

## РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОПРИВОДА СТРЕЛОЧНОГО ПЕРЕВОДА С ВЕНТИЛЬНО-ИНДУКТОРНЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ И ИССЛЕДОВАНИЕ НА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РЕЖИМОВ ЕГО РАБОТЫ

**АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ.** На сегодняшний день железнодорожные компании мира уделяют самое пристальное внимание состоянию стрелочных переводов (СП). Основными тенденциями их развития являются: повышение надежности в целом и поэлементно путем применения крупноузловых сборок, увеличение скорости перевода, снижение энергопотребления, стыковка с микропроцессорными системами управления, упрощение монтажа и текущего обслуживания, расширение функций привода, таких, как автовозврат при недопереводе и т.п. Поэтому в работе ставится задача разработка математической модель СП с вентильно-индукторным электродвигателем (ВИД) и исследование на ней нестационарных режимов работы электропривода.

**МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.** Для исследования процессов, происходящих в СП за основу возьмём работу [2], в которой кинематическая линия представлена в виде многомассовой системы. Особое внимание уделено характеру движения острия при описании их в виде 3-х массовой кинематической схемы, а также различным режимам работы СП. Поскольку процесс преобразования энергии электрического поля в энергию вращающегося вала машины взаимосвязан, то СП рассматривается как единая электромеханическая система, то есть, параметры нагрузки – вес острия и сила сопротивления их движения в процессе перевода оказывают влияние на электрический двигатель, в котором изменение каких-либо начальных условий отразится на характере движения рельс.

Элементы механической части (шестерни редуктора, муфты и т.д.) могут иметь механические зазоры, обусловленные неточностью изготовления деталей или их износом. Присутствие зазоров негативно влияет на движение механической части, поскольку приводит к ударам, интенсивному износу элементов и снижению точности управления. При разработке расчетной схемы зазоры приводятся как перемещения к одной скорости. При описании системы с зазором с помощью уравнения Лагранжа обязательно должна быть учтена упругая связь.

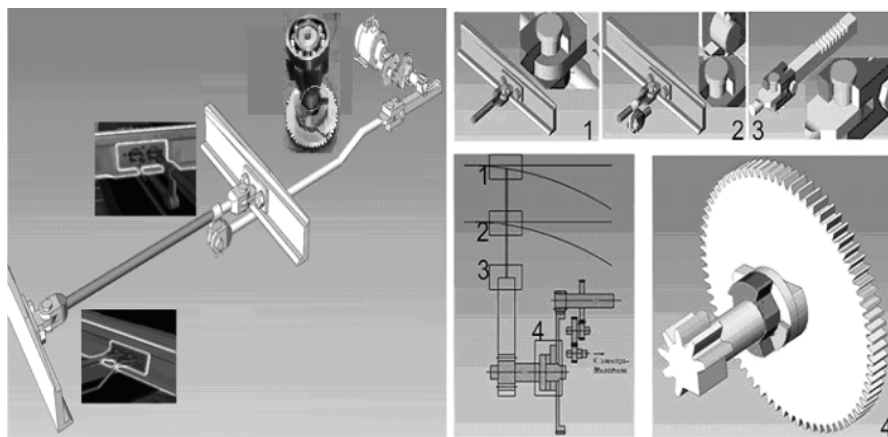


Рисунок.1 – Кинематическая линия стрелочного перевода

1 – зазор между первым острием и тягой; 2 – зазор между вторым острием и тягой; 3 – зазор между шибером и тягой; 4 – технологический зазор

учетом внутреннего вязкого трения расчетная схема СП примет вид, показанный на рисунке 2.

В кинематической линии стрелочного перевода (рис. 1) существуют два вида зазоров – в соединениях и кинематической передаче (технологический зазор). Зазоры в соединениях (между тягами и остриями, между шибером и тягой) не имеют определённой величины и зависят от выработки. Зубчатое колесо в начале перевода жёстко не соединено с главным валом, а имеет технологический зазор равный  $46^\circ$ .

Для начала построим структурную схему СП. Как было сказано выше, при её создании представим СП в виде трёхмассовой системы. С

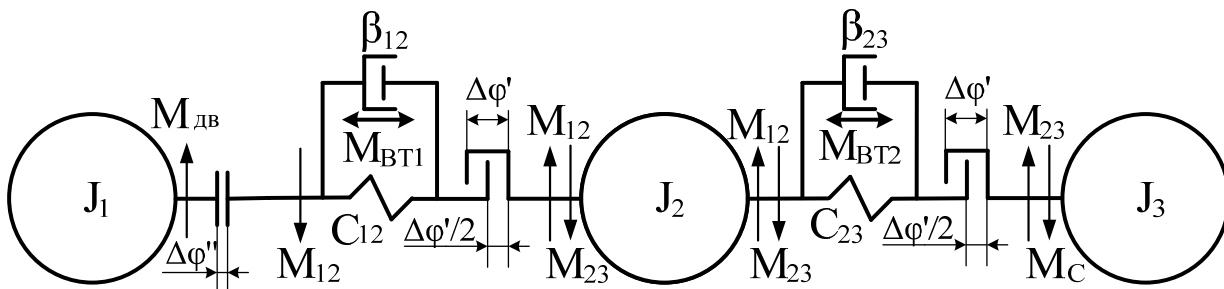


Рисунок 2 – Расчетная схема трёхмассовой модели СП с учетом вязкого трения

В этом случае упругие моменты  $M_{12}$  и  $M_{23}$  и моменты внутреннего вязкого трения  $M_{БТ1}$  и  $M_{БТ2}$  характеризуются нелинейной зависимостью. Система уравнений рассматриваемой электромеханической системы примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_{дв} - M_{вБ1} \\ J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{вБ1} - M_{вБ2} - M_{с1} \\ J_3 \frac{d\omega_3}{dt} = M_{вБ2} - M_{с2} \\ \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \\ \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 \\ \frac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3 \\ M_{вБ1} = \begin{cases} 0, & \text{если } \text{sign}\Delta\varphi \neq \text{sign}\Delta\omega \text{ и } |M_{БТ1}| > |M_{12}| \\ M_{БТ1} + M_{12}, & \text{если } \text{sign}\Delta\varphi = \text{sign}\Delta\omega \text{ или } |M_{БТ1}| \leq |M_{12}| \end{cases} \\ M_{вБ2} = \begin{cases} 0, & \text{если } \text{sign}\Delta\varphi \neq \text{sign}\Delta\omega \text{ и } |M_{БТ2}| > |M_{23}| \\ M_{БТ2} + M_{23}, & \text{если } \text{sign}\Delta\varphi = \text{sign}\Delta\omega \text{ или } |M_{БТ2}| \leq |M_{23}| \end{cases} \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $M_{12(23)} = c_{12(23)} F_1(\Delta\varphi)$  – упругие моменты;  
 $M_{БТ1(2)} = \beta_{12(23)} \Delta\omega_{1(2)} F_2(\Delta\varphi)$  – моменты вязкого трения;  
 $F_1$  та  $F_2$  – нелинейные функции.

На основании полученной системы уравнений составляем структурную схему стрелочного перевода (рис.3).  $M_{дв}$  создаётся любым из типов двигателей. Механическая часть остается при этом неизменной. Усилие перевода стрелки зависит от веса перемещаемых частей стрелки, типа рельсов, места закрепления переводных тяг и коэффициента трения остяков о подушки. Все указанные величины, за исключением последней, являются вполне определенными. Величина коэффициента трения может находиться в пределах от 0,05 до 0,3 и зависит от состояния стрелки, качества смазки подошв остяков, чистоты обработки их поверхностей и других факторов. Средняя величина коэффициента трения по поверхности сталь-сталь приведена в таблице 1.

Для создания модели необходимо рассчитать приведенный к валу двигателя момент инерции всего механизма. Проанализировав общий вид стрелки, можно сделать вывод о том, что момент ее инерции состоит из нескольких слагаемых: момента инерции редуктора  $J_{ред}$  и суммарного момента инерции шибера, рабочей и связанной тяг, а также остяков  $J_{\Sigma стр.}$ . Конструктивной особенностью переводов марки СП-6м является наличие технологического зазора между третьей и четвертой ступенью редуктора, что соответствует 9 оборотам вала двигателя. Этот зазор необходим для облегчения разгона двигателя и запаса им некоторой кинетической энергии с целью срыва остяков в начале процесса перевода. Численные значения моментов инерции ступеней редуктора рассчитаны исходя из их измеренных масс и размеров.

Также для моделирования необходимо знать механические параметры рабочей и связанной тяг – жесткости и коэффициенты вязкого трения  $c_{12}, \beta_{12}, c_{23}, \beta_{23}$  соответственно. Тяга представляет собой металлический стержень, деформация которого происходит по продольной оси:

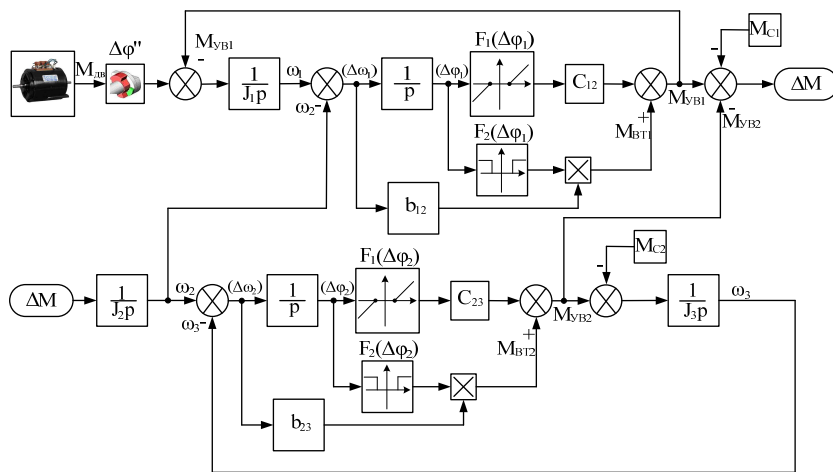


Рисунок.3 – Структурная схема стрелочного перевода

Таблица 1. Коэффициент трения при покое и скольжении

Трущиеся материалы	Коэффициент трения			
	покоя		скольжения	
	без смазки	со смазкой	без смазки	со смазкой
Сталь — сталь	0,15	0,1-0,12	0,15	0,05-0,1

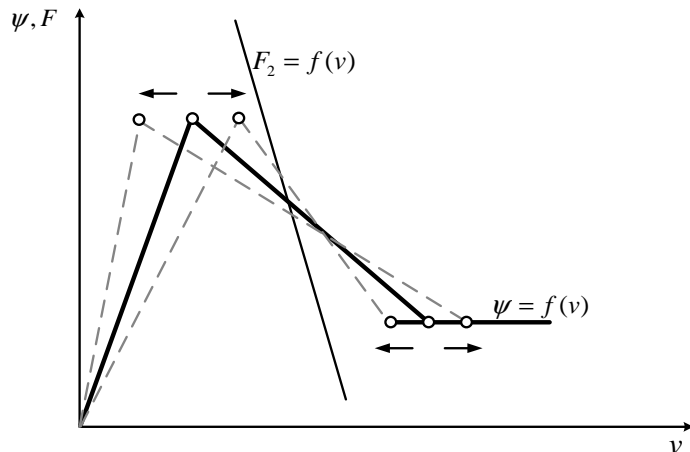


Рисунок.4 – Способы изменения характеристики нагрузки

В качестве приводного в работе использованы два вида двигателя: применяемый на сегодняшний день на СП ДПТ – МСП-0,25, и предлагаемый нами ВИД марки ЭМСУ-0,25-160В. Математическое моделирование этих двигателей рассмотрено ранее в [2] и [1] соответственно. Для создания условий, при которых возможно возникновение фрикционных колебаний, в работе предложено воспользоваться двумя способами – изменением угла наклона падающего участка характеристики трения, либо изменением скорости проскальзывания, при которой происходит перемещение рабочей точки с восходящего участка на падающий. Фактически в первом случае это абсцисса нижней точки падающего участка характеристики трения (рис. 4) и абсцисса верхней точки во втором случае. В силу случайного характера этих величин оба способа являются правомерными для математического моделирования физических процессов.

Исследования, проведенные в [2] показали, что при некоторых параметрах характеристики нагрузки в кинематической линии СП могут возникать фрикционные колебания упругой силы в тягах. На рисунках 5 и 6 представлены трехмерные осциллограммы в виде поверхностей (рис.5 – для ДПТ, рис.6 – для ВИД), где по оси ординат – амплитудный и частотный критерий для упругой силы первой (а,в) и второй (б,г) масс.

$$c_{12} = c_{23} = E \cdot \frac{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2}{l}, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости для стали;

$d$  – диаметр тяги;

$l$  – длина тяги.

Жесткость рабочей тяги принимается равной жесткости прямой связной тяги, т.к. эти тяги имеют одинаковую длину и диаметр. Значение коэффициента внутреннего вязкого трения взято в пределах  $10^3 \dots 10^4$ .

С целью определения условий для возникновения и развития автоколебательных режимов работы СП, было проведено исследование, в ходе которого изменялись параметры характеристики нагрузки (рис.4). Для определения колебаний упругой силы предложено использовать амплитудный  $\delta_A$  и частотный  $\delta_f$  критерии:

$$\delta_f = \sum_{i=1}^n \begin{cases} 0, & \text{sign}\left(\frac{dF_i}{dt}\right) + \text{sign}\left(\frac{dF_{i-1}}{dt}\right) \neq 0 \\ 1, & \text{sign}\left(\frac{dF_i}{dt}\right) + \text{sign}\left(\frac{dF_{i-1}}{dt}\right) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\delta_A = \sum_{i=1}^n \frac{\|F_i\| - F_{norm}}{F_{norm}} \quad (4)$$

где  $n$  – шаг расчета модели;

$F_i$  – значение упругой силы в  $i$ -той точке, Н;

$F_{norm}$  – значение заданной силы сопротивления движению, Н.

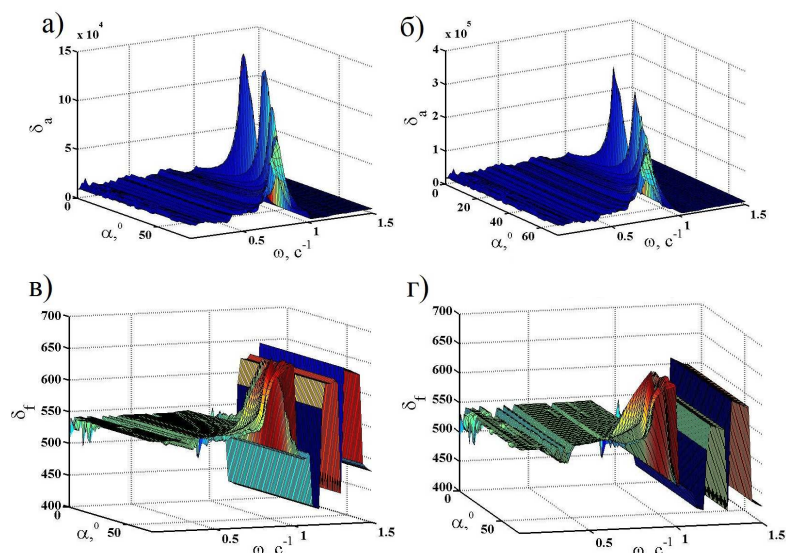


Рисунок.5 – Амплитудный и частотный критерии колебательности для ДПТ

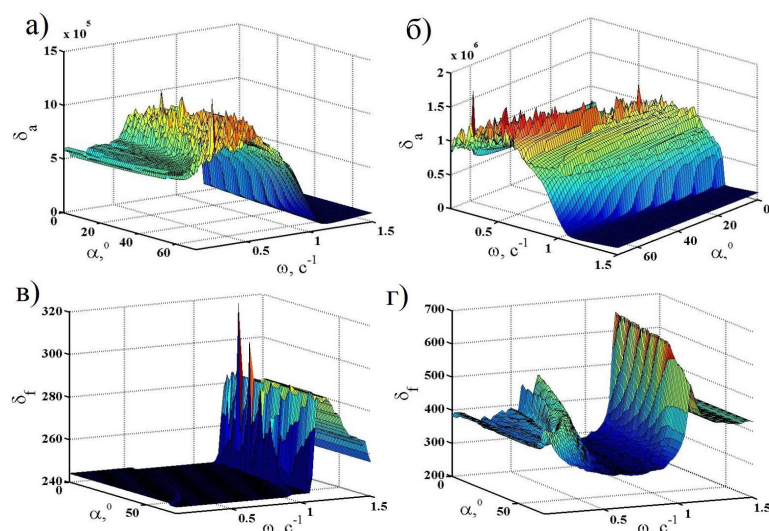


Рисунок.6 – Амплитудный и частотный критерии колебательности для ДПТ

**ВЫВОДЫ.** Проведенные исследование показали возможность и целесообразность использования ВИД в качестве приводного для СП, но ввиду наличия собственных колебаний момента, необходимо создание системы управления, минимизирующей негативное влияние данного фактора.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Буряковский С.Г. Математическое моделирование вентильно-индукторного привода для стрелочного перевода / С.Г. Буряковский, Б.Г. Любарский, А.С. Маслий, Моисеенко В.И., Карпенко Н.П. // Научно-технический журнал №1 «Информационно-керуючі системи на залізничному транспорті» – 2013. – с.67-75.

2. Смирнов В.В. синтез системы управления регулируемого электропривода стрелочного перевода как многомассовой электромеханической системы: дисс. к.т.н.: 05.09.03 / Смирнов Василий Васильевич. Харьков, 2012. – с 218.

3. Петрушин А.Д. Вентильно-индукторный электропривод железнодорожного стрелочного перевода / А.Д. Петрушин, А.Р. Шайхiev, Л.М. Васильева // Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – 2010. – с.279-280.

4. Резников Ю.М. Стрелочные электроприводы электрической и горочной централизации. / Резников Ю.М. Москва: Транспорт, 1975. - 152 с.