

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗА В КАЧЕСТВЕ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Введение: В работе рассматриваются вопросы торможения пассажирских составов при частых остановках и большой скорости движения. Эти процессы сопровождаются большими затратами и потерями энергии. **Постановка задачи:** Предлагается кинетическую энергию торможения превращать в тепловую энергию нагрева жидкости с помощью специального гидравлического тормоза, подключаемого к колесным парам вагона. **Предлагаемое решение задачи:** Процесс превращения основан на диссипации энергии вращающихся дисков с шипами в реальной, жидкости. Так как реальная жидкость обладает вязкостью, а следовательно и трением, она будет нагреваться при движении в ней механических частей гидравлического тормоза. Предлагаются конструкция, принцип работы и особенности функционирования такого гидравлического тормоза. Передача кинетической энергии движения вагона на тормоз осуществляется с помощью механической муфты, соединенной с колесной парой. Она передает энергию вращения колес на вращение в гидравлическом тормозе специально установленных дисков с шипами. Расположение шипов соответствует профилю изогнутых лопаток центробежного насоса. Поэтому наряду с нагревом жидкости при вращении дисков с шипами, будет осуществляться так же ее перекачка через внутренний объем тормоза. **Выводы:** Предварительные расчеты показывают, что, варьируя размерами и количеством шипов, можно добиться приемлимой динамики торможения пассажирского вагона. Нагретая жидкость может быть впоследствии использована для бытовых нужд и для отопления пассажирского вагона.

Ключевые слова: пассажирский вагон, торможение, кинетическая энергия, гидравлическое сопротивление

Введение

Проблема обеспечения, использования, сбережения энергетических ресурсов в железнодорожном транспорте особенно обострилась в последние годы, в связи с ростом стоимости традиционных источников энергии – угля, нефти и газа. Достаточно большие объемы этих ресурсов используются для обогрева и кондиционирования пассажирских вагонов подвижного состава железных дорог.

Особенностью движения пассажирских поездов являются высокая скорость и частые остановки. Проблемам эффективного торможения вагонов уделяется много внимания [1-6, 7]. Во время торможения кинетическая энергия движения состава переходит в тепловую и рассеивается в окружающем пространстве. Значение этой энергии при все увеличивающихся скоростях движения пассажирских составов достигает больших величин. Величина кинетической энергии пассажирского вагона массой 50 т., расходуемая на нагрев определенной массы воды на 40⁰С, в зависимости от скорости движения состава представлена на рис. 1.

Постановка задачи

Так, кинетической энергии вагона при скорости 108 км/час, достаточно для нагрева 140 кг. воды на 40 °С. которая затем может исполь-

зоваться для различных целей. При этом не требуется специальных дополнительных емкостей и добавочного количества воды, так как в современных пассажирских вагонах количество воды составляет 800-1000кг.

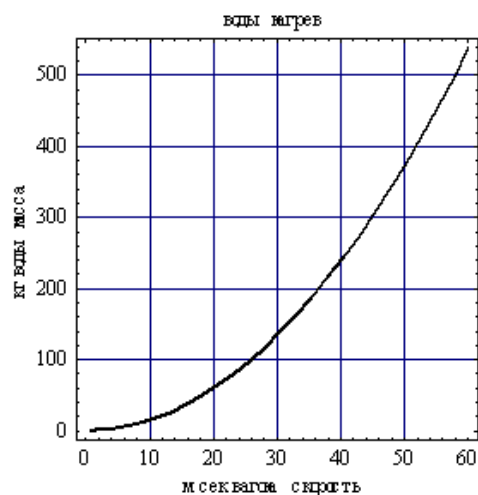


Рис. 1. Величина кинетической энергии пассажирского вагона в зависимости от скорости движения

Предлагаемое решение задачи

Для реализации такого подхода в настоящей работе предлагается в качестве тормозного устройства использовать гидравлический тормоз с аккумулятором тепловой энергии. Схема гидравлического тормоза представлена на рис. 2.

Привод тормоза осуществляется через муфту 3 от вращающегося колеса 2 пассажирского вагона. Тормозное усилие создаётся при включении муфты за счёт гидравлического сопротивления вращающихся в жидкой среде специальных дисков 6. При этом, вследствие гидравлического сопротивления и как следствие диссипации энергии, проходит нагрев этой жидкости. Гидравлический насос 8 обеспечивает непрерывную прокачку воды через внутренний объём гидротормоза во избежание перегрева жидкости. Нагретая жидкость подается в бак-аккумулятор 1.

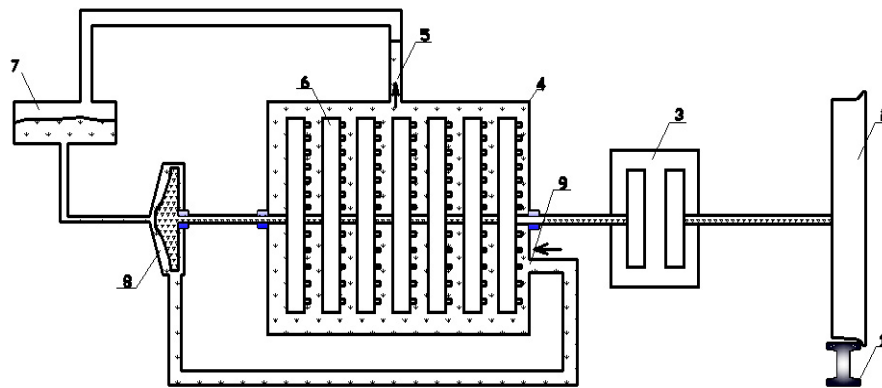


Рис. 2. Схематическая конструкция гидравлического тормоза:
1 – ресивер; 2 – колесо; 3 – муфта; 4 – корпус тормоза; 5 – выход нагретой жидкости; 6 – диски;
7 – резервуар с жидкостью; 8 – насос; 9 – вход жидкости

Большая степень нагрева ведёт к существенному снижению коэффициента динамической вязкости, что, в свою очередь, снижает эффективность работы тормоза. Так как скорость торможения будет непрерывно убывающей величиной, то и величина нагрева будет уменьшаться при постоянной скорости её течения через внутренний объём тормоза.

Конструкция диска с тормозящими цилиндрами представлена на рис. 3.

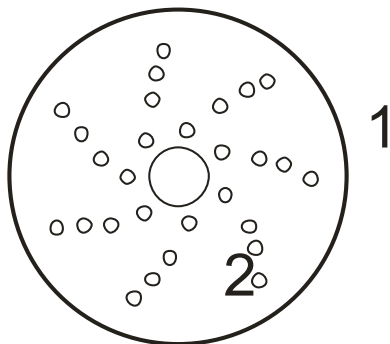


Рис. 3. Расположение тормозящих цилиндров на вращающемся диске:
1 – диск, 2 – тормозящие цилиндры

С другой стороны, важной характеристикой является скорость нагрева жидкости, находящейся в гидравлическом тормозе. Её объём будет равен объёму внутренней полости тормоза.

$$V_{\text{вн}} = \pi \cdot R^2 \cdot H, \quad (1)$$

где H - высота шипа; R - радиус тормоза.

В предположении, что вся энергия торможения за счёт диссипации идёт на нагрев жидкости, необходимо определить скорость течения жидкости через внутреннюю полость гидравлического тормоза, при которой обеспечивается приблизительно по 40°C .

Расположение тормозящих цилиндров выполнено по линии, соответствующей профилю лопатки центробежного насоса. Это делается для организации движения жидкости от центра к периферии.

Результирующая сила, действующая на цилиндр, будет суммой всех нормальных давлений и всех касательных сил, приложенных к поверхности тела. В соответствии с классическим подходом силу гидравлического сопротивления цилиндрического тела можно рассчитать по соотношению [7]:

$$F = AC_A \cdot \frac{\rho V^2}{2}, \quad (2)$$

где A - площадь наибольшего поперечного сечения, перпендикулярная к поправлению набегающего потока;

C_A - безразмерный коэффициент лобового сопротивления; ρ - плотность воды;

V - окружная скорость.

Зависимость коэффициента сопротивления круглых цилиндров от числа Рейнольдса приведена на рис. 4 [1, стр. 30].

Используем уравнение сохранения количества движения для торможения вагона:

$$mV_2 - mV_1 = F\Delta t, \quad (3)$$

где F - тормозное усилие; m - масса пассажирского вагона; V - скорость вагона.

После преобразования уравнения (3) превращается в дифференциальное уравнение, являющееся аналогом второго закона Ньютона:

$$m \frac{dV}{dt} = -F. \quad (4)$$

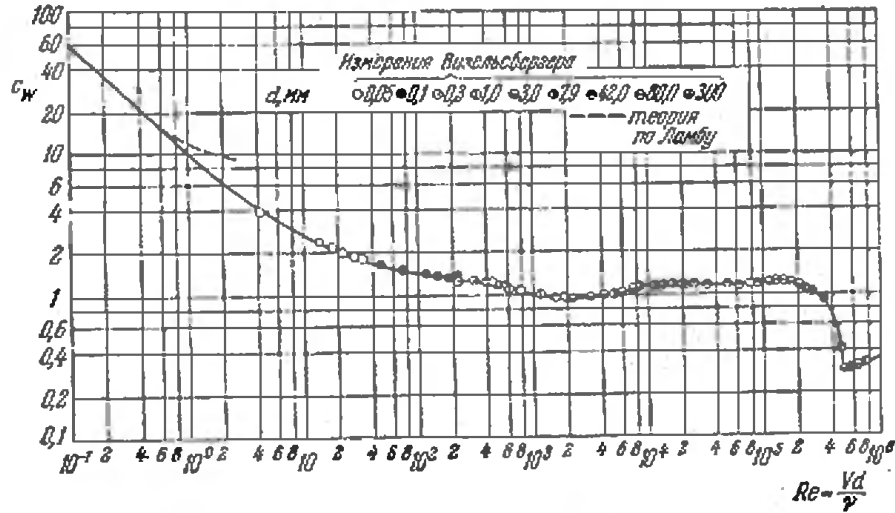


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления круглых цилиндров от числа Рейнольдса

Для гидротормоза тормозное усилие определяется совместным гидродинамическим сопротивлением шипов, установленных в нём. В соответствии с классическим подходом, величина сопротивления одного шипа, представляющего собой цилиндр конечных размеров, может быть вычислена по соотношению:

$$F_{ш} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{V_1^2}{2} dH, \quad (5)$$

где ξ - коэффициент гидравлического сопротивления цилиндра, зависящий от числа Рейнольдса

$$Re = \frac{V_1 \cdot d}{\gamma}, \quad (6)$$

где ρ - плотность воды; V_1 - окружная скорость шипа; d - диаметр шипа; H - высота шипа; γ - коэффициент кинематической вязкости жидкости. Для N шипов, величина сопротивления, определяемого уравнением (5), увеличивается в N раз. Для получения приемлемых скоростей V_1 для гидравлического тормоза можно устанавливать мультипликатор, повышающий скорость вращения гидротормоза в n раз.

Количество оборотов вращения самого железнодорожного колеса определяется как:

$$n_k = \frac{V}{\pi D} \quad (7)$$

D - диаметр железнодорожного колеса, равный

957 мм;

V - линейная скорость движения пассажирского вагона.

С учетом мультипликатора количество оборотов вращения диска гидротормоза будет:

$$n_d = n \cdot n_k = n \frac{V}{\pi D} \quad (8)$$

Тогда окружная скорость вращения шипа для радиуса R_d находящегося на тормозном диске будет равна:

$$V_1 = \omega R_d = 2\pi n_d R_d = 2n \frac{VR_d}{D} \quad (9)$$

Подставим выражение (9) в (5) и получим выражение для определения силы гидравлического сопротивления одного шипа:

$$F_{ш} = \xi \cdot \rho \left(2n \cdot \frac{VR_d}{D}\right)^2 \cdot \frac{1}{2} \cdot dH. \quad (10)$$

Суммарная сила сопротивления для N шипов будет:

$$F_{\Sigma} = F_{ш} \cdot N. \quad (11)$$

Подставим (10) в (11), а затем в (4):

$$m \frac{dV}{dt} = -\xi \cdot \rho 2 \frac{n^2 R_d^2}{D^2} V^2 \cdot d \cdot H \cdot N. \quad (12)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления ξ во всем диапазоне торможения от мак-

симального значения V до нуля изменяется обратно пропорционально скорости. Поэтому выражение (12) можно переписать в виде:

$$m \frac{dV}{dt} = -\frac{\xi}{V} \cdot \rho \cdot 2 \frac{n^2 R_d^2}{D^2} V^2 \cdot d \cdot H \cdot N. \quad (13)$$

Перепишем (10) в виде:

$$m \frac{dV}{dt} = -KV, \quad (14)$$

где

$$K = \xi \cdot \rho \cdot 2 \frac{n^2 R_d^2}{D^2} \cdot d \cdot H \cdot N. \quad (15)$$

Параметр K характеризует геометрические свойства, а следовательно и тормозящие свойства гидравлического тормоза при выбранном типе жидкости.

После преобразования уравнение (11) превращается в уравнение с разделенными переменными:

$$\int \frac{dV}{V} = -\int \frac{K}{m} dt \quad (16)$$

Интегрируя уравнение (13) будем иметь:

$$\ln V = -\frac{K}{m} t + C. \quad (17)$$

Решение уравнения (14) при начальных условиях $t = 0$, $V = V_0$ будет выражение:

$$V = V_0 \exp(-K/m \cdot t) \quad (18)$$

Динамика изменения скорости пассажирского вагона массой 50 тонн во времени при использовании гидравлического тормоза для различных значений K и начальной скорости вагона 108 км/час приведена на рис. 5.

Выводы

На графике дана динамика торможения для трех значений параметра K . Эти значения представлены на графике рис.5 сверху вниз соответственно для количества шипов N в гидротормозе равным 100, 200, 300. Время торможения можно легко регулировать так же с помощью изменения геометрии самих шипов и включением мультипликатора.

Таким образом, предварительный анализ показывает, что гидродинамическое торможение обладает приемлемыми тормозными характеристиками [2] и позволяет экономить значительные топливно-энергетические ресурсы. Использование такого способа торможения не

требует значительного переоборудования существующих систем торможения.

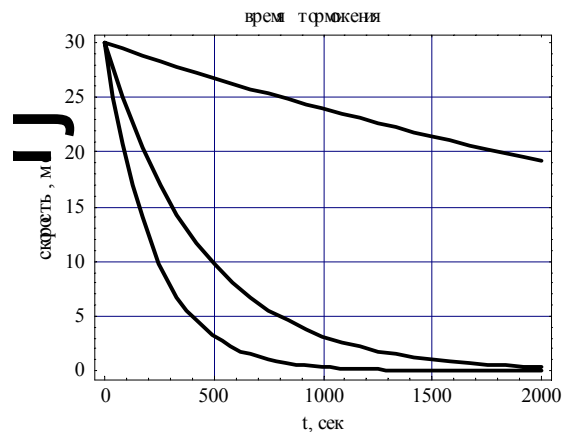


Рис. 5. Время торможения вагона

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Батюцкий, А. А. Анализ эффективности систем раздельного торможения для грузовых вагонов в России / А. А. Батюцкий, Д. Е. Клушанцев. - М. : Наука и технический транспорт, 2011. № 2. - С. 8-15.
2. Башкиров, К. В. Методика моделирования движения тяговой единицы подвижного состава в режиме тяги и торможения / К. В. Башкиров, К. Н. Болотов, Д. В. Палатов. - М. : Вагоны и вагонное хозяйство, 2011. - № 4. - С. 26-28.
3. Гастев, Б. Г. Основы динамики подвижного состава / Б. Г. Гастев. - М. : Лесная промышленность, 1967. - 219 с.
4. Кондрашов, В. В. Методика моделирования движения тяговой единицы подвижного состава в режиме тяги и торможения / В. В. Кондрашов // Вестник ВНИИЖТ, 2011. - № 1. - С. 23-28.
5. Макас, А. А. Методы обработки результатов тормозных испытаний подвижного состава / А. А. Макас, И. А. Жаров // Перспективные задачи развития железнодорожного транспорта : сб. статей молодых ученых и аспирантов, ВНИИЖТ, Интекст, 2010. - С. 69-73.
6. Савоськин, А. Критерии качества регулирования скорости / А. Савоськин, Л. Баранов, О. Подовиков // Мир транспорта, 2009, № 4. - С. 50-56.
7. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. - М. : Наука, 1974. - 699 с.
8. Nähler Falk, Hohmann Ernst, Karbstein Robert, Sumpt Florian. Train-BraC Brem sherechnungs programm für Auslegung und Nach weis führung. ETR: Eisen bahntechn Rdsch, 2010, 59 № 6. - P. 367-372 (нем.)

Поступила в редколлегию 15.03.2012.

Принята к печати 21.03.2012.

Статья рекомендована к публикации д-ром физ.-мат. наук, проф. А. А. Приходько (ДНУ, Украина)

В. О. ГАБРИНЕЦЬ

ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА ЯК ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ ДЛЯ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Введення: Робота розглядає питання, гальмування пасажирських потягів з частими зупинками при великих швидкостях руху. Ці процеси є дорогими і супроводжуються великими втратами енергії. **Постановка задачі:** Пропонується кінетичну енергію гальмування перетворювати на теплову енергію нагріву рідини. **Запропоноване рішення проблеми:** Для цього використовується спеціальний гідравлічний гальмувальний пристрій, який підключений до колісних пар. Процес базується на основі дисипації енергії обертового диска з шипами у реальному рідині. Внаслідок того, що реальна рідина має тертя і в'язкість, вона буде нагріватися, при русі в неї механічних частин гідравлічного гальма. Пропонується конструкція, принцип дії, особливості функціонування гідравлічного гальма. Передача кінетичної енергії руху вагона на гальмо здійснюється за допомогою механічної муфти, пов'язаної з колісною парою. Вона передає енергію обертання коліс на гідравлічні гальмувальні диски із спеціально встановленими шипами. Розташування шипів відповідає профілю вигнутих лопаток відцентрового насоса. Таким чином, разом з нагрівом рідини від обертів дисків з шипами, буде здійснюватися її прокачування через внутрішній об'єм гальма. **Висновки:** Попередні розрахунки показують, що, застосовуючи різні розміри і кількість шипів можна досягнути доброї динаміки гальмування. Нагріта рідина може згодом використовуватися для побутових потреб та опалення пасажирського вагона.

Ключові слова: пасажирський вагон, гальмування, кінетична енергія, гідравлічний опір

V. A. GABRINETIS

USE OF A HYDRAULIC BRAKE AS A SOURCE OF THERMAL ENERGY FOR THE RAILWAY ROLLING STOCK

Introduction: In this paper the braking issues of passenger trains which have a great speed and frequent stops are examined. **Problem statement:** These processes are expensive and have big energy losses. **The proposed solution to the problem:** The kinetic energy of braking processes propose to turn into thermal energy of heating fluid. For this purpose special hydraulic brake is proposed. The brake is connected with the wheel carriage pairs. The process is based on the energy dissipation in liquid when the disks with spikes rotate in it. Because the real liquid has friction and viscosity, it will be heat up, when the mechanical parts of the hydraulic brake are moved in it. The design, operating principle and characteristics of the hydraulic brake are proposed. Transmission of kinetic energy of carriage motion to brake system executed by mechanical clutches. It connected with the wheel pair and transmitting the energy the wheels rotation to hydraulic brake discs. The cylindrical rods are installed on the discs. Rods location fits the profile of the curved centrifugal pump vanes. As result, the fluid heating process by rotating discs with rods take place also at the same time with the liquid pumping through the inner volume of brake system. **Conclusions:** Affordable passenger carriage braking dynamic is achieved by varying the size and number of rods. The heated liquid may be subsequently used for household needs and for heating the passenger carriage.

Keywords: carriage, braking, kinetic energy, hydraulic resistance