

ОМЕЛЬЯНЕНКО В.И., д.т.н.,
КРИВЯКИН Г.В., к.т.н.,
АФАНАСЬЕВА Е.С., к.т.н. (НТУ «ХПИ»)

Совершенствование системы наклона кузова для скоростных поездов с силовым приводом на базе линейного двигателя

Приведен краткий анализ различных типов силовых приводов, используемых в системах наклона кузовов скоростных поездов. Определены пути совершенствования системы наклона в части кинематической схемы и силового привода. Предложена кинематическая схема механизма наклона, которая позволяет существенно снизить величину усилия необходимого для поворота кузова на заданный угол. На основе исследования влияния электрофизических и геометрических параметров линейного электромеханического преобразователя на его рабочие свойства, разработан реверсивный линейный двигатель облегченной конструкции с тяговой характеристикой в максимальной степени соответствующей нагрузочной. Предложена мостовая схема питания линейных двигателей, обеспечивающая их синхронную работу.

Ключевые слова: скоростной поезд, линейный двигатель, кинематическая схема, нагрузочная характеристика.

Введение

Применение скоростных поездов с наклоняемыми кузовами позволяет повысить скорость движения на существующей сети железных дорог за счет увеличения скорости прохождения кривых участков пути, что является альтернативой создания новой инфраструктуры для высокоскоростного движения [1].

В этих поездах в качестве силового привода систем наклона используются пневматические, гидравлические и электромеханические системы, которые обладают как рядом неоспоримых преимуществ, так и существенными недостатками. Так, гидравлическая система имеет большое количество магистралей и аппаратов, работающих под высоким давлением, что снижает общую надежность системы и повышает вероятность утечек рабочей жидкости. Пневматическая система, устройство которой, по сути, аналогично гидравлической, имеет увеличенное время срабатывания вследствие невысокой плотности рабочей среды – воздуха. Электромеханическая система, использующая в качестве привода линейного перемещения винтовую пару, не обеспечивает возможность самовозврата кузова в исходное положение при отключении питания, что влияет на безопасность движения.

Устранить указанные недостатки существующих силовых приводов, по нашему мнению, представляется возможным путем использования в качестве силового привода системы наклона, линейного двигателя электромагнитного типа.

Проведенные ранее исследования возможностей применения линейных двигателей электромагнитного типа в качестве силового привода системы наклона кузова показали [2], что их применение связано с такими проблемами как:

- значительный уровень усилия, необходимого для поворота наклоняемой балки на заданный угол;
- гиперболический закон изменения силы от линейного перемещения якоря электродвигателя, обуславливающий несоответствие тяговой и нагрузочной характеристики;
- однонаправленность рабочего усилия линейным двигателем, что делает необходимым для наклона в обе стороны использование двух двигателей.

Эти обстоятельства, в конечном счете, приводят к ухудшению массогабаритных показателей силового привода.

Цели исследования

Исходя из вышесказанного, данная статья посвящена разработке конструктивных мероприятий в части усовершенствования кинематической схемы системы наклона, которая позволит достигать требуемых углов наклона при минимально возможных усилиях со стороны силового привода, а также выбору типа линейного двигателя и его параметров, с точки зрения обеспечения наилучшего соответствия его тяговой характеристики нагрузочной характеристике механизма наклона.

Выбор кинематической схемы механизма наклона

На начальном этапе исследований нами была предложена система наклона, построенная на базе кинематической схемы поезда X2000 [3, 4]. Здесь используется два линейных двигателя электромагнитного типа, установленных как показано на рис. 1.

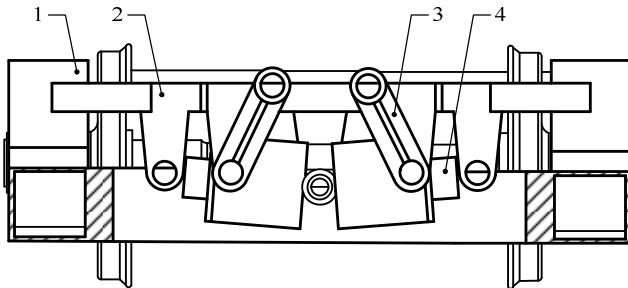


Рис. 1. Система наклона с линейными двигателями:
1 – рама тележки, 2 – наклоняемая балка, 3 – рычаги подвеса, 4 – линейные двигатели

Недостатком такой схемы является то, что в силу конструктивных особенностей используемых линейных двигателей, в процессе наклона кузова невозможно включить в работу оба двигателя одновременно [5]. То есть, наклон кузова в необходимом направлении осуществляется по сути одним двигателем. Это приводит к существенному увеличению массы элементов силового привода.

Очевидно, что устранение этого недостатка заключается в использовании силового привода, работающего в реверсивном режиме. Ряд таких конструкций был реализован на базе электромеханического силового привода [6, 7]. Один из вариантов такой системы, используемый на поезде VT611, показан на рис. 2.

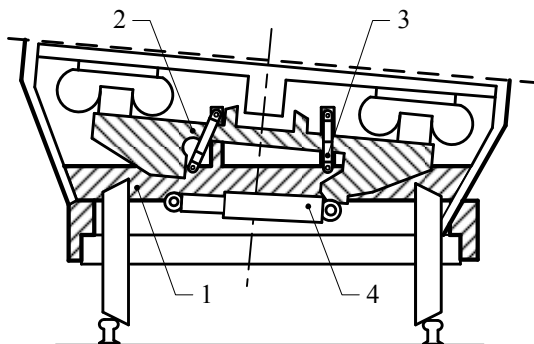


Рис. 2. Схема системы наклона кузова поезда VT611:
1 – рама тележки, 2 – наклоняемая балка,
3 – рычаги подвеса, 4 – силовой привод

Как видно на рисунке, особенностью такой системы является горизонтальное размещение силового привода под наклоняемой балкой, что продиктовано особенностью устройства ходовой части подвижного состава такого типа и кинематики системы наклона в частности. Однако, несмотря на очевидные достоинства реверсивного привода, такое его размещение приводит к существенному росту усилия, необходимого для поворота наклоняемой балки на заданный угол.

Анализ различных кинематических схем показал, что величина потребного усилия привода определяется координатами присоединения силовых приводов к наклоняемой балке, длиной рычагов подвеса и расположением шарниров подвеса относительно продольной оси экипажа [8]. В частности, смещение шарниров подвеса к продольной оси тележки и присоединение силовых приводов к краям наклоняемой балки позволяет существенно уменьшить величину усилия, необходимого для наклона кузова.

Исходя из этого, в качестве базовой схемы для дальнейших исследований, нами была принята кинематическая схема, подобная используемой на поезде Аллегро [9]. Схема этой системы приведена на рис. 3.

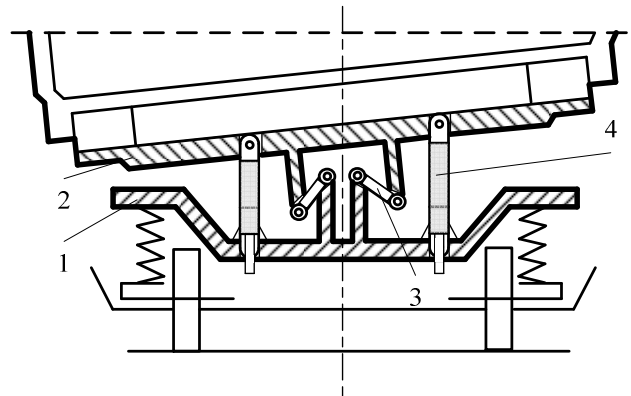


Рис. 3. Схема системы наклона кузова:
1 – рама тележки, 2 – наклоняемая балка,
3 – рычаги подвеса, 4 – линейные двигатели

Особенностью такой схемы является то, что верхние и нижние шарниры рычагов подвеса наклоняемой балки сдвинуты к продольной оси тележки и установлены под большим углом, по сравнению с традиционными схемами. Силовые приводы присоединены к краям наклоняемой балки и расположены вертикально между рамой тележки и наклоняемой балкой.

Но, нужно отметить, что такое расположение рычагов подвеса наклоняемой балки приводит к неустойчивости системы под влиянием сил, действующих на кузов в поперечной плоскости.

Поэтому становится необходимым применение активной системы управления силовыми приводами наклона, что вместе с тем дает возможность повысить уровень комфорта.

Для расчета нагрузочной характеристики, т. е. величины требуемого усилия в зависимости от требуемого угла наклона кузова, нами была использована расчетная схема, приведенная на рис. 4.

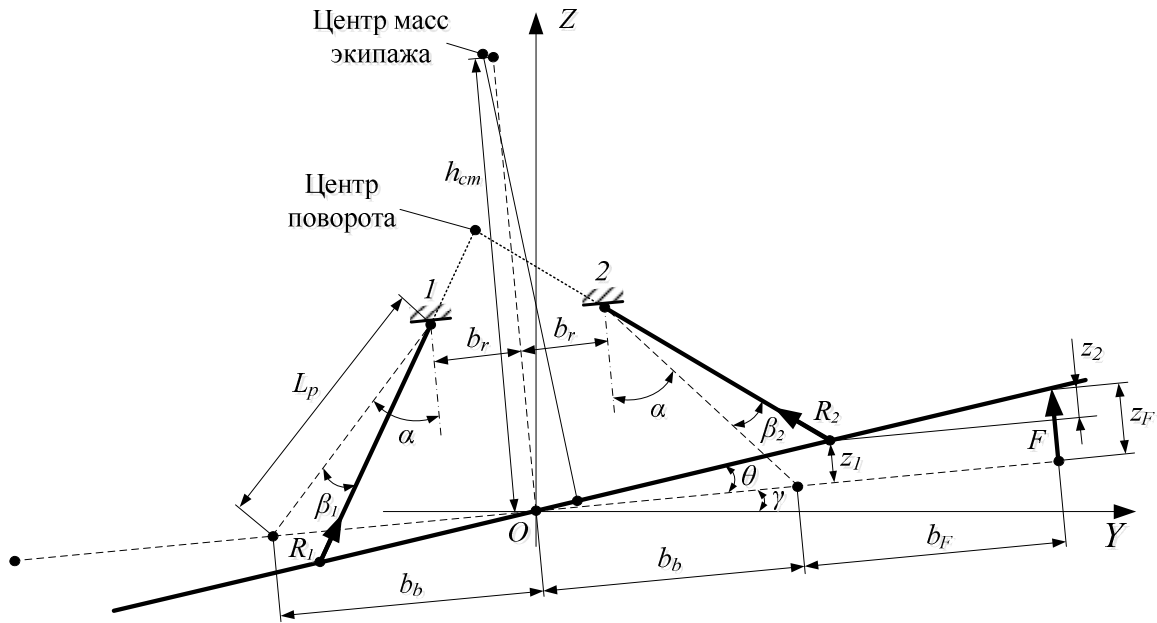


Рис. 4. Расчетная схема механизма наклона

При движении по кривой постоянного радиуса рассматриваемая система находится в состоянии статического равновесия. В такой системе сумма моментов всех сил относительно верхних шарниров

подвеса и сумма проекций сил на ось балки равны нулю. Таким образом, определение искомой величины усилия привода в зависимости от угла наклона будет состоять в решении следующей системы уравнений:

$$\Sigma M_1 = 0;$$

$$m \cdot g \cdot (\cos(\theta + \gamma) \cdot (b_b - L_p \cdot \sin(\alpha - \beta_1 + \theta)) - \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta))) - F_{\text{ЦСИ}} \cdot ((h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta)) \div \cos(\theta + \gamma) + \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (\cos(\theta + \gamma) \cdot (b_b - L_p \cdot \sin(\alpha - \beta_1 + \theta)) - \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta)))) + R_2 \cdot 2 \cdot b_r \cdot \cos(\alpha + \beta_2) + F_H \cdot (2 \cdot b_r + L_p \cdot \sin(\alpha) + b_F) = 0;$$

$$\Sigma M_2 = 0;$$

$$m \cdot g \cdot (2 \cdot b_r \cdot \cos(\gamma) - (\cos(\theta + \gamma) \cdot (b_b - L_p \cdot \sin(\alpha - \beta_1 + \theta)) - \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta)))) - F_{\text{ЦСИ}} \cdot ((h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta)) \div \cos(\theta + \gamma) + \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (\cos(\theta + \gamma) \cdot (b_b - L_p \cdot \sin(\alpha - \beta_1 + \theta)) - \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta)) - \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta)) - \text{tg}(\theta + \gamma) \cdot (h_{cm} - L_p \cdot \cos(\alpha - \beta_1 + \theta)) - 2 \cdot b_r \cdot \sin(\gamma))) - R_1 \cdot 2 \cdot b_r \cdot \cos(\alpha - \beta_1) + F_H \cdot (L_p \cdot \sin(\alpha) + b_F) = 0;$$

$$\Sigma Y_b = 0;$$

$$R_1 \cdot \sin(\alpha - \beta_1 + \theta) - m \cdot g \cdot \sin(\theta + \gamma) + F_{\text{ЦСИ}} \cdot \cos(\theta + \gamma) - R_2 \cdot \sin(\alpha + \beta_2 - \theta) + F_H \cdot \sin(\theta) = 0.$$

Для компьютерного моделирования нами приняты параметры расчетной схемы механизма наклона и их

численные значения, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

Параметры расчетной схемы механизма наклона

Параметр и размерность	Обозначение	Численное значение
Масса половины кузова вагона, кг	m	16000
Длина рычагов поворота, м	L_p	0,48
Половина расстояния между нижними шарнирами рычагов подвеса, м	b_b	0,48
Половина расстояния между верхними шарнирами рычагов подвеса, м	b_r	0,16
Расстояние центра масс экипажа над осями нижних шарниров, м	h_{cm}	0,7
Углы между рычагами подвеса и нормалью к поперечной плоскости рамы тележки, °	α	41,81
Углы поворота рычагов подвеса, °	β_1, β_2	переменные
Угол от возвышения наружного рельса, °	γ	5,4
Угол поворота балки, °	θ	переменный
Координата точки присоединения силового привода на осях нижних шарниров, м	b_F	0,48
Вертикальное смещение нижнего шарнира, м	z_1	переменное
Расстояние между точкой приложения силы и верхним шарниром, м	z_2	переменное
Смещение точки приложения силы относительно исходного положения, м	z_F	переменное

В результате решения системы уравнений получена величина потребного усилия при изменении угла наклона в интервале $0 \dots 8^\circ$ или соответствующего линейного перемещения точек крепления силовых приводов к наклоняемой балке в интервале $0 \dots 140$ мм. Эта зависимость (нагрузочная характеристика) приведена на рис. 5.

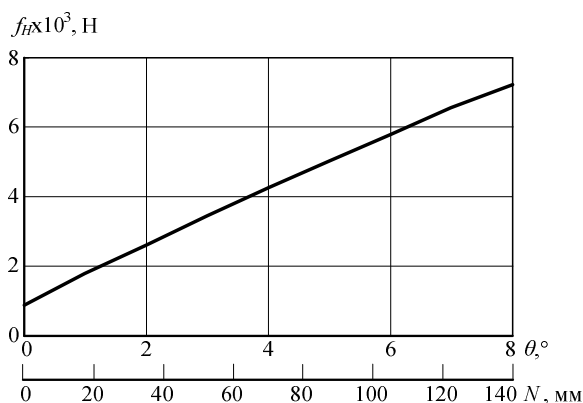


Рис. 5. Зависимость потребной величины усилия от угла наклона кузова и перемещения точек крепления силового привода

Как видно на графике рис. 5, нагрузочная характеристика имеет практически линейную форму, сила возрастает от 0,87 до 7,2 кН.

При этом величина максимального усилия для поворота кузова на 8° , по сравнению с конструкцией на базе кинематики X2000, уменьшилась в 8,5 раз. Таким образом, рассмотренная кинематическая схема дает возможность применять в силовом приводе двигателя с меньшим уровнем усилия и, соответственно, уменьшенными габаритами.

Рабочие свойства реверсивного линейного двигателя

Исходя из вышесказанного, в качестве силового привода нами предлагается использование пары реверсивных линейных двигателей с усилием 3,5 кН каждый, синхронная работа которых обеспечит необходимую величину усилия в 7 кН, которая необходима для поворота кузова на 8° .

Для получения тяговой характеристики требуемой формы и необходимой величины усилия нами были использованы полученные ранее закономерности влияния геометрических и электрофизических параметров линейного двигателя на его рабочие свойства: соотношение длин якоря и обмотки возбуждения, распределение обмотки возбуждения по ходу якоря, роль торцевого упора и его формы в формировании тягового усилия и т. д. [10].

Эти закономерности были воплощены нами в конструкции реверсивного линейного двигателя, так называемой облегченной конструкции, схема которого приведена на рис. 6.

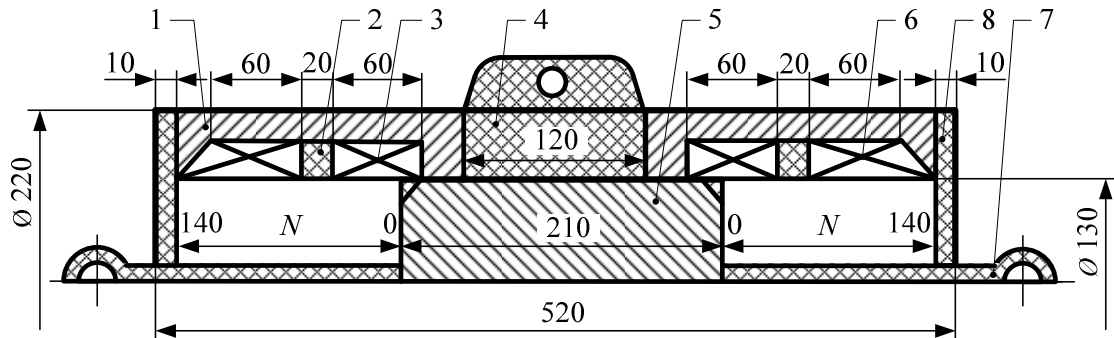


Рис. 6. Схема линейного двигателя:

1 – корпус статора, 2 – разделяющие обмотку вставки, 3, 6 – обмотки, 4 – вставка, 5 – якорь, 7 – вспомогательные части якоря, 8 – торцевой фланец

Отличительной особенностью такого двигателя является то, что для снижения влияния торцевого упора на величину силы тяги, развиваемую двигателем при предельном угле наклона, корпус статора 1 в торце двигателя сделан со скосом, а торцевой фланец 8 выполнен из немагнитного материала. Для обеспечения линейной зависимости изменения силы при движении якоря 5 между двумя крайними положениями подобрано соотношение длин якоря и блоков обмоток 3 и 6, которое составляет 1,31 соответственно. Блоки обмоток разделены между собой вставкой из немагнитного материала 4, которая препятствует взаимному влиянию различных блоков обмотки. Кроме того каждый блок обмотки также разделен на два участка вставкой 2 из немагнитного материала. Причем, как видно на схеме, блоки обмотки возбуждения имеют различие по форме поперечного сечения, что способствует более равномерному распределению магнитодвижущей силы и сглаживанию тяговой характеристики.

Тяговая характеристика двигателя, рассчитанная при помощи программного комплекса FEMM [11] и нагрузочная характеристика для рассматриваемой кинематической схемы системы наклона приведены на рис. 7. Как видно на графике, тяговая характеристика имеет практически линейную форму, а максимальная величина усилия составляет 4,6 кН, что хорошо согласуется с нагрузочной характеристикой.

Питание обмоток этих двигателей обеспечивается схемой мостового типа, приведенной на рис. 8.

Как показано на схеме (рис. 8), при наклоне вправо включаются обмотки 1 и 3, а при наклоне влево – 2 и 4. Эти двигатели могут быть также использованы в составе активной системы стабилизации вертикального положения кузова за счет одновременной работы обмоток 1 и 4 или 2 и 3.

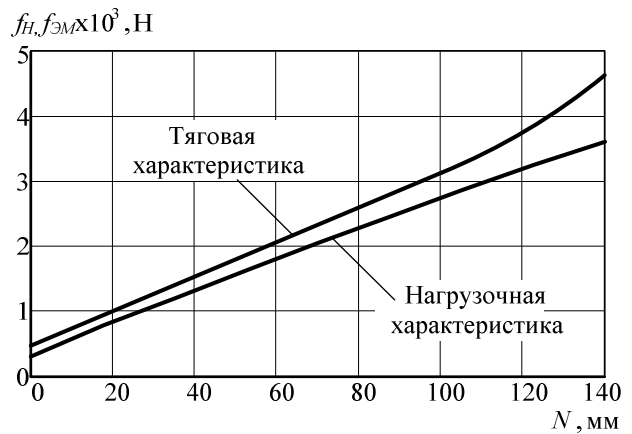


Рис. 7. Нагрузочная характеристика системы наклона и тяговая характеристика линейного двигателя

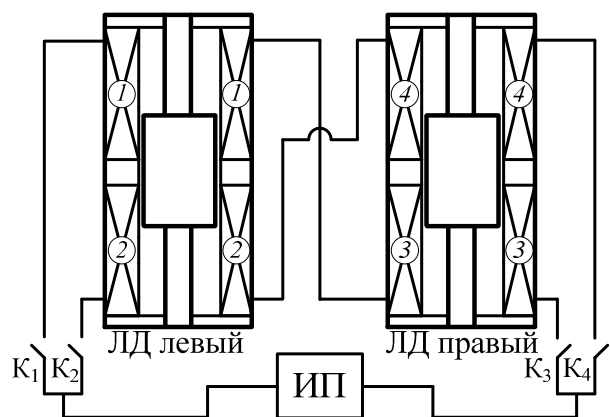


Рис. 8. Схема питания обмоток линейных двигателей мостового типа

Выводы

В результате проведенных исследований нами предложена кинематическая схема системы наклона кузова, которая позволяет снизить величину усилия необходимого для наклона кузова на требуемый угол в 8,5 раз за счет смещения верхних шарниров подвеса наклоняемой балки к продольной оси тележки.

В качестве силового привода системы наклона используется реверсивный линейный двигатель усовершенствованной конструкции. Такой двигатель имеет практически линейную тяговую характеристику, которая хорошо согласуется с нагрузочной характеристикой системы наклона. По массогабаритным параметрам он превосходит два двигателя базовой конструкции на 20 %, что сопоставимо с гидравлическим силовым приводом.

Мостовая схема питания линейных двигателей обеспечивает синхронную работу обоих двигателей при наклоне кузова в обе стороны, а также позволяет реализовать активную систему управления положением кузова.

Литература

1. Омеляненко В.И. Поезда с наклоняемыми кузовами для скоростного пассажирского движения / В.И. Омеляненко, Г.В. Кривякин, Д.И. Якунин, Е.С. Редченко // Локомотив-информ. – Харьков: Техностандарт, 2008. – №5 С. 12-17.
2. Якунин Д.И. Электромеханическая система привода с линейным двигателем для наклона кузовов скоростного подвижного состава: Дис. к-та техн. наук: 05.22.09 / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2010. – 202 с.
3. Andersson E. The development of advanced high speed vehicles in Sweden / E. Andersson, N. Nilstam // Proc Instn Mech Engrs, 1984. – Vol. 198D, No 15. – P. 229 – 237.
4. Roger Barnett. Tilting Trains: The Italian ETR and the Swedish X-2000/ The University of California Transportation Center/ California High Speed Rail Series/ Working Paper, No. 113. – P.74.
5. Омеляненко В.И. Моделирование механизма наклона кузова с приводом на базе линейного двигателя/ В.И. Омеляненко, Б.Г. Любарский, Д.И. Якунин // Залізничний транспорт України. – 2011. – №2. – С. 48-52.
6. http://www.epicos.com/WARoot/News/ESW_presentation.pdf, pp. 27-28, 2011.
7. Persson R. Tilting trains. Description and analysis of the present situation: Literature study / R. Persson. – Stockholm, KTH. – 2006. – P.94.
8. Редченко Е.С. Совершенствование кинематической схемы и линейного двигателя электропривода для системы наклона кузовов скоростных поездов: Дис. к-та техн. наук: 05.22.09 / НТУ «ХПИ». – Харьков, 2014. – 170 с.

9. Гапанович В.А. Высокоскоростной подвижной состав: Монография / В.А. Гапанович, В.Е. Андреев, Д.В. Пегов и др.; под ред. В.А. Гапановича // СПб: Издательство ООО «Типография «НП-Принт», 2014. – 304 с.
10. Кривякин Г.В. Влияние элементов конструкции линейного двигателя на тяговую характеристику привода наклона кузовов скоростных поездов / Г.В. Кривякин, Е.С. Редченко // Вестник НТУ «ХПИ» Транспортное машиностроение. – 2012. - № 18. – С. 107-111.
11. <http://www.femm.info/wiki/HomePage>.

Омельяненко В.І., Кривякін Г.В., Афанасьєва О.С. Вдосконалення системи нахилу кузова для швидкісних поїздів з силовим приводом на базі лінійного двигуна. Наведено короткий аналіз різних типів силових приводів, що використовуються в системах нахилу кузовів швидкісних поїздів. Визначені шляхи вдосконалення системи нахилу в частині кінематичної схеми і силового приводу. Запропонована вдосконалена кінематична схема механізму нахилу, яка дозволяє істотно знизити величину зусилля, що необхідне для повороту кузова на заданий кут. На основі закономірностей впливу електрофізичних і геометричних параметрів лінійного електромеханічного перетворювача на його робочі властивості, запропоновано реверсивний лінійний двигун полегшеної конструкції з тяговою характеристикою лінійної форми. Розроблена мостова схема живлення лінійних двигунів, що забезпечує їх синхронну роботу.

Ключові слова: швидкісний поїзд, лінійний двигун, кінематична схема, характеристика навантаження.

Omelyanenko V.I., Krivyakin G.V., Afanasjeva E.S. The car body tilting system improvement for high-speed trains with a power drive based on a linear motor. The short analysis of the power drives various types that used at high-speed trains tilting system are provided. The improvement ways for tilting system at the part of the kinematic scheme and power drive are defined. The improved tilting mechanisms kinematic scheme that allows to substantially reduce a size of necessary effort for car body tilt at the set corner is offered. The tilt mechanism's calculation chart and corresponded to it mathematical model that based at the static equilibrium system equalizations for tilt system's load characteristic receipt are used. The facilitated construction reversible linear motor with linear form hauling characteristic are got on the base of linear electromechanics converter's electrophysics and geometrics parameters at it working properties influence laws. The bridge power supply

scheme for linear motors that provides its synchronously work and so allows to realize active system of the car body position management that influence on traveler comfort is developed.

Key words: high-speed train, linear motor, kinematic scheme, load characteristic.

Рецензент: д.т.н., професор кафедри електричного транспорту и тепловозостроения Любарский Б.Г.

Поступила 10.11.2015 р

***Omelyanenko V.I.**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department «Electric transport and diesel locomotive», NTU «KhPI», Kharkiv, Ukraine.*

***Krivyakin G. V.**, Candidate of Technical Sciences, Docent of the Department «Electric transport and diesel locomotive», NTU «KhPI», Kharkiv, Ukraine.*

***Afanasjeva E.S.**, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department «Electric transport and diesel locomotive», NTU «KhPI», Kharkiv, Ukraine.*

***Омельяненко В.І.**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Електричний транспорт та тепловозобудування», НТУ «ХПІ», Харків, Україна.*

***Кривякін Г.В.**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Електричний транспорт та тепловозобудування», НТУ «ХПІ», Харків, Україна.*

***Афанасьєва О.С.**, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Електричний транспорт та тепловозобудування», НТУ «ХПІ», Харків, Україна.*