \quad (12)$$

Здесь E_1 и E_2 — коэффициенты.

Первый коэффициент

$$E_1 = \frac{1}{2\bar{r}_{cp}} \left(\frac{\bar{r}_{T2}^2}{B\Pi} + \bar{\varphi} \right), \quad (13)$$

где B — коэффициент, характеризующий геометрию лопастной системы трансформатора,

$$B = \frac{\bar{I}_M}{2\pi} (\bar{r}_{T2} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - \bar{r}_{1A2} \operatorname{ctg} \beta_{1A2}); \quad (14)$$

Π — коэффициент проводимости круга циркуляции трансформатора.

Второй коэффициент

$$E_2 = \frac{2 + \bar{\beta}_{1-2}}{\bar{r}_{cp}}. \quad (15)$$

Коэффициент проводимости для трансформаторов: с центростремительной и центростремительно-осевой турбиной

$$\Pi = c \chi (e - \bar{\beta} + \bar{\varphi} - \bar{r}_{cp}), \quad (16)$$

с центробежной и центробежно-осевой турбиной

$$\Pi = c \chi (e - \bar{\beta} - \bar{\varphi} + \bar{r}_{cp}), \quad (16')$$

с осевой турбиной

$$\Pi = c \chi (e - \bar{\beta}). \quad (16'')$$

Величина коэффициента $\bar{\varphi}$ зависит от формы круга циркуляции. Для трансформаторов (см. рис. 1), у которых круг циркуляции очерчен дугами окружностей, коэффициент $\bar{\varphi}$ рекомендуется определять по уравнению

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_{H2} - \varphi_{H1}}{\cos \varphi_{H1} - \cos \varphi_{H2}} \cdot \frac{\cos \varphi_{T1} - \cos \varphi_{T2}}{\varphi_{T2} - \varphi_{T1}}, \quad (17)$$

где φ_i — углы, определяющие расположение насоса и турбины в круге циркуляции, град.

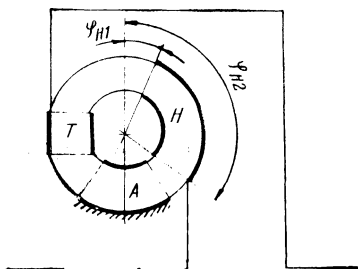


Рис. 4.

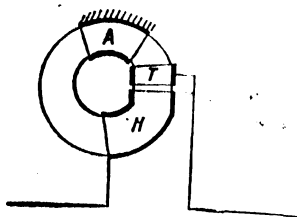


Рис. 5.

Углы φ_i отсчитываются от плоскости, перпендикулярной к оси вращения колес, в направлении к центру трансформатора (см. рис. 1).

Для кругов циркуляции с прямым очертанием каналов насоса и турбины коэффициент $\bar{\varphi} = 1$ (см. рис. 2).

Для комбинированных кругов циркуляции коэффициент $\bar{\varphi}$ следует подсчитывать по уравнениям, учитывающим очертание каналов.

Очертание каналов: насоса — прямое; турбины — изогнутое (см. рис. 3)

$$\bar{\varphi} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{\cos \varphi_{T1} - \cos \varphi_{T2}}{\varphi_{T2} - \varphi_{T1}}; \quad (17')$$

очертание каналов: насоса — изогнутое; турбины — прямое (рис. 4)

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_{H2} - \varphi_{H1}}{\cos \varphi_{H1} - \cos \varphi_{H2}} \cdot \frac{\pi}{180^\circ}; \quad (17'')$$

очертание каналов: насоса — комбинированное; турбины — прямое

$$\bar{\varphi} = \frac{\bar{\varphi}_1 l_{M1} + \bar{\varphi}_2 l_{M2}}{l_{M1} + l_{M2}}, \quad (17''')$$

где $\bar{\varphi}_1$ — коэффициент, характеризующий форму искривленного участка канала насоса [$\bar{\varphi}_1$ определяется по уравнению (17'')]; $\bar{\varphi}_2 = 1$ — коэффициент, характеризующий форму прямого участка канала насоса на меридиональную плоскость, M ; l_{M1} — длина проекции искривленного участка канала насоса на меридиональную плоскость, M .

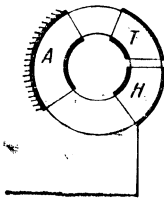


Рис. 6.

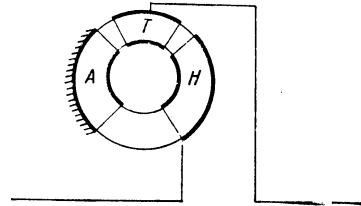


Рис. 7.

Соотношение средних арифметических радиусов турбины и насоса

$$\bar{r}_{cp} = \frac{r_{Tcp}}{r_{Hcp}} = \frac{r_{T1} + r_{T2}}{r_{H1} + r_{H2}}.$$

Средние арифметические радиусы:
насоса

$$r_{Hcp} = \frac{r_{H1} + r_{H2}}{2};$$

турбины

$$r_{Tcp} = \frac{r_{T1} + r_{T2}}{2}.$$

Степень использования рабочего объема насоса ϵ_H трансформаторов:

с центробежной (рис. 5) и центробежно-осевой (рис. 6) турбиной

$$\epsilon_H = c \chi (e - \bar{\beta} - \bar{\varphi} + \bar{r}_{cp})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH} + \bar{r}_{cp} i_{TH}^2); \quad (4')$$

с осевой турбиной (рис. 7)

$$\epsilon_H = c \chi (e - \bar{\beta})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH}). \quad (4'')$$

Величины χ , $\bar{\beta}$, $\bar{\varphi}$, \bar{r}_{cp} определяются по приведенным уравнениям.

К. п. д. трансформатора

$$\eta_T = K i_{TH}. \quad (17)$$

Коэффициент крутящего момента насоса

$$\lambda_H = \frac{\pi}{1800 g} \frac{r_{H2}^2}{D_a^5} V_H \varepsilon_H (1 - B_1 \varepsilon_H) \quad (18)$$

или

$$\lambda_H = 178 \cdot 10^{-6} \frac{r_{H2}^2}{D_a^5} V_H \varepsilon_H (1 - B_1 \varepsilon_H), \quad (18')$$

где D_a — активный диаметр трансформатора, м.

Рабочий объем V_H равен сумме объемов каналов насоса

$$V_H = F_{Hcp} l_m. \quad (19)$$

Средняя суммарная площадь живых сечений каналов насоса

$$F_{Hcp} = 2\pi r_{Hcp} b_{Hcp} \psi_H, \quad (20)$$

где b_{Hcp} — средняя ширина каналов насоса, м; ψ_H — коэффициент стеснения лопатками живого сечения рабочей полости насоса.

С помощью упрощенной методики построим безразмерную характеристику гидродинамического трансформатора автомобиля «Волга» ГАЗ-21. Геометрические параметры трансформатора приведены в табл. 1 [1].

Т а б л и ц а 1

| Колеса | β , град | | r , м | | b_{cp} , м | l_m , м | D_a , м |
|--------|----------------|-----------|----------|-----------|--------------|-----------|-----------|
| | вход (1) | выход (2) | вход (1) | выход (2) | | | |
| Н | 80 | 110 | 0,0720 | 0,1315 | 0,0235 | 0,0820 | 0,280 |
| Т | 140 | 25 | 0,1315 | 0,0720 | | | |
| А | 96 | 152 | 0,0700 | 0,0700 | | | |

Круг циркуляции трансформатора автомобиля „Волга“ симметричный (рис. 8). Следовательно, $\bar{\varphi} = 1$ и $\bar{r}_{cp} = 1$.

Коэффициент, характеризующий форму эпюры меридиональных скоростей, равен $c = 1$ (равноскоростная эпюра).

Порядок расчета безразмерной характеристики гидродинамического трансформатора следующий.

1. Коэффициенты

$$B_1 = \frac{\bar{l}_M}{2\pi} (\operatorname{ctg} \beta_{H2} - \bar{r}_{A2} \operatorname{ctg} \beta_{A2}) = \frac{0,624}{2 \cdot 3,14} (-0,364 + 0,533 \cdot 1,881) = 0,0634,$$

$$B_2 = \frac{\bar{l}_M}{2\pi} (\bar{r}_{T2} \operatorname{ctg} \beta_{T2} - \operatorname{ctg} \beta_{H2}) = \frac{0,624}{2 \cdot 3,14} (0,548 \cdot 2,145 + 0,364) = 0,153,$$

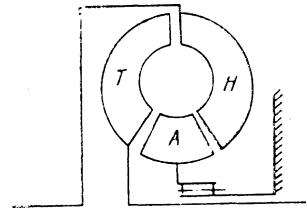
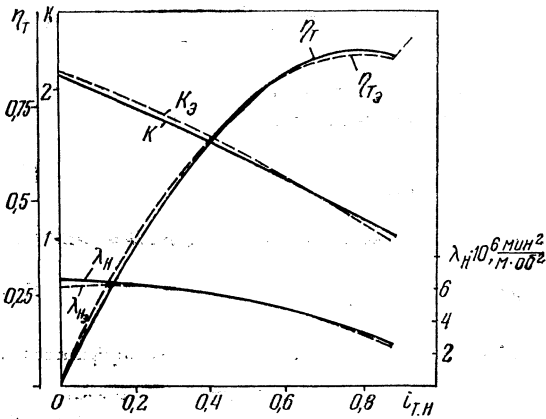


Рис. 8.

$$\text{где } \bar{l}_M = \frac{l_M}{r_{H2}} = \frac{0,0820}{0,1315} = 0,624; \quad \bar{r}_{T2} = \frac{r_{T2}}{r_{H2}} = \frac{0,0720}{0,1315} = 0,548; \quad \bar{r}_{A2} = \frac{r_{A2}}{r_{H2}} = \frac{0,0700}{0,1315} = 0,533.$$

2. Коэффициент отклонения лопаток насоса от радиального направления (углы наклона $\beta_{H1} < 90^\circ$ и $\beta_{H2} > 90^\circ$)

$$\chi = \frac{\beta_{H1}}{90^\circ} \cdot \frac{180^\circ - \beta_{H2}}{90^\circ} = \frac{80}{90} \cdot \frac{180 - 110}{90} = 0,691.$$

3. Относительная кривизна лопаток колес трансформатора

$$\beta = \frac{\Delta\beta_H - \Delta\beta_T}{\Delta\beta_A} - 1 = \frac{-30 + 115}{56} - 1 = 0,518,$$

где

$$\Delta\beta_H = \beta_{H2} - \beta_{H1} = 110 - 80 = 30^\circ;$$

$$\Delta\beta_T = \beta_{T2} - \beta_{T1} = 25 - 140 = -115^\circ;$$

$$\Delta\beta_A = \beta_{A2} - \beta_{A1} = 152 - 96 = 56^\circ.$$

4. Степень использования рабочего объема насоса

$$\begin{aligned}\epsilon_H &= c \chi (e - \bar{\beta} + \bar{\varphi} - \bar{r}_{cp})(2 + \bar{\beta} - \bar{\varphi} i_{TH} - \bar{r}_{cp} i_{TH}^2) = \\ &= 1 \cdot 0,691 (2,718 - 0,518 + 1 - 1)(2 + 0,518 - i_{TH} - i_{TH}^2) = \\ &= 3,82 - 1,52 i_{TH} (1 + i_{TH}).\end{aligned}$$

5. Коэффициент трансформации

$$K = \frac{1 + B_2 \epsilon_H - \bar{r}_{T2}^2 i_{TH}}{1 - B_1 \epsilon_H} = \frac{1 + 0,153 \epsilon_H - 0,548^2 i_{TH}}{1 - 0,0634 \epsilon_H}.$$

6. К. п. д. трансформатора

$$\eta_T = K i_{TH}.$$

7. Средняя суммарная площадь живых сечений каналов насоса

$$F_{H_{cp}}^r = 2\pi r_{H_{cp}} b_{H_{cp}} \Psi_H = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1018 \cdot 0,0235 \cdot 0,935 = 0,014 \text{ м}^2,$$

$$\text{где } r_{H_{cp}} = \frac{r_{H1} + r_{H2}}{2} = \frac{0,0720 + 0,1315}{2} = 0,1018 \text{ м.}$$

Коэффициент стеснения для насоса принимаем на основании анализа статистических данных равным $\Psi_H = 0,935$.

8. Рабочий объем насоса

$$V_{H_{cp}} = F_{H_{cp}} I_m = 0,014 \cdot 0,0820 = 0,001148 \text{ м}^3.$$

9. Коэффициент крутящего момента насоса

$$\begin{aligned}\lambda_H \cdot 10^6 &= 178 \cdot \frac{r_{H2}^2}{D_a^5} V_H \epsilon_H (1 - B_1 \epsilon_H) = 178 \cdot \frac{0,1315^2}{0,280^5} \times \\ &\times 0,001148 (1 - 0,0634 \epsilon_H) = 2,05 \epsilon_H - 0,13 \epsilon_H^2.\end{aligned}$$

Результаты расчета K , η_T , λ_H приведены в табл. 2 и графически представлены на рис. 8 (сплошные линии). Для сравнения даны экспериментальные значения $K_э$, $\eta_{Tэ}$ и $\lambda_{Hэ}^*$ (пунктирные линии) трансформатора автомобиля «Волга».

* Численные значения коэффициента $\lambda_{Hэ}^*$ были подсчитаны.

Таблица 2

| | | | | | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| $i_{тн}$ | 0 | 0,10 | 0,20 | 0,30 | 0,40 | 0,50 | 0,60 | 0,70 | 0,80 | 0,88 |
| ϵ_n | 3,82 | 3,65 | 3,46 | 3,23 | 2,97 | 2,68 | 2,36 | 2,01 | 1,63 | 1,31 |
| K | 2,09 | 1,99 | 1,88 | 1,77 | 1,62 | 1,52 | 1,39 | 1,25 | 1,13 | 1,02 |
| $K_э$ | 2,10 | 2,00 | 1,90 | 1,80 | 1,65 | 1,52 | 1,40 | 1,24 | 1,10 | 1,00 |
| ΔK | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,03 | 0 | 0,01 | -0,01 | -0,03 | -0,02 |
| $\overline{\Delta K} \%$ | 0,48 | 0,50 | 1,05 | 1,83 | 1,64 | 0 | 0,71 | -0,80 | -2,54 | -2,00 |
| η_T | 0 | 0,199 | 0,376 | 0,530 | 0,650 | 0,759 | 0,834 | 0,875 | 0,902 | 0,898 |
| $\eta_{Tэ}$ | 0 | 0,200 | 0,380 | 0,540 | 0,660 | 0,760 | 0,835 | 0,865 | 0,890 | 0,880 |
| $\Delta \eta_T$ | 0 | 0,001 | 0,004 | 0,010 | 0,010 | 0,001 | 0,001 | -0,010 | -0,012 | -0,018 |
| $\overline{\Delta \eta_T} \%$ | 0 | 0,50 | 1,05 | 1,85 | 1,51 | 0,13 | 0,12 | -1,16 | -1,35 | -2,04 |
| $\lambda_n \cdot 10^6$, мин ² /м × × об ² | 5,93 | 5,74 | 5,53 | 5,26 | 4,93 | 4,56 | 4,11 | 3,60 | 3,00 | 2,46 |
| $\lambda_{nэ} \cdot 10^6$, мин ² /м × × об ² | 5,75 | 5,62 | 5,33 | 5,13 | 4,91 | 4,63 | 4,21 | 3,65 | 3,02 | 2,30 |
| $\Delta \lambda_n \cdot 10^6$, мин ² /м × × об ² | -0,18 | -0,12 | -0,20 | -0,13 | -0,02 | 0,07 | 0,10 | 0,05 | 0,02 | -0,16 |
| $\overline{\Delta \lambda_n} \%$ | -3,60 | -2,22 | -3,62 | -2,58 | -0,41 | 1,66 | 2,33 | 1,43 | 0,83 | -6,87 |

Для оценки точности упрощенной методики в табл. 2 приведены абсолютные и относительные отклонения расчетных величин от экспериментальных. Указанные отклонения определялись по следующим уравнениям:

$$\Delta K = K_э - K,$$

$$\Delta \eta_T = \eta_{Tэ} - \eta_T,$$

$$\Delta \lambda_n \cdot 10^6 = \lambda_{nэ} \cdot 10^6 - \lambda_n \cdot 10^6,$$

$$\overline{\Delta K} = \frac{\Delta K}{K_э} 100\%,$$

$$\overline{\Delta \eta_T} = \frac{\Delta \eta_T}{\eta_{Tэ}} 100\%,$$

$$\overline{\Delta \lambda_n} = \frac{\Delta \lambda_n \cdot 10^6}{\lambda_{nэ} \cdot 10^6} 100\%.$$

В зоне высокого к. п. д. гидродинамического трансформатора ($i_{тн} > 0,5$) средние величины относительных отклонений составляют:

$$\overline{\Delta K}_{cp} = 1,2\%, \quad \overline{\Delta \eta_T}_{cp} = 1\%, \quad \overline{\Delta \lambda_n}_{cp} = 2,6\%.$$

Упрощенная методика имеет небольшую трудоемкость. Сопоставление расчетных параметров рабочего процесса с экспериментальными для целого ряда одноступенчатых трансформаторов с различными кругами циркуляции свидетельствует об относительно высокой точности этой методики.

Л и т е р а т у р а

1. Антонов А. С. и др. Гидромеханические и электромеханические передачи транспортных и тяговых машин. М., 1963. 2. Митин Б. Е. Аналитическая методика построения характеристик одноступенчатых гидродинамических трансформаторов. В сб.: «Материалы межвузовской конференции по расчету и проектированию трансмиссий автомобилей, тракторов и тепловозов». Минск, 1968. 3. Повх И. Л. Техническая гидромеханика. М., 1969.