

Богданов Евгений Петрович

Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Доцент кафедры «Электромеханические комплексы и материалы»
Кандидат технических наук, доцент
Evgeny P. Bogdanov
National Research Tomsk Polytechnic University
Associate Professor of Department "Electromechanical Systems and Materials"
E-Mail: epbogdanov@mail.ru

Рикконен Сергей Владимирович

Национальный исследовательский Томский государственный университет
Ведущий инженер
Кандидат технических наук, доцент
Sergey V. Rikkonen
National Research Tomsk State University
Principal Engineer
E-Mail: Rikk2@yandex.ru

05.14.00 – Энергетика

Расчет переходных процессов останова электрогидравлических толкателей

The calculation for transitional procedure of stop of electrohydraulic pushers

Аннотация: Предложен алгоритм расчета переходных процессов электрогидравлического толкателя в составе колодочного тормоза с учетом местных гидравлических потерь течения масла, позволяющий оптимизировать конструкцию толкателя с точки зрения быстрейшего действия и энергоэффективности.

Abstract: An algorithm for calculating the transient electrohydraulic pusher composed of the block brake having regard to the local hydraulic losses of oil flow to optimize the design of the pusher in terms of performance and energy efficiency is justified.

Ключевые слова: Потери; процесс; пуск; двигатель; толкатель; гидросистема; алгоритм; расчет.

Key words: Losses; process; start; engine; pusher; hydraulic system; algorithm; calculation.

Электрогидравлические толкатели (ЭГТ) предназначены для преобразования электроэнергии в механическое прямолинейное движение гидравлическим способом с целью приведения в действие колодочных тормозов подъемных механизмов и механизмов подъемно-транспортного оборудования. Толкатели предназначены для работы в сети переменного тока напряжением 380 В, частотой 50 Гц в повторно-кратковременном режиме при продолжительности включения ПВ 80 % и менее, с частотой включений до 720 вкл/час. Выбор конструкции, мощности двигателя и параметров насоса толкателя подробно представлены в [1]. Между тем, в [1] упрощенно представлены гидравлические сопротивления течению рабочей жидкости, величина которых может существенно влиять на время переходных процессов. Колодочный тормоз и электрогидравлический толкатель вместе представляют собой колебательную систему с явными резонансами, поэтому вид переходных процессов данной системы суще-

ственно влияет на работу тормоза и автоматизированную систему управления, включающую электрогидравлический толкатель.

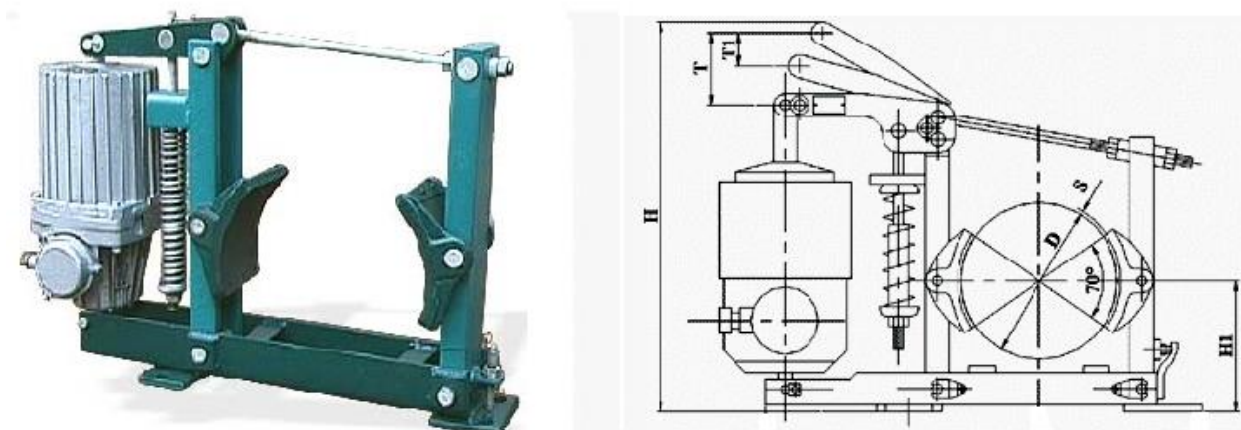


Рис. 1. Колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем ТЭ-80М производства ОАО «Томский электромеханический завод им. В.В. Вахрушева»

Исходные данные расчета:

$P_H = 80$ кгс – тяговое усилие, развиваемое насосом;

$S_{\Pi} = 0,0154$ м² – сечение поршня;

$h = 0,065$ м – ход поршня;

$t_{\Pi} = 0,65$ с – время подъема поршня ЭГТ;

$n = 3000$ об/мин – синхронная частота вращения двигателя ЭГТ;

$n_H = 2900$ об/мин – номинальная частота вращения ротора двигателя;

$M_{MAX} = 2,758$ Н·м – максимальный момент двигателя;

$m = 1,2$ – перегрузочная способность двигателя;

$S_K = 0,01$ – критическое скольжение двигателя;

$\rho = 862$ кг/м³ – удельный вес рабочей жидкости;

$\mu = 0,02356$ Па·с – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$m_P = 1$ кг – масса поршня;

$m_{SH} = 0,51$ кг – масса штока;

$m_R = 6$ кг – масса рычага;

$m_{PR} = 0,7$ кг – приведенная масса подвижных частей тормоза;

$q = 11200$ Н/м – жесткость пружины тормоза;

$R_{TR} = 250$ кг/с – коэффициент трения линейного движения конструктивных элементов толкателя и тормоза.

Размеры гидроканалов ЭГТ (согласно рис. 2):

$$S1 = 0,0154 \text{ м}^2; L1 = 0,07 \text{ м};$$

$$S2 = 0,00432 \text{ м}^2; l2 = 0,142 \text{ м};$$

$$S3 = 0,0132 \text{ м}^2; l3 = 0,01 \text{ м};$$

$$S4 = 0,0077 \text{ м}^2; l4 = 0,065 \text{ м};$$

$$S5 = 0,0154 \text{ м}^2.$$

Размеры гидроканала конфузора – переход из зоны 3 в зону 4.

$$SSOP = (S3+S4)/2 = 0,01 \text{ м}^2 ; lSOP = 0,065 \text{ м}.$$

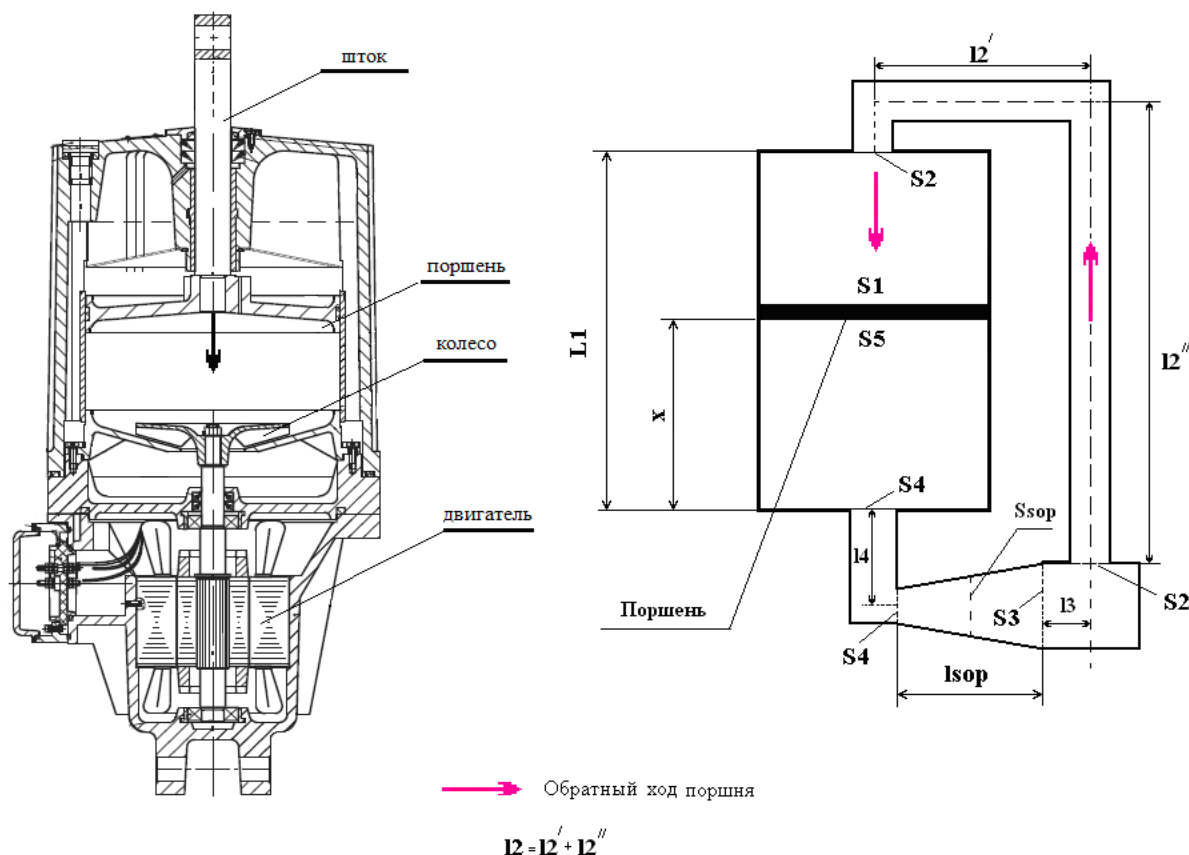


Рис. 2. Схема замещения гидравлической системы электрогидравлического толкателя

Расчет электрогидравлического толкателя

Согласно [1] проводится расчет колеса насоса электрогидравлического толкателя, т.е. вычисляются:

- гидравлический напор;
- расход гидросистемы;
- все размеры турбинного колеса;
- полное значение к.п.д. насоса;
- мощность двигателя.

Мощность двигателя составляет 180 Вт.

Общий к.п.д. гидротолкателя низкий и составляет $\eta = 0,395$ [1,2].

Для расчета переходных процессов системы необходимо определить общий момент инерции подвижных частей толкателя, который определяется по методике [2].

Общий момент инерции вращающихся частей двигателя:

$$M_I = M_{INCOL} + M_{INDV} = 5,751 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (1)$$

где M_{INCOL} – суммарный момент инерции колеса, M_{INDV} – суммарный момент инерции двигателя.

Расчет переходного процесса останова электрогидравлического толкателя

Расчет переходного процесса пуска асинхронного двигателя:

$$w(t) = w_C \cdot \left(1 - e^{\frac{-t}{T_m}}\right) \quad (2)$$

Частота вращения электродвигателя, при которой начнется движение штока:

$$w_{ШТ} = w_H \cdot \sqrt{\frac{H}{1,2 \cdot m \cdot H_H}} = 261,667 \text{ (1/с)}, \quad (3)$$

где $H_H = \frac{P_H}{S_1 \cdot \rho} = \frac{80}{0,0154 \cdot 862} = 6,02 \text{ м}$ – номинальный напор гидротолкателя;

$H = \frac{P}{S_1 \cdot \rho}$ – рабочий напор;

$m = 1,2$ – перегрузочная способность гидротолкателя.

Зависимость напора колеса от времени переходного процесса:

$$H(t) = \frac{w(t)^2 \cdot R_2^2 \cdot \eta_{rm}}{g \cdot (1 + \rho)} \quad (4)$$

Время обратного хода штока электрогидравлического толкателя

Время обратного хода – промежуток времени с момента снятия питающего напряжения с гидротолкателя и до момента прихода штока под действием внешней нагрузки в нижнее крайнее положение. От величины времени обратного хода зависит чувствительность гидротолкателя к командным сигналам, четкость его работы; увеличенное значение времени обратного хода электрических гидротолкателей, которые используются в качестве привода тормозов, может привести к недопустимым просадкам грузов на механизмах подъема.

Время обратного хода состоит из следующих составляющих:

$$t_0 = t_{c.o} + t_{3.o} + t_{д.o} \quad (5)$$

где $t_{c.o}$ – время спада питающего напряжения при отключении (при расчетах электрогидромеханических переходных процессов этими временами можно пренебречь);

$t_{3.o}$ – время запаздывания начала движения обратного хода штока, зависящее в основном от выбега ротора и закрепленного на нем турбинного колеса центробежного насоса, а также от перегрузочной способности электрогидравлического толкателя;

$t_{д.o}$ – время движения штока.

Механические потери мощности при вращении ротора двигателя гидротолкателя

Число Рейнольдса потерь трения для дисков колеса:

$$Re = \pi \cdot n_H \cdot \frac{R_2^2}{15 \cdot v} = 2.892 \cdot 10^5 \quad (6)$$

Потери трения дисков колеса:

$$N_r = 0,7 \cdot \frac{96 \cdot 10^{-9} \cdot R_2^5 \cdot n_H^3 \cdot \rho}{Re^{1/5}} = 0,025 \text{ кВт} \quad (7)$$

Потери трения в подшипниках:

$$N_{rt} = 0,002 \text{ кВт}$$

Суммарные механические потери:

$$N_\Sigma = N_r + N_{rt} = 0,027 \text{ кВт} \quad (8)$$

Номинальный момент сопротивления вращения ротора при опускании груза:

$$M_{CH} = \frac{975}{n_H} \cdot \left(\frac{Q_P \cdot H(t) \cdot \rho}{204 \cdot \eta_\Gamma \cdot \eta_{об}} + N_\Sigma \right) \text{ кг} \cdot \text{м} \quad (9)$$

Электромеханическая постоянная времени выбега ротора двигателя гидротолкателя:

$$T_0 = \frac{M_I \cdot n_H}{375 \cdot M_{CH}} = 0,135 \text{ с} \quad (10)$$

Расчет переходного процесса выбега ротора двигателя гидротолкателя:

$$w(t) = w_H \cdot e^{\frac{-t}{T_0}} \quad (11)$$

Расчет гидравлических сопротивлений электрогидравлического толкателя при опускании штока

На рис. 2 представлена гидравлическая схема замещения гидротолкателя.

При отключении электропитания двигателя толкателя давление под поршнем уменьшается, и за счет силы упругого элемента поршень начинает двигаться вниз. Жидкость из зоны S5 перетекает в зону S4, далее в сопло, в зону S3, S2 и в зону S1.

В процессе протекания жидкости система образуются гидравлические потери, которые в существенной степени определяют время переходного процесса опускания поршня. Для динамической системы гидравлические потери выражаются в виде сил гидравлических сопротивлений: сила потери гидравлического напора; сила потерь на трение; сила местных гидравлических сопротивлений. Анализ гидромеханической системы показывает, что числа Рейнольдса на некоторых участках системы невысокие, пути протекания жидкости короткие и основными потерями будут являться местные гидравлические сопротивления [2, 3].

В зоне перехода из S5 в S4 сила сопротивления будет состоять из силы трения, силы потери напора и силы местных гидравлических сопротивлений (резкое сужение из S5 в S4). Необходимо учитывать также гидравлическое сопротивление сопла, перетекание жидкости из зоны S3 в зону S2 (резкое сужение), резкое расширение из зоны S2 в S1 и трение в S1.

Суммарная сила гидравлического сопротивления:

$$F_{гид}(t, x, z) = F_{54}(t, x, z) + F_4(t, x, z) + F_{32}(t, x, z) + F_{21}(t, x, z) \quad (12)$$

Изменения скорости течения жидкости и сил сопротивления при движении поршня представлены на рис. 3. Силы сопротивления существуют только при наличии движения жид-

кости и поршня, в установившемся режиме сил нет. Так как механическая система тормоза представляет собой колебательную систему, то останов толкателя будет носить периодический характер, хотя момент контакта колодок со шкивом вносит существенные потери и периодичность процесса останова в экспериментах практически не заметна.

Уравнение движения гидромеханической системы «гидротолкатель - тормоз»:

$$m_{\Sigma}(t, x, z) \cdot a(t, x, z) = Fn(t) - Fcc(t, x, z) - q \cdot x(t) - mc \cdot g - Ftr(t, x, z), \quad (13)$$

где $m_{\Sigma}(t, x, z)$ – суммарная инерционная масса системы;

$Fn(t) = H(t) \cdot g \cdot S1 \cdot \rho$ – сила напора турбины, Н;

$Ftr(t, x, z) = Rtr \cdot z(t, x)$ – сила сопротивления линейному движению, Н;

$a(t, x, z)$ – линейное ускорение системы, м/с²;

$z(t)$ – скорость движения поршня, м/с.

Решение уравнений (13) и (12) с учетом (11) проводится численным методом, используя программу *Mathcad Professional* [2, 3].

На рис. 4 представлен переходный процесс опускания штока гидротолкателя с определением времени начала движения штока.

Расчетное время пуска данного толкателя по [2] составило 0,61÷0,65 с, время останова 0,495 с. Полученные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными (рис. 5) [4]. При пуске ошибка расчета составляет 7,1 %, при останове 1,1 %.

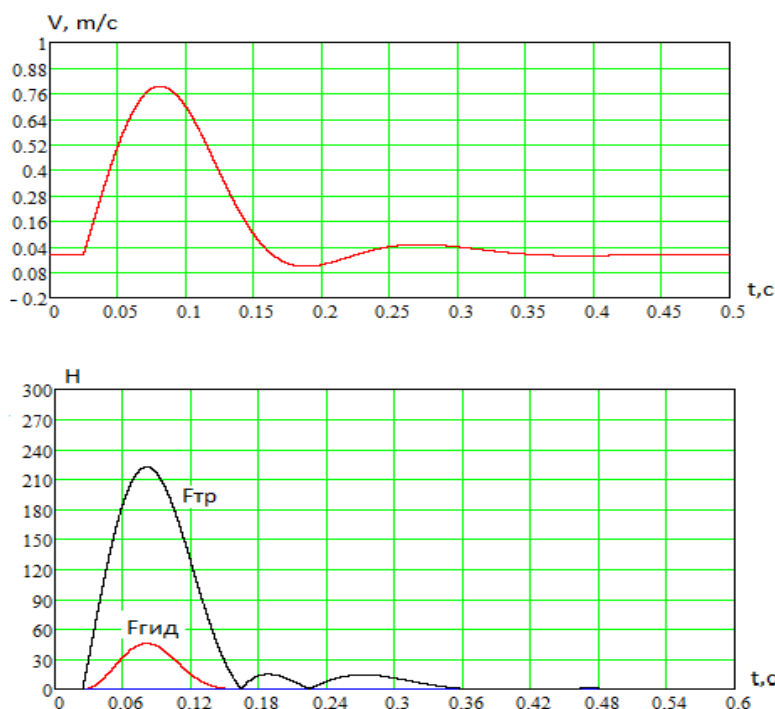


Рис. 3. Временные зависимости скорости течения жидкости и сил сопротивления при движении поршня гидротолкателя при опускании поршня. $F_{тр}$ – сила трения поршня и штока толкателя. $F_{гид}$ – суммарная сила гидравлического сопротивления сила

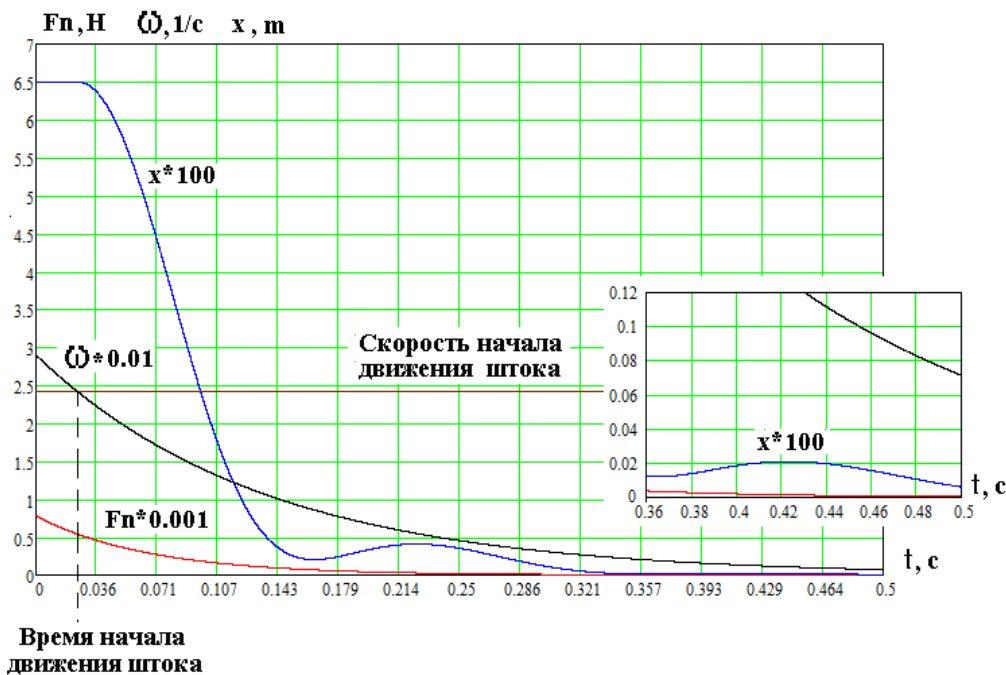


Рис. 4. Переходный процесс опускания штока электрогидравлического толкателя. Масса подвижных частей – 6,51 кг, жесткость пружины – 11200 Н/м. Число лопаток - 8. Величина остаточного зазора – 0,15 мм. Время обратного хода 0,495 с

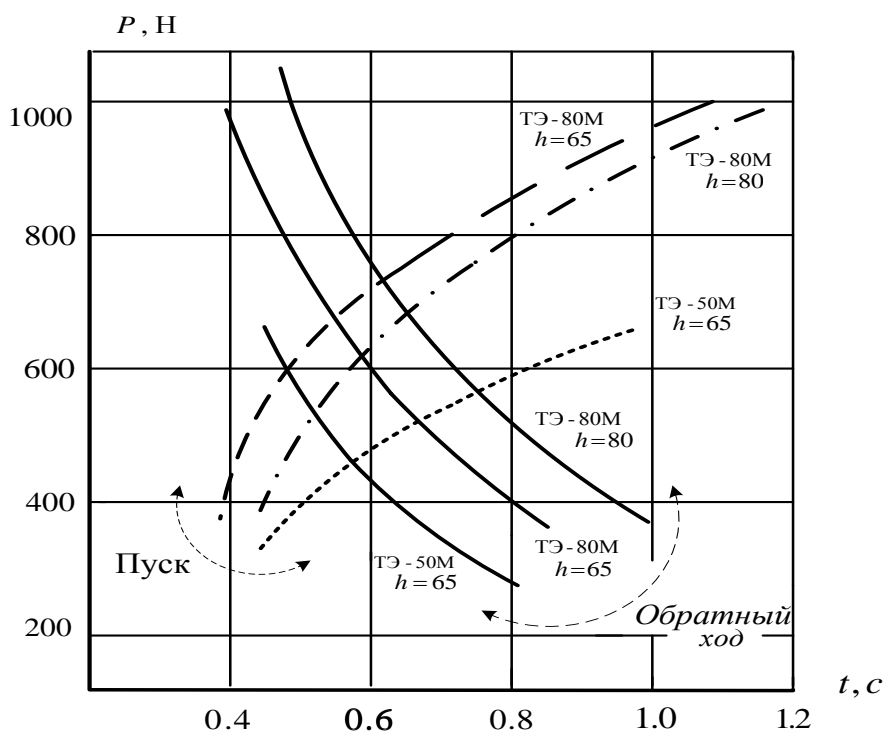


Рис. 5. Экспериментальные временные характеристики гидротолкателей ТЭ-50М, ТЭ-80М

Выводы

1. Представленная методика расчета позволяет рассчитать переходные процессы пуска [2] и процесс останова электрогидравлического толкателя с учетом гидромеханических потерь системы.
2. Использование данной методики расчета позволит выбрать оптимальную конструкцию электрогидравлического толкателя по быстродействию и энергоэффективности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гусельников Э.М., Ротт В.Ф. Электрогидравлические толкатели. – М.: Энергия, 1968. 112 с.
2. Богданов Е. П., Рикконен С. В., Федянин А. Л. Расчет переходных процессов пуска электрогидравлических толкателей [Электронный ресурс] // Наукоедение. - 2013 - №. 2. - С. 1-10. - Режим доступа: <http://naukovedenie.ru/PDF/46tvn213.pdf>, свободный – Загл. с экрана.
3. Антропов А.Т., Рикконен С.В. Гидромеханические характеристики регулирующей заслонки САР давления//itech – журнал интеллектуальных технологий. – 2009. – № 12. С. 35-39.
4. <http://www.ivalur.ru/catalog/hydro/te-50/>Толкатели электрогидравлические ТЭ-50М. Группа компаний «Ивалюр».

Рецензент: Лукутин Борис Владимирович. Докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение промышленных предприятий» Национального исследовательского Томского политехнического университета.