

УДК 629.4.077 – 597

П. К. РУДОВ, И. Ю. ТАРАСЕВИЧ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ БЕССТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО СКОРОСТНОГО РЕГУЛЯТОРА ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Приведена методика расчета параметров бесступенчатого осевого скоростного регулятора пневмомеханического действия. Рассмотрены этапы и последовательность выполнения расчетов. На основании регулировочной характеристики устройства скоростного регулирования тормозных нажатий произведены расчеты основных параметров составных механизмов осевого регулятора: расходящихся грузов, передаточного механизма, кулачкового механизма.

В настоящее время Гомельским вагоноремонтным заводом совместно с Крюковским вагоностроительным заводом выпускаются пассажирские вагоны с увеличенной базой и, соответственно, повышенной массой тары. На этих вагонах для повышения тормозной эффективности устанавливают тормозные колодки с повышенным содержанием фосфора, а также увеличивают передаточное число. Это позволяет обеспечить скорость движения пассажирских поездов из таких вагонов до 120 км/ч по тормозным нормативам. Однако резервы по сцеплению используются далеко не полностью.

В Белорусском государственном университете транспорта разработано устройство скоростного регулирования тормозных нажатий с бесступенчатым осевым скоростным регулятором пневмомеханического действия. Это устройство позволяет автоматически регулировать тормозную силу вагонов в зависимости от скорости движения как при экстренном, так и служебном торможении и, соответственно улучшать комфорт пассажиров, обеспечивая постоянство замедления, и повышать тормозную эффективность.

Осевой скоростной регулятор устройства состоит из расходящихся грузов, вращающихся в подшипниках вместе с осью колесной пары, передаточного и кулачкового механизмов, поршня, впускного и выпускного клапана. Эти основные узлы расположены в корпусе регулятора. Вход регулятора сообщен с воздухораспределителем, а выход – с одной из управляющих камер двухступенчатого реле давления.

Целью представленной работы является установление параметров бесступенчатого осевого скоростного регулятора пневмомеханического действия, при которых обеспечивается создание тормозной системы вагона с более полным использованием запаса по сцеплению колес с рельсами. При этом решаются следующие задачи:

- а) определение регулировочной характеристики;
- б) вычисление геометрических параметров двухступенчатого реле давления;
- в) расчет параметров осевого скоростного регулятора, который включает нахождение:

- зависимости давления в выходной камере от скорости;
- перемещений расходящихся грузов;
- параметров передаточного механизма;
- геометрической формы кулачка;

г) проверка вписывания осевого скоростного регулятора в габарит подвижного состава.

Регулировочную характеристику $p_{ц} = f(v)$ (здесь $p_{ц}$ – давление в тормозных цилиндрах, v – скорость движения) определяют из условия безюзного торможения по методике, изложенной в [1].

Затем рассчитывают геометрические размеры большой и малой диафрагм двухступенчатого реле давления. Одной из функций двухступенчатого реле в устройстве скоростного регулирования является понижение выходного давления в n раз по сравнению с входным давлением при скорости движения ниже расчетной $v_p = 20$ км/ч. Кратность понижения давления

$$n = \frac{P_{в\max}}{P_{цр}}$$

где $P_{в\max}$ – давление, создаваемое воздухораспределителем при экстренном и полном служебном торможениях, $P_{в\max} = 0,40$ МПа; $P_{цр}$ – давление в тормозном цилиндре при расчетной скорости движения $v_p = 20$ км/ч (принимается в соответствии с регулировочной характеристикой).

В свою очередь кратность n понижения давления зависит от соотношения рабочих площадей малой и большой диафрагм. Диаметрами внутреннего и наружного зажимов большой диафрагмы следует задаваться предварительно, а затем из условия равновесия связанных общим штоком малой и большой диафрагм, устанавливаемого в положении перекрыши, определять рабочую площадь и соответственно диаметры зажимов малой диафрагмы.

Расчет зависимости давления в выходной камере осевого регулятора от скорости движения. Необходимое давление в выходной камере в зависимости от скорости движения получим из условия равновесия диафрагменного узла двухступенчатого реле давления (упрощенная расчетная схема приведена на рисунке 1).

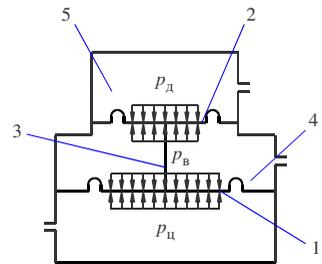


Рисунок 1 – Расчетная схема диафрагменного узла реле:
 1 – большая диафрагма; 2 – малая диафрагма; 3 – шток;
 4, 5 – управляющие камеры

$$p_d(v) = \frac{p_B S_{pM} + p_{ц}(v) S_{pб} - p_B S_{pб}}{S_{pM}}, \quad (1)$$

где p_B – давление, создаваемое воздухораспределителем; S_{pM} , $S_{pб}$ – соответственно рабочие площади малой и большой диафрагм.

Приняв отношение $S_{pб}/S_{pM} = m$, формулу (1) приведем к виду

$$p_d(v) = p_B + m(p_{ц}(v) - p_B).$$

Учитывая, что соотношение рабочих площадей диафрагм для разработанного реле $m = 2,92$, получаем значения давления в выходной камере осевого регулятора в зависимости от скорости, приведенные в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета давления в выходной камере осевого регулятора

Скорость движения, км/ч	Давление в тормозном цилиндре, МПа *	Давление в выходной камере, МПа
160	0,399	0,397
140	0,400	0,400
120	0,399	0,397
100	0,394	0,382
80	0,383	0,350
60	0,363	0,292
40	0,326	0,184
20	0,263	0
0	0,162	0

* Для пассажирского вагона, оборудованного чугунными тормозными колодками с повышенным содержанием фосфора.

Расчет перемещений расходящихся грузов. Расходящиеся грузы в осевом скоростном регуляторе исполняют роль измерительного узла скорости движения и через передаточный механизм воздействуют на управляющий узел регулятора. Основной движущей силой является центробежная сила инерции, которая определяется по формуле

$$F_{ц} = m\omega^2 r, \quad (2)$$

где m – масса вращающегося тела, кг; ω – угловая скорость вращения тела, c^{-1} ; r – расстояние от центра масс тела до оси вращения, м.

Угловая скорость вращения колесной пары связана со скоростью движения вагона соотношением

$$\omega = v/R_k, \quad (3)$$

где R_k – радиус поверхности катания колеса, м.

При упрощении расчетной схемы пренебрегаем силами трения, возникающими в трущихся узлах регулятора, и реакциями в опорах. Учитываем, что четыре расходящихся груза равномерно распределены по окружности. С учетом приведенных упрощений расчетная схема для одного груза имеет вид, представленный на рисунке 2.

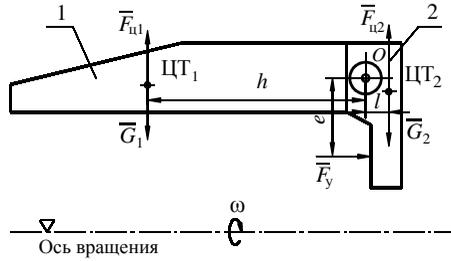


Рисунок 2 – Расчетная схема:
1 – груз; 2 – толкатель-упор

Условие равновесия груза

$$\sum M_O = (F_{ц1} - G_1)h - (F_{ц2} - G_2)l - F_y e, \quad (4)$$

где $F_{ц1}, F_{ц2}$ – центробежные силы инерции соответственно груза (по рисунку 2 левее точки O) и толкателя-упора (правее точки O), Н; G_1, G_2 – силы тяжести соответственно груза и толкателя-упора, Н; h, l, e – плечи соответствующих сил, м; F_y – сила упругости, создаваемая пружиной, Н.

Силы тяжести G_1 и G_2 для грузов, расположенных в верхнем положении (см. рисунок 2) направлены противоположно центробежным силам инерции, а для грузов, находящихся в нижнем положении, эти силы имеют одно направление. То есть в целом действие сил тяжести на перемещение расходящихся грузов взаимно компенсируется. Поэтому, пренебрегая этими силами, из уравнения (4) выразим силу упругости пружины

$$F_y = \frac{F_{ц1}h - F_{ц2}l}{e}, \quad (5)$$

Сила упругости пружины, отнесенная к одному грузу,

$$F_y = kx/4, \quad (6)$$

где k – коэффициент жесткости пружины, Н/м; x – ее деформация, м.

Решая совместно уравнения (5) и (6) с учетом выражений (2) и (3), определяем необходимый коэффициент жесткости пружины

$$k = \frac{4 \left(\frac{v}{R_k} \right)^2 (m_1 r_1 h - m_2 r_2 l)}{xe},$$

где m_1, m_2 – соответственно массы груза и толкателя упора, кг; r_1, r_2 – соответственно расстояния от центра масс груза и толкателя упора до оси вращения, м. С учетом угла поворота груза α получаем

$$k = \frac{4 \left(\frac{v}{R_k} \right)^2 (m_1 r_1 h - m_2 r_2 l) \sin \alpha}{xe}, \quad (7)$$

Задавшись максимальным углом поворота при максимальной скорости $\alpha = 34^\circ$, исходя из пространственных ограничений, можно определить максимальную величину деформации и необходимую жесткость пружины, а затем на основании этих данных рассчитать зависимость угла поворота грузов и величины деформации пружины (величины осевого перемещения толкателя-упора расходящихся грузов) от скорости движения.

В спроектированном регуляторе масса груза $m_1 = 1,2$ кг, масса толкателя-упора $m_2 = 0,3$ кг, размеры плеч: $h = 0,052$ м, $l = 0,005$ м, $e = 0,013$ м, $r_1 = 0,064$ м, $r_2 = 0,062$ м. Коэффициент жесткости пружины, определенный по формуле (7), составил 92,8 кН/м. При приведенных значениях максимальная величина осевого перемещения груза равна 30 мм, что позволяет спроектировать передаточный механизм и исполнительную часть регулятора, обеспечивающие достаточно высокую точность соблюдения требуемой регулировочной характеристики.

Расчет параметров передаточного механизма. В качестве передаточного механизма бесступенчатого осевого скоростного регулятора предлагается

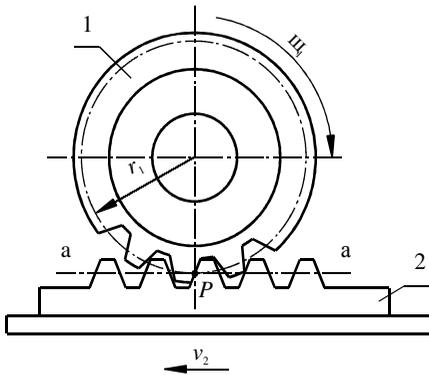


Рисунок 3 – Расчетная схема механизма с реечным зацеплением:

1 – зубчатое колесо; 2 – зубчатая рейка

использовать механизм с реечным зацеплением. Принципиальная схема передаточного механизма показана на рисунке 3.

Зубчатая пара зацепления «рейка – колесо» управляет кулачковым механизмом в зависимости от осевого перемещения расходящихся грузов. При проектировании передаточного механизма необходимо учитывать следующие условия:

- при относительно небольшом перемещении зубчатой рейки должен обеспечиваться как можно больший поворот колеса, а соответственно и соединенного с ним на одном валу кулачка, что даст возможность повысить точность соблюдения регулировочной характеристики устройства скоростного регулирования;
- в осевом скоростном регуляторе для размещения передаточного механизма имеются пространственные ограничения, поэтому механизм должен быть компактным, но в то же время способным воспринимать действующие на него нагрузки.

Радиус делительной окружности колеса

$$r_1 = s/\phi, \quad (8)$$

где s – линейный ход зубчатой рейки, принимаем равным максимальному осевому перемещению расходящихся грузов, т. е. $s = 30$ мм; φ – угол поворота зубчатого колеса, для более точного отслеживания регулировочной характеристики устройства скоростного регулирования предварительно принимаем $\varphi = \pi$.

С другой стороны радиус делительной окружности

$$r_1 = z_1 m / 2, \quad (9)$$

где z_1 – число зубьев зубчатого колеса; m – модуль зацепления, принимаем $m = 1$ мм.

Приравняв выражения (8) и (9), определяем число зубьев

$$z_1 = 2s / \varphi m,$$

Результаты расчета геометрических параметров передаточного механизма, выполненного в соответствии с формулами, приведенными в [2], представлены в таблице 2.

Для обеспечения компактности передаточного механизма и его удешевления выбираем для зубчатого колеса и рейки сравнительно недорогую легированную сталь 40X, которая относится к группе материалов с твердостью $HV \leq 350$. По таблице 8.8 [2] назначаем для колес следующую термообработку: улучшение $HV 230 - 260$; $\sigma_b = 850$ МПа; $\sigma_T = 550$ МПа; последующее азотирование поверхности $HRC 50 - 59$ при твердости сердцевины $HRC 26 - 30$, $\sigma_b = 1000$ МПа; $\sigma_T = 800$ МПа.

Таблица 2 – Параметры передаточного механизма

Наименование	Обозначение	Значение, мм
Радиус делительной окружности	r_1	10
Радиус окружности вершин зубьев	r_{b1}	11
Радиус окружности впадин зубьев	r_{f1}	8,75
Радиус основной окружности	r_{a1}	9,39
Высота зуба	h	2,25
Толщина зуба по делительной окружности	s_1	1,57

Расчет геометрической формы кулачка. Кулачковый механизм бесступенчатого осевого скоростного регулятора является связующим звеном между измерительным узлом скорости движения (расходящимися грузами) и управляющим узлом осевого регулятора. Он преобразует закономерность осевого перемещения расходящихся грузов от скорости вращения колесной пары в требуемую закономерность перемещения толкателя (выходного звена кулачкового механизма).

Проектирование кулачковых механизмов включает в себя следующие основные этапы: выбор кинематической схемы механизма; выбор и обоснование закона движения выходного звена – толкателя; определение основных размеров звеньев; расчет координат профиля; расчет элементов высшей кинематической пары на основе динамических и прочностных условий [3].

Закономерность движения толкателя рассчитываем исходя из найденной зависимости давления в выходной камере осевого скоростного регулятора, при которой обеспечивается необходимая регулировочная характеристика устройства скоростного регулирования тормозных нажатий. Сначала определяем зависимость усилия, действующего на поршень осевого скоростного регулятора, от скорости движения вагона

$$P_{\Pi}(v) = 10^3 p_{\kappa}(v) \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} \eta_{\Pi},$$

где $p_{\kappa}(v)$ – зависимость давления в выходной камере осевого скоростного регулятора от скорости движения, МПа; d_{Π} – диаметр поршня осевого скоростного регулятора, м; η_{Π} – коэффициент, учитывающий потери на трение.

В положении перекрыши устанавливается равновесие поршня осевого регулятора. С одной стороны на него действует давление в выходной камере, а с другой – усилие от пружины, установленной между поршнем и упором, на который воздействует толкатель кулачкового механизма. Изменение величины сжатия пружины при изменении давления в выходной камере при различных скоростях движения должно быть равно изменению величины вылета толкателя.

При проектировании устройств скоростного регулирования тормозных нажатий изменение давления в тормозных цилиндрах предусматривают до расчетной скорости v_p . Ниже этой скорости давление в тормозных цилиндрах остается постоянным, равным давлению при расчетной скорости. Тогда требуемый вылет толкателя

$$s_2 = \frac{P_{\Pi}(v) - P_{\Pi}(v_p)}{j_{\Pi}},$$

где j_{Π} – коэффициент жесткости пружины, кН/м.

Зная требуемый вылет толкателя и угол поворота кулачка, обеспечиваемый передаточным механизмом, можно найти требуемый профиль кулачка.

На рисунке 4 приведена форма кулачка, обеспечивающая заданную зависимость давления. Расчеты выполнены для осевого регулятора, снабженного пружиной с коэффициентом жесткости 47,83 кН/м и поршнем диаметром $\varnothing 50$ мм.

В практике проектирования кулачковых механизмов ставится условие, что угол давления во всех положениях должен быть меньше критического

$$\vartheta < \vartheta_{\kappa}.$$

По результатам проведенных расчетов установлено, что угол давления для спроектированного кулачка во всех положениях не превышает критического значения, которое для кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем принимают $\varphi_k = 30^\circ \dots 40^\circ$ [2].

По виду полученного профиля можно сделать вывод, что толкатель необходимо выполнить с заостренным концом.

Расчет параметров спроектированного осевого скоростного регулятора проведен для вагона с массой тары 60 т, что позволяет сделать его универсальным. Этот регулятор может быть использован на вагонах с меньшей массой тары без увеличения вероятности заклинивания колесных пар.

Спроектированный осевой регулятор способен обеспечить высокую точность соблюдения регулировочной характеристики устройства скоростного регулирования, что позволяет более полно использовать запас по сцеплению и сократить тормозной путь при экстренном торможении на 20–25 %. Как показывают тормозные расчеты для вагона с массой тары 60 т и населенностью 40 человек, тормозной путь вагона при торможении с начальной скорости движения 160 км/ч сокращается с 1800 до 1350 м, что позволяет обеспечить скорость движения до 160 км/ч (по тормозным нормативам тормозной путь не более 1600 м).

По результатам расчета вписывания в габарит подвижного состава осевой скоростной регулятор можно эксплуатировать в габаритах 1-ВМ, 0-ВМ, 02-ВМ и 03-ВМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Галай, Э. И.** Повышение эффективности электропневматических тормозов поезда / Э. И. Галай. – Гомель : БелГУТ, 2002. – 182 с.
- 2 **Врублевская, В. И.** Детали машин и основы конструирования: пособие для курс. проект. / В. И. Врублевская, В. Б. Врублевский. – Гомель: БелГУТ, 2003. – 480 с.
- 3 **Проектирование и анализ кулачковых механизмов** : учеб.-метод. пособие / сост.: Ю. В. Воробьев, Л. Х. Никитина, П. А. Галкин. – Тамбов: Тамб. гос. техн. ун-т, 2006. – 32 с.
- 4 **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / И. И. Артоболевский. 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

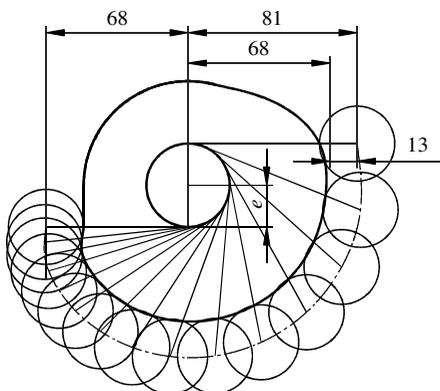


Рисунок 4 – Геометрическое профилирование кулачкового механизма

P. K. RUDOV, I. YU. TARASEVICH

THE DESIGN TECHNIQUE FOR STEPLESS AXIAL PNEUMATIC MECHANICAL SPEED REGULATOR

The technique of calculating the parameters for stepless axial pneumatic mechanical speed regulator is presented. The stages and calculation performance sequence are considered. On the basis of the adjustment characteristics for brake application high-speed regulation device there have been made the calculations of main parameters for axial regulator composite mechanisms: divergent load, transmission and cam mechanisms.

Получено 24.10.2011

**ISSN 2227-1104. Механика. Научные исследования
и учебно-методические разработки. Вып. 6. Гомель, 2012**

УДК 629.4.077-597.3

П. К. РУДОВ, И. Ю. ТАРАСЕВИЧ, Е. В. РУДОЙ

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

СКОРОСТНОЙ РЕГУЛЯТОР ТОРМОЗНЫХ НАЖАТИЙ ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

Проведен анализ известных устройств скоростного регулирования тормозных нажатий, указаны их недостатки и область применения. Разработана тормозная система для вагонов железнодорожного транспорта, позволяющая увеличить тормозную эффективность за счет применения устройства бесступенчатого регулирования тормозных нажатий в зависимости от скорости, оснащенного осевым скоростным регулятором пневмомеханического действия.

В современных условиях развитие железнодорожного транспорта происходит быстрыми темпами. В настоящее время достигнуты высокие скорости движения пассажирских поездов на западноевропейских дорогах. Планируется повышение скоростей на Белорусской железной дороге и Российских железных дорогах.

Однако проблема повышения максимальных скоростей движения требует повышения тормозной мощности подвижного состава. Как показывают исследования, проведенные на Белорусской железной дороге, длина тормозного пути экстренного торможения пассажирских поездов, оборудованных как чугунными, так и композиционными тормозными колодками, даже при скоростях движения до 120 км/ч во многих случаях значительно превышает нормативные значения, определенные по номограммам [1]. Анализ скоростемерных лент позволил установить, что лишь в 25 % случаев экстренных торможений эффективность тормозов поезда находится в пределах нормы, то есть соответ-