УДК 629.4.077

Н. Е. НАУМЕНКО, И. Ю. ХИЖА, Е. Г. БОГОМАЗ

ОЦЕНКА ТОРМОЗНЫХ ПУТЕЙ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ПРИ ЭКСТРЕННЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКОМ И ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКОМ ТОРМОЖЕНИЯХ

Дан краткий анализ результатов исследования процесса экстренного торможения скоростного пассажирского поезда нового поколения. Тормозная система железнодорожного подвижного состава – одна из основных систем, которые отвечают за обеспечение требований безопасности движения. Вопросам повышения тормозной эффективности пассажирских вагонов новой конструкции уделяется значительное внимание, что обусловлено увеличением как осевой нагрузки, так и скорости движения. В настоящее время широко применяются дисковые тормозные системы, обеспечивающие высокую тормозную эффективность при скоростях 160 км/ч и выше. Наиболее перспективные виды железнодорожного транспорта для перевозки пассажиров на расстояния 500 – 700 км – это электропоезда. Проведена оценка процесса торможения электропоезда ЭКр1 "Тарпан", экипажи которого оборудованы беззазорными сцепными устройствами и дисковыми тормозами, при экстренных пневматическом и электропневматическом торможениях. В качестве одного из критериев эффективности тормозов поезда принят тормозной путь. Полученные теоретическими расчетами значения тормозных путей электропоезда при экстренных пневматическом и электропневматическом торможениях на горизонтальной площадке не превышают значений, установленных техническим заданием, и практически совпадают с данными ходовых тормозных испытаний. Максимальные значения тормозных путей при пневматическом и электропневматическом торможениях с начальной скоростью 160 км/ч на спуске с уклоном 10 ‰ согласуются с требованиями инструкции по сигнализации.

Наведено короткий аналіз результатів досліджень процесу екстреного гальмування швидкісного пасажирського поїзда нового покоління. Гальмівна система залізничного рухомого складу – одна з основних систем, які відповідають за забезпечення вимог безпеки руху. Питанням підвищення гальмівної ефективності пасажирських вагонів нової конструкції приділяється значна увага, що обумовлено збільшенням осьового навантаження і швидкості руху. В теперішній час широко використовуються дискові гальмівні системи, які забезпечують високу гальмівну ефективність при швидкостях 160 км/год і вище. Найбільш перспективний вид залізничного транспорту для перевезення пасажирів на відстань 500 – 700 км – це електропоїзд. Проведено оцінку процесу гальмування електропоїзда ЕКр1 "Тарпан", екіпажі якого обладнано дисковими гальмами, при екстрених пневматичному і електропневматичному гальмуваннях. Одним із критеріїв ефективності гальмів поїзда прийнято гальмівний шлях. Отримані теоретичними розрахунками значення гальмівних шляхів електропоїзда при екстрених пневматичних і електропневматичних гальмуваннях на горизонтальній площадці не перевищують значень, які установлено технічним завданням, та практично співпадають з даними ходових гальмівних випробувань. Максимальні значення гальмівних шляхів при пневматичному і електропневматичному гальмуваннях з початковою швидкістю 160 км/год на спуску з уклоном 10 ‰ узгоджуються з вимогами інструкції з сигналізації.

A brief analysis of the results associated with studies of emergency braking a new-generation high-speed passenger train is provided. The braking system of railway rolling stock is one of the main systems providing the safe traffic. The problems of improvements in the braking effectiveness of the newly developed passenger cars have received much consideration due to an increase in both an axial load and a speed of motion. At present the disk braking systems providing an improved braking effectiveness at speeds of 160 km/h and more are in considerable use. Electric trains are the most advanced types of railway transport to carry passengers by rail at range of 500-700 km. For emergency pneumatic and electric pneumatic braking the assessment of braking the EKp1 Tarpan electric train, vehicles of which are equipped with gap-free couplers and disk brakes, is made. The braking distance is presented as a criterion of the effectiveness of train brakes. The predicted values of braking distances of the electric train for emergency pneumatic and electric pneumatic braking on the horizontal ground do not exceed the specified values, and agree practically with the data of running braking tests. Maximal values of braking distances for pneumatic and electric pneumatic braking at an initial speed of 160 km/h with a 10 ‰ slop are in agree with the requirements of signaling instructions.

Ключевые слова: *электропоезд, экстренное торможение, эффективность тормозной системы, дисковые тормоза, экспериментальные исследования, тормозной путь.*

Железнодорожный транспорт занимает ведущее место в транспортном сообщении Украины, осуществляя основной объем грузовых и пассажирских перевозок. Железнодорожные перевозки пассажиров составляют порядка 47,2 % всего пассажирооборота в стране.

Приоритетом в обновлении пассажирского парка должно стать обеспечение железных дорог Украины подвижным составом нового поколения. Основные требования к перспективному подвижному составу направлены на повышение его скорости движения, надежности и безопасности движения, а также на уменьшение затрат на содержание и снижение негативного воздействия на окружающую среду.

Наиболее перспективные виды железнодорожного транспорта для перевозки пассажиров на расстояния 500 – 700 км – это электропоезда. Поезд ЭКр1 “Тарпан”, разработанный и созданный ПАО “Крюковский вагоностроительный завод”, отличается от существующих электропоездов колеи 1520 мм, прежде всего, своим назначением. Это межрегиональный поезд повышенной комфортности, составленный из вагонов различной классности и предназначенный для дневных перевозок пассажиров на расстояния 600 – 800 км со скоростью 160 км/ч. Двухсистемный электропоезд состоит из девяти вагонов: двух головных и семи промежуточных. Вагоны электропоезда оборудованы беззазорными сцепными устройствами БСУ-4 с поглощающими аппаратами Р-2П.

Выполнение требований Норм для расчета и проектирования вагонов является необходимым условием обеспечения безопасности движения, сохранности жизни и здоровья людей, имущества и окружающей среды. Кроме того, при перевозке пассажиров должны выполняться требования по обеспечению комфортности, связанной с вибрациями, шумом и плавностью хода экипажа. Для оценки динамической нагруженности конструкций экипажей нового поколения в составе пассажирского поезда в процессе эксплуатации необходимо проводить исследования переходных режимов движения электропоездов, определять уровни усилий, возникающих в межвагонных соединениях экипажей, продольных ускорений экипажей, а также тормозные пути поезда при заданных видах торможений и начальной скорости торможения состава.

Для исследования переходных режимов движения скоростного пассажирского поезда, вагоны которого оборудованы беззазорными сцепными устройствами, разработаны математическая модель, учитывающая особенность работы межвагонных соединений и возможность возникновения в конструкциях экипажей пластических деформаций [1], и программное обеспечение.

Тормозная система железнодорожного подвижного состава – одна из основных систем, которая отвечает за обеспечение требований безопасности движения. Все локомотивы и большинство вагонов устаревших конструкций как пассажирских поездов локомотивной тяги, так и электропоездов оборудованы колодочными тормозами.

При колодочном торможении тормозная сила создается путем прижатия колодок к поверхности катания колеса. В этом случае тормозные силы экипажей вычисляются с использованием зависимости, приведенной к удобному для расчета виду [2]:

$$\begin{gathered} F^{к}_{торм} = c_1 K_{\max} \frac{(t - t_{bi})}{(c_2 + c_3(i-1))} \frac{|v| + c_4}{|v| + c_5}; \\ c_2 = t_г; \quad c_3 = \frac{t_х - t_г}{n-1}, \end{gathered} \tag{1}$$

где c_1, c_4, c_5 – постоянные коэффициенты; $K_{\max} = K_{ваг} n_{ваг}$ – максимальная сила нажатия колодок экипажа; $K_{ваг}$ – сила нажатия колодок на ось экипажа; $n_{ваг}$ – число осей экипажа; t_{bi} – время распространения тормозной волны до i-го вагона; v – скорость поезда (м/с); $t_г, t_х$ – времена наполнения тормозных цилиндров головного и хвостового вагонов; n – число экипажей в составе.

При определении тормозной силы в формуле (1) принимаются следующие значения коэффициентов: для композиционных колодок c_1 = 0,18; c_4 = 41,7; c_5 = 20,85; для чугунных колодок c_1 = 0,054; c_4 = 27,8; c_5 = 5,56.

Повышение скоростей движения пассажирских поездов при колодочных тормозах ограничено силой сцепления колес с рельсами и нагревом поверхности катания колеса при торможении. Чрезмерный нагрев происходит как для чугунных, так и для композиционных колодок.

Поэтому вопросам повышения тормозной эффективности пассажирских вагонов новой конструкции уделяется значительное внимание, что обусловлено увеличением осевой нагрузки и скорости движения [3].

В настоящее время широко применяются дисковые тормозные системы, обеспечивающие высокую тормозную эффективность при скоростях 160 км/ч и выше. В работе [4] теоретическими и экспериментальными исследованиями показано, что использование дисковых тормозных систем по сравнению с колодочным тормозом позволяет:

– реализовать более плавное замедление вагона;

– сохранять стабильное значение коэффициента трения за весь период торможения;

– уменьшить силу нажатия, приведенную к поверхности катания колеса.

Одним из недостатков дискового тормоза является отсутствие очистки поверхности катания колеса, что на загрязненных рельсах приводит к уменьшению силы сцепления и повышению вероятности возникновения юза.

В тормозных системах подвижного состава железных дорог в основном применяются пневматические фрикционные тормозные системы, в которых реализация тормозной силы осуществляется фрикционной парой диск – накладка или колодка – колесо. Важнейшее требование к фрикционной паре – это обеспечение стабильного значения коэффициента трения в широком диапазоне изменения температур и скорости движения при торможении, так как высокие значения указанного коэффициента могут привести к юзу и термомеханическим повреждениям колеса, низкие – к недостаточной тормозной эффективности [5]. Тормозная сила оси для дискового тормоза определяется выражением [6]

$$F_{торм} = K_p \varphi_{kp} \frac{d}{D_k},$$

где K_p – расчетная сила нажатия тормозных накладок на тормозные диски одной колесной пары; φ_{kp} – коэффициент трения колодок о диски, который является постоянной величиной; d – диаметр тормозных накладок; D_k – диаметр колеса экипажа.

В поездах скоростного движения дополнительно к дисковым тормозам используются электромагнитные рельсовые тормоза (ЭМРТ). Действительные значения тормозной силы получены в результате натурных испытаний подвижного состава, оборудованного ЭМРТ. Формулы для определения тормозной силы $F_{эмрт}$ (Н) выведены в зависимости от скорости движения [7]

$$F_{эмрт} = \begin{cases} 1{,}564 \cdot 10^4 e^{-0{,}183\ v}, & v \le 20; \\ 1{,}212 \cdot 10^4 e^{-0{,}005\ v}, & 20 \le v \le 200, \end{cases}$$

где v – скорость движения экипажа (км/ч).

При исследовании переходных режимов движения учитывается основное сопротивление поступательному движению i-го экипажа

$$W_i = m_i g w_{0\,i},$$

где $w_{0\,i}$ – удельное сопротивление движению i-го экипажа (Н/кН), m_i – масса i-го экипажа, g – ускорение свободного падения.

Формула для расчета $w_{0\,i}$ пассажирского цельнометаллического вагона на роликовых подшипниках имеет вид [6]

$$w_{0\,i} = 0{,}7 + \frac{8 + 0{,}18\,v_i + 0{,}003 v_i^2}{0{,}1 q_0},$$

где v_i – скорость движения i-го экипажа (км/ч); q_0 – нагрузка на ось i-го экипажа (кН).

Для оценки эффективности тормозной системы электропоезда ЭКр1 проведены ходовые тормозные испытания электропоезда на прямых горизонтальных участках пути [8]. В частности, были проведены испытания таких видов торможения электропоезда, как экстренные пневматическое и электропневматическое торможения. Для сопоставления данных испытаний с результатами теоретических расчетов исследуем процесс экстренного торможения электропоезда ЭКр1 на горизонтальной площадке путем использования разработанных математических моделей и программного обеспечения. Схема формирования электропоезда следующая [9]: головной вагон (62-7066), вагон первого класса (62-7067), вагон второго класса (62-7068), вагон второго класса с баром и местами для перевозки пассажиров в инвалидных колясках (62-7069), вагон третьего класса (62-7070), два вагона второго класса (62-7068), вагон первого класса (62-7067), хвостовой вагон (62-7066). Длина головного вагона по осям сцепок составляет 20,42 м, длина промежуточного – 26,696 м. Общая масса поезда – 608,28 т.

В табл. 1 приведены значения массовых характеристик соответственно порожних и груженых вагонов для указанных моделей вагонов электропоезда ЭКр1 [10, 11].

Таблица 1

Модель вагона	Количество вагонов	Масса тары одного вагона, т	Масса загруженного вагона, т	Суммарная масса, т
62-7066	2	78,92	80,92	161,84
62-7067	2	53,66	60,06	120,12
62-7068	3	54,62	64,02	192,05
62-7069	1	56,84	65,24	65,24
62-7070	1	57,93	65,03	65,03

При выполнении численных расчетов жесткость межвагонного соединения при нагрузке в случае билинейной аппроксимации силовой характеристики поглощающего аппарата составляет на первом участке 3,7 МН/м, на втором – 14,44 МН/м, и соответственно перемещения поглощающих аппаратов с учетом упругости конструкции вагона составляют 0,108 м и 0,15 м. Жесткость конструкции вагона принята равной 52 МН/м. Сила закрытия поглощающих аппаратов и соответствующее перемещение составляют 1 МН и 0,15 м. Коэффициент вязкого сопротивления деформированию соединения равен 0,3 МН·с/м, коэффициент необратимого поглощения энергии – 0,6. По существующим нормам (ГОСТ Р 53076-2008) [12] головной вагон электропоезда рассчитывается на силы сжатия и растяжения 2,5 МН, промежуточный – 2 МН.

Диапазон изменения параметров дискового торможения, согласно работам [8, 13 – 15], приведен в табл. 2.

Таблица 2

Вид дискового торможения	Сила нажатия тормозных накладок на ось, МН	Время наполнения тормозных цилиндров, с	Коэффициент трения накладки и диска
Пневматическое	0,07147 – 0,07500	5,0 – 7,0	0,35000 – 0,38052
Электропневматическое	0,07147 – 0,07500	1,5 – 3,5	0,35000 – 0,38052

При проведении расчетов были выбраны следующие параметры: сила нажатия тормозных накладок на ось колесной пары одинаковая как при пневматическом, так и электропневматическом торможениях и равна 0,075 МН; коэффициент трения накладки и диска составляет 0,38052; время наполнения тормозных цилиндров – соответственно для пневматического торможения 5,7 с, для электропневматического 1,5 с. Расчетные радиусы колес по кругу катания для головного и промежуточных вагонов для новых колес равны 0,479 м, радиусы трения тормозных дисков составляют соответственно для головного вагона 0,322 м, для промежуточного 0,233 м. Исследования проводились в диапазоне изменения скоростей от 10 до 160 км/ч.

В качестве критерия эффективности тормозов поезда принят тормозной путь.

На рис. 1 и рис. 2 приведены зависимости тормозных путей x_m от начальной скорости торможения v в случае экстренных пневматического (рис. 1) и электропневматического (рис. 2) торможений электропоезда на горизонтальной площадке. Сплошная и маркерная линии на рисунках соответствуют результатам, полученным путем численного моделирования и экспериментально.

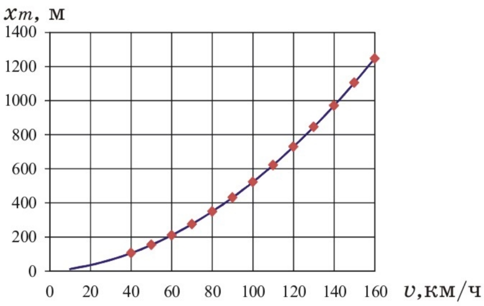

Рис. 1

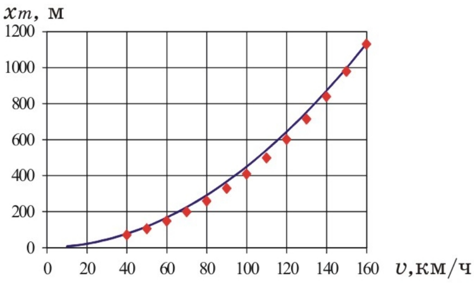

Рис. 2

Анализ результатов расчета процесса торможения электропоезда показал, что тормозные пути электропоезда на горизонтальной площадке при экстренных пневматическом и электропневматическом торможениях не превышают значений 1300 м, установленных техническим заданием для скорости 160 км/ч [8]. Получено хорошее согласование результатов численных расчетов с данными экспериментальных исследований [8] и расчетными значениями тормозных путей, полученными в работе [16].

Кроме того, для скоростей 46,68 км/ч, 48 км/ч, 58,3 км/ч и 63,42 км/ч экспериментально при экстренном пневматическом торможении определены значения тормозных путей, которые составили соответственно 137,4 м; 144 м; 201 м; 232 м [8]. Результаты проведенных расчетов тормозных путей для указанных скоростей экстренного пневматического торможения электропоезда полностью совпадают с данными эксперимента.

Учет сил сопротивления движению экипажей электропоезда в процессе торможения незначительно влияет на значения тормозных путей, что связано с тем, что значения сил сопротивления движению малы. Так для скорости торможения 160 км/ч сила сопротивления движению головного вагона составляет 5,2 кН, для скорости торможения 10 км/ч – 1 кН. Для промежуточных вагонов значения сил сопротивления еще меньше. Сопротивление поступательному движению целесообразно учитывать при исследовании движения поезда на участке пути большой протяженности с чередованием переходных режимов [17]. Для наглядности влияние сил сопротивления на значения тормозных путей при электропневматическом экстренном торможении показано на рис. 3. Линии 1 и 2 соответствуют зависимости тормозного пути от начальной скорости при электропневматическом торможении электропоезда без учета и с учетом сил сопротивления движению.

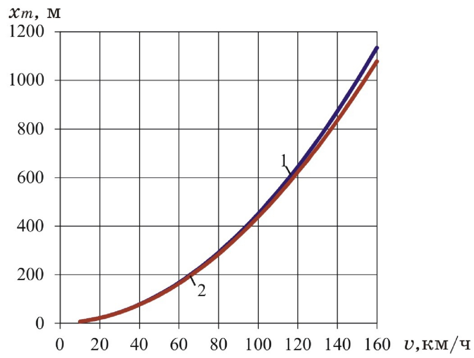

Рис. 3

Значения тормозных путей электропоезда на нормированных спусках 6 ‰ и 10 ‰ при экстренном торможении для скоростей 100, 140, и 160 км/ч должны быть меньше максимально допустимых значений согласно требованиям “Інструкції з сигналізації…” [18].

Исследуем торможение электропоезда на спусках с углами уклонов, составляющими 6 ‰ и 10 ‰. На рис. 4 приведены зависимости тормозных путей от начальной скорости торможения электропоезда при его движении на спуске с уклоном 10 ‰. Линии 1 и 2 соответствуют значениям тормозных путей, полученным при экстренном пневматическом торможении состава без учета (линии 1) и с учетом (линия 2) основного сопротивления движению при торможении поезда. Линии 3 и 4 соответствуют значениям тормозных путей, полученным соответственно при экстренном электропневматическом торможении состава соответственно без учета (линия 3) и с учетом (линия 4) основного сопротивления движению.

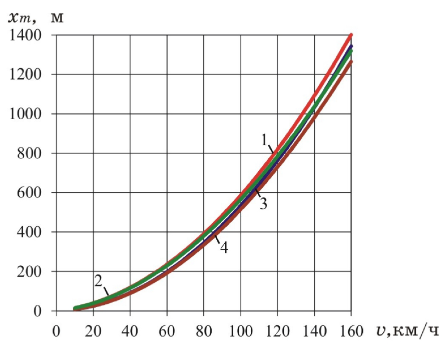

Рис. 4

Анализ полученных результатов показал, что максимальные значения тормозных путей при пневматическом торможении поезда с начальной скоростью 160 км/ч на спуске с уклонами 6 ‰ и 10 ‰ составляют соответственно 1278 м и 1400 м, что согласуется с требованиями “Інструкції з сигналізації…” [18].

Таким образом, проведены исследования процессов экстренных пневматического и электропневматического торможений электропоезда ЭКр1. Определены зависимости значений тормозных путей от начальной скорости торможения. Значения тормозных путей, полученные расчетным путем, практически совпадают с экспериментальными данными ходовых тормозных испытаний.

1. *Науменко Н. Е.* Моделирование аварийного соударения с преградой пассажирского поезда, оборудованного системой пассивной безопасности / *Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа* // Техническая механика. – 2014. – № 4. – С. 65 – 74.
2. *Гребенюк П. Т.* Динамика торможения тяжеловесных поездов / *П. Т. Гребенюк*. – М. : Транспорт, 1977. – 152 с.
3. *Водянников Ю. Я.* Влияние времени наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом на тормозную эффективность пассажирского вагона / *Ю. Я. Водянников, С. М. Свистун, А. М. Сафронов* // Залізничний транспорт України. – 2014. – № 5. – С. 3 – 8.
4. *Кукин С. В.* Дисковые тормозные системы пассажирских вагонов и их особенности / *С. В. Кукин, А. Е . Нищенко, С. А. Павлов* // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта : тезисы докладов 75 Международной научно-практической конференции, 14 – 15 мая 2015 г. – Днепропетровск : ДИИТ, 2015. – С. 145 – 146.
5. *Шелейко Т. В.* Определение коэффициента трения фрикционной пары по результатам поездных тормозных испытаний / *Т. В. Шелейко* // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта : тезисы докладов 75 Международной научно-практической конференции, 14 – 15 мая 2015 г.– Днепропетровск : ДИИТ, 2015. – С. 60 – 61.
6. *Асадченко В. Р*. Автоматические тормоза подвижного состава / *В. Р. Асадченко*. – М. : Маршрут, 2006. – 392 с.
7. *Балон Л. В.* Электромагнитные рельсовые тормоза / *Л. В. Балон*. – М. : Транспорт, 1979. – 104 с.
8. Результаты исследования тормозной эффективности опытного электропоезда ЭКр1 / *Ю. Я. Водянников, С. М. Свистун, К. Л. Жихарцев и др*. // Вагонный парк. – 2013. – № 9 (78). – С. 19 – 26.
9. Особенности тормозной системы электропоезда ПЛТ 200 / *О. О. Пятаков, Ю. Я. Водянников, А. В. Гречко и др.* // Вагонный парк. – 2012. – № 12 (69). – С. 20 – 27.
10. *Игнатов Г. С.* Межрегиональный двухсистемный электропоезд / *Г. С. Игнатов* // Локомотив-информ. – 2012. – № 10. – С 28 – 33.
11. *Игнатов Г. С.* Межрегиональный двухсистемный электропоезд */ Г. С. Игнатов* // Вагонный парк. – 2012. – № 10(67). – С. 10 – 16.
12. ГОСТ Р 53076-2008 (EN 12663:2000) Рельсовый транспорт. Требования к прочности кузовов железнодорожного подвижного состава. – Действует от 2009-07-01. – М. : Стандартинформ, 2009. – 8 с.
13. Исследование дисковой тормозной системы пассажирского вагона / *Ю. Я. Водянников, С. В. Кукин, А. В. Гречко и др.* // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: сборник научных статей. – Санкт-Петербург : ПГУПС, 2007. – Вып. 4. – С. 113 – 120.
14. Конструкция межрегиональных двухсистемных электропоездов производства ПАО «Крюковский вагоностроительный завод» / *В. И. Приходько, Е. Ф. Хворост, С. В. Лутонин и др.* // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта : тезисы докладов 73 Международной научно-практической конференции, 23 – 24 мая 2013 г. – Днепропетровск : ДИИТ, 2013. – С. 68 – 69.
15. *Водянников Ю. Я.* Выбор клещевых механизмов для пассажирских вагонов с дисковыми тормозами / *Ю. Я. Водянников, С. М. Свистун, К. Л. Жихарцев* // Залізничний транспорт України. – 2012. – № 3/4. – С. 45 – 47.
16. Анализ тормозных испытаний электропоезда с применением математических моделей / *Ю. Я. Водянников, А. М. Сафонов, Т. В. Шелейко и др.* // Залізничний транспорт України. – 2013. – № 5/6. – С. 29 – 39.
17. *Блохин Е. П.* Динамика поезда / *Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин*. – Москва : Транспорт, 1982. – 222 с.
18. ЦШ-0001 Інструкція з сигналізації на залізницях України. – Київ : Міністерство транспорту та зв'язку України : ТОВ Інпрес. –2008. – 159 с.

Институт технической механики
Национальной академии наук Украины и
Государственного космического агентства Украины,
Днепропетровск

Получено 16.03.2016,
в окончательном варианте 16.03.2016
.