

УДК 681.2.08

Козлов Константин Эдуардович, ассистент кафедры транспортно-технологических машин Поволжского государственного технологического университета, г. Йошкар-Ола.
E-mail: konstantin-k-e@ya.ru
Область научных интересов: динамический метод контроля, эффективность цепной передачи.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ ВТУЛОЧНОЙ ЦЕПЬЮ НА ЕЕ МЕХАНИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ С ПОМОЩЬЮ ДИНАМИЧЕСКОГО МЕТОДА КОНТРОЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

К.Э. Козлов

Поволжский государственный
технологический университет, г. Йошкар-Ола
E-mail: konstantin-k-e@ya.ru

В данной работе поясняется принцип динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач и рассматривается его применение при исследовании факторов влияния на механическую эффективность цепной передачи с приводной втулочной цепью в широком диапазоне скоростных режимов работы, что является достаточно трудоемкой задачей при применении общеизвестных методов контроля. В роли параметра оптимизации в проведенных экспериментах выступает время разгона цепного электропривода, что значительно уменьшает возможные систематические погрешности, которые имеют существенные значения при использовании в качестве критерия механической эффективности момента инерции цепного электропривода, определяемого косвенным путем. Полученные уравнения регрессии дают наглядную картину степени влияния основных параметров цепной передачи на ее механический коэффициент полезного действия, что может служить подтверждением применимости предложенного метода к исследованию цепных передач с учетом потерь на трение.

Ключевые слова:

Цепная передача, коэффициент полезного действия, момент инерции, контроль цепных передач, механические потери.

Механический коэффициент полезного действия цепной передачи является одним из основных показателей качества ее изготовления [1]. Величина внутренних сопротивлений, которые возникают при движении цепи вследствие ее жесткости, не только влияет на энергетическую эффективность механической системы, в состав которой входит объект исследования, но также оказывает существенное влияние на скорость деградиационных процессов, таких как износ и контактная выносливость, а следовательно, срок службы цепной передачи во многом зависит от ее механической эффективности. Поэтому исследование причин, влияющих на механические потери в цепных передачах, является актуальным.

К сожалению, в настоящее время изучению данного вопроса уделяется мало внимания [2–4], поскольку, как известно, цепные передачи при удовлетворительных параметрах имеют сравнительно высокие значения коэффициента полезного действия (92...97 %) [1], а существующие методы контроля цепных передач с учетом потерь на трение не отвечают необходимым требованиям точности измерений. Для регистрации изменения величины потерь на трение в цепной передаче наиболее часто применяется тензометрический метод, который требует высокой точности измерения сигнала и тарирования тензодатчиков. При этом определение крутящего момента происходит с относительно большой дискретностью, что связано со временем, необходимым для восстановления деформированного состояния тензоэлемента. Кроме того, имеют место сложности, связанные со снятием сигнала с тензоэлемента, а также дороговизна измерительной аппаратуры [5–9]. Другие методы контроля также обладают рядом недостатков, связанных со значительными методическими погрешностями, сложностью измерительного процесса (метод регистрации реактивных моментов) и невозможностью создания номинального усилия в цепи во время исследований (метод свободного выбега) [10, 11].

Целью настоящей статьи является исследование влияния параметров цепной передачи с втулочной приводной цепью на ее механическую эффективность с помощью динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи. Данный метод представлен в работах [12–16].

Способ определения момента инерции цепного электропривода. В основе динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия лежит способ определения момента инерции цепного электропривода [17]. На рис. 1 представлена схема цепного электропривода, поясняющая принцип определения момента инерции асинхронного электропривода.

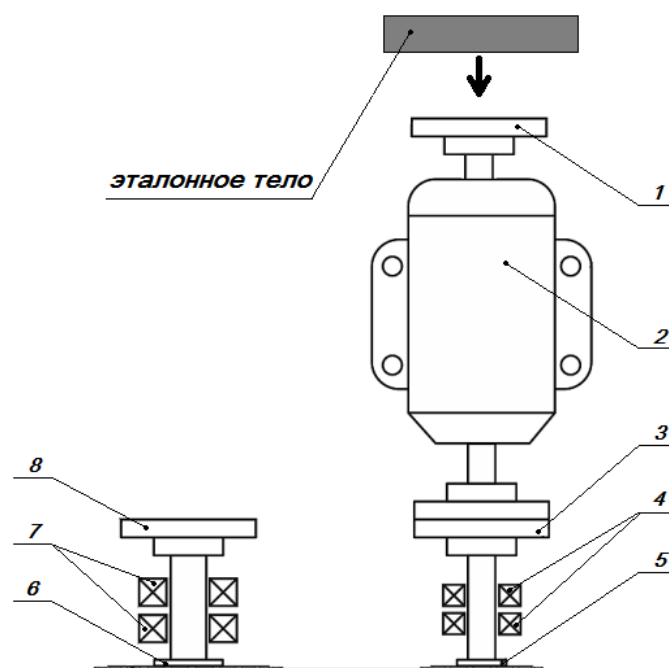


Рис. 1. Схема цепной передачи с электроприводом от асинхронного электродвигателя: 1 – полумуфта для крепления махового тела с эталонным моментом инерции; 2 – асинхронный электродвигатель; 3 – предохранительная муфта электродвигателя; 4 – подшипниковые узлы ведущего вала; 5 – ведущий вал с надетой на него звездочкой; 6 – ведомый вал с надетой на него звездочкой; 7 – подшипниковые узлы ведомого вала; 8 – предохранительная полумуфта ведомого вала для соединения нагрузочного устройства

Вначале определяем динамику угловых ускорений $\varepsilon_1(\omega)$ электропривода без эталонного тела, при этом динамику крутящего момента, развиваемого асинхронным электродвигателем, определяем следующим образом:

$$M(\omega) = J_1(\omega) \cdot \varepsilon_1(\omega),$$

где $J_1(\omega)$ – момент инерции системы вращающихся масс цепного асинхронного электропривода.

Затем определяем динамику угловых ускорений системы вращающихся масс с установленным на ведущем валу эталонным телом $\varepsilon_2(\omega)$. При этом момент инерции эталонного тела J_s заранее определяется либо расчетным, либо экспериментальным путем с помощью метода крутильных колебаний.

Учитывая, что механическая характеристика электродвигателя остается неизменной, произведения моментов инерции и угловых ускорений при первом и втором разгоне могут быть приравнены друг другу:

$$M(\omega) = (J_s + J_1(\omega)) \cdot \varepsilon_2(\omega) = J_1(\omega) \cdot \varepsilon_1(\omega). \quad (1)$$

Из равенства (1) определяем зависимость момента инерции электропривода в сборе:

$$J_1(\omega) = \frac{J_3 \cdot \varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}.$$

Аналогичным образом можно определить приведенные моменты инерции любой системы вращающихся масс, подсоединенной к валу ротора асинхронного электродвигателя.

Методика определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи. В общем случае методику определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи можно представить в виде блок-схемы (рис. 2), где АПК – аппаратно-программный комплекс; $J_{\text{азд}}(\omega)$ – зависимость момента инерции системы вращающихся масс (ротор асинхронного электродвигателя, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, полумуфта электродвигателя) от угловой скорости вала электродвигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{\text{азд+в2}}(\omega)$ – зависимость момента инерции системы вращающихся масс (ротор однофазного асинхронного электродвигателя, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала) от угловой скорости вала электродвигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{\text{азд+в1}}(\omega)$ – зависимость момента инерции системы вращающихся масс (ротор асинхронного электродвигателя, подшипниковые узлы электродвигателя, ведущий вал) от угловой скорости, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{\text{ц1}}$ – момент инерции части цепи, охватывающей ведущую звездочку, относительно оси ее вращения, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{\text{ц2}}$ – момент инерции части цепи, охватывающей ведомую звездочку, относительно оси ее вращения, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $J_{\text{в2}}(\omega)$ – зависимость момента инерции системы вращающихся масс (ведомый вал, подшипниковые узлы опоры) от угловой скорости, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $L_{\text{ц}}$ – общая длина цепи, м; $l_{\text{ц1}}, l_{\text{ц2}}$ – длина окружности обхвата ведущей и ведомой звездочек соответственно, м; $m_{\text{ц}}$ – линейная удельная масса цепи, $\text{кг}/\text{м}$; d_1 – диаметр делительной окружности ведущей звездочки, м; $J_{\text{мд}}$ – момент инерции нагрузочных маховых дисков, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $t_{\text{пр}}(\omega)$ – зависимость времени, необходимого для разгона цепного электропривода без учета потерь на трение в выбранном скоростном диапазоне, от угловой скорости ведущего вала, с; $t_{\text{азд}}(\omega)$ – зависимость времени, необходимого для разгона асинхронного электродвигателя, отсоединенного от цепной передачи, в выбранном скоростном диапазоне, с; $t_{\text{цэп}}(\omega)$ – зависимость времени, необходимого для разгона цепного электропривода с учетом потерь на трение в выбранном скоростном диапазоне, с; $\eta(\omega)$ – коэффициент полезного действия цепной передачи.



Динамический метод контроля механического коэффициента полезного действия цепной передачи. Метод контроля механической эффективности объекта исследования представлен на рис. 3 в виде блок-схемы.

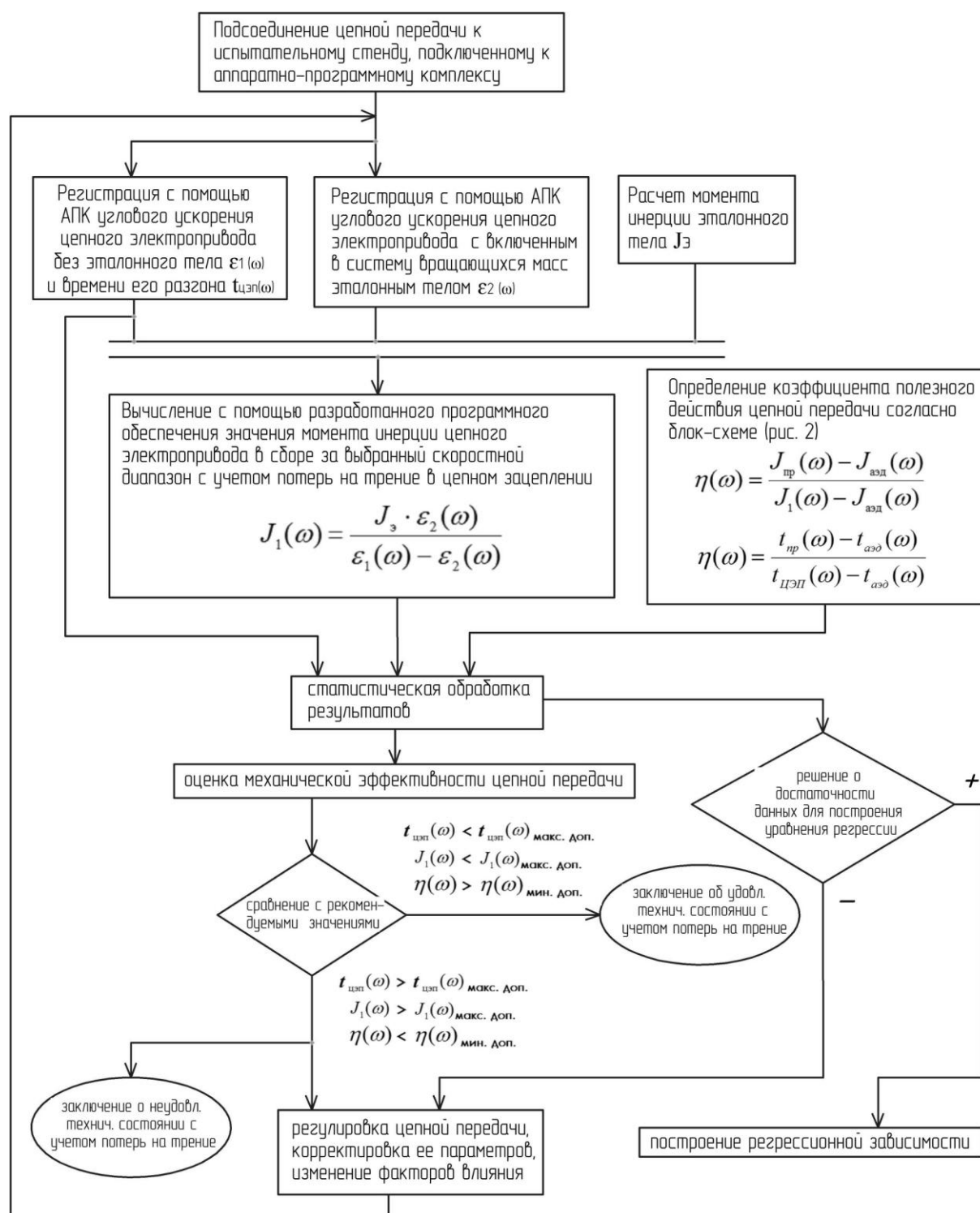


Рис. 3. Блок-схема реализации динамического метода контроля механической эффективности цепной передачи

Стенд для исследования цепных передач. Для исследования цепных передач спроектирован и собран стенд (рис. 4), который позволяет определять время разгона, ускорение и момент инерции цепного электропривода во время переходных режимов работы (при значении углового ускорения, отличном от нуля).

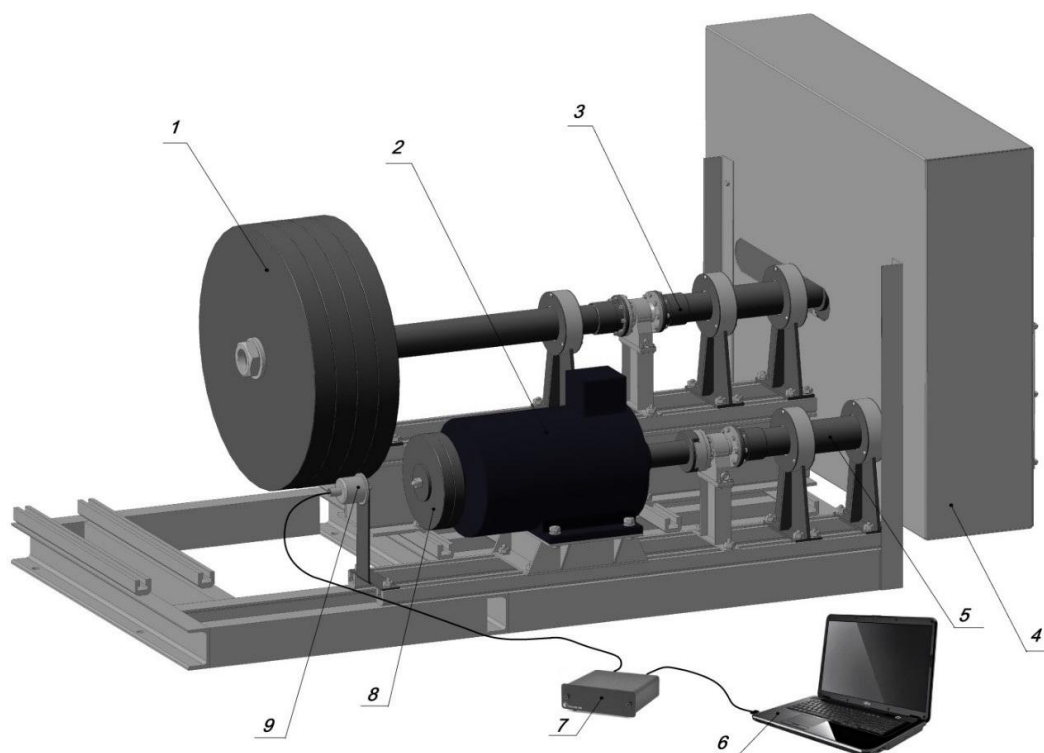


Рис. 4. Стенд для исследования цепных передач: 1 – нагрузочные маховые диски; 2 – однофазный асинхронный электродвигатель АИР 112МВ6 (220/380 В), 1,1 кВт, $n = 940$ об/мин; 3 – ведомый вал; 4 – кожух цепной передачи; 5 – ведущий вал; 6 – персональный компьютер с установленным программным обеспечением; 7 – блок регистрации данных; 8 – эталонный диск; 9 – энкодер

В качестве испытуемой цепи была выбрана двухрядная приводная втулочная цепь с шагом цепи 9,525 мм (2ПВ-9,525-17), которая применяется в механизмах ГРМ (автомобили ВАЗ 2101, 21011, 21013, 2103, 21061, 2107), двигателях (ГАЗ 3110, 3105, 3102) и др. Количество зубьев ведущей звездочки $z = 23$, количество зубьев ведомой звездочки $z = 38$.

Представленный стенд позволяет одновременно варьировать несколько параметров цепной передачи, которые, согласно предварительно проведенному теоретическому анализу, могут влиять на механическую эффективность цепных передач.

Натяг цепи регулируется перемещением суппорта ведомого вала вдоль направляющих параллельно плоскости расположения звездочек цепной передачи.

Необходимым условием для повышения точности определения момента инерции и времени разгона исследуемой системы вращающихся масс является стабильность входного напряжения при обоих запусках электродвигателя (с эталонным телом и без него), поскольку крутящий момент находится в квадратичном отношении с напряжением согласно выражению [18]

$$M = \frac{3 \cdot \frac{r_2'}{s} \cdot p \cdot U_1^2}{6,28 \cdot f \cdot [(r_1 + r_2' / s)^2 + (x_1 + x_2')^2]} = \frac{k \cdot U_1^2}{f},$$

где r_2' и x_2' – приведенные активное и реактивное сопротивления обмотки ротора;

r_1 и x_1 – активное и реактивное сопротивления обмотки статора;

p – число пар полюсов;

s – скольжение;

k – величина, которую можно принять неизменной при обоих запусках асинхронного электродвигателя (с эталонным телом и без него);

f – частота питающей сети, Гц.

Поэтому в экспериментах используем стабилизатор входного напряжения Сатурн СНЭ-О-10 (11 кВА, 50 А) с относительной погрешностью стабилизации 1 %.

Определение постоянных величин, характеризующих стенд для исследования цепных передач. Воспользуемся разработанной методикой определения коэффициента полезного действия цепной передачи (рис. 2) и определим приведенный момент инерции цепного электропривода без учета потерь на трение в цепном зацеплении. Для этого определим средние значения моментов инерции вращающихся относительно оси вращения ведущего вала элементов цепного электропривода в выбранных скоростных диапазонах. В табл. 1 приведены полученные значения.

Таблица 1. Средние значения величин, необходимых для определения механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Величины, необходимые для расчета коэффициента полезного действия цепной передачи	Скоростной диапазон, рад/с		
	200–400	400–600	600–800
Среднее значение момента инерции системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя $P = 1,1$ кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная муфта, ведущий вал с надетой на него ведущей звездочкой, опорные подшипники ведущего вала», кг·м ²	0,02720	0,02890	0,02920
Среднее значение момента инерции системы вращающихся масс «предохранительная полумуфта ведомого вала, ведомый вал с надетой на него ведомой звездочкой, опорные подшипники ведомого вала, нагрузочный стальной диск с моментом инерции 0,26166 кг·м ² », кг·м ²	0,28684	0,29154	0,29214
Момент инерции части цепи, охватывающей ведущую звездочку, кг·м ²	0,000058	0,000058	0,000058
Момент инерции части цепи, охватывающей ведомую звездочку, кг·м ²	0,000283	0,000283	0,000283
Передаточное отношение цепной передачи	1,65	1,65	1,65
Длина цепи, м	0,992515	0,992515	0,992515
Длина обхвата цепи ведущей звездочки, м	0,105413	0,105413	0,105413
Длина обхвата цепи ведомой звездочки, м	0,188576	0,188576	0,188576
Удельная масса цепи, кг/м	0,4578	0,4578	0,4578
Диаметр ведущей звездочки, м	0,07	0,07	0,07
Приведенный момент инерции цепного электропривода без учета потерь в цепном зацеплении на трение, кг·м ²	0,13311	0,136532	0,13705
Момент инерции системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя $P=1,1$ кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная полумуфта», кг·м ²	0,02230	0,02305	0,02325
Среднее значение крутящего момента цепного электропривода, Н·м	6,28	10,06	15,20
Расчетное среднее значение углового ускорения цепного электропривода без учета потерь на трение, рад/с ²	47,18	73,68	110,91
Расчетное среднее значение времени разгона цепного электропривода без учета потерь на трение, с	0,44298	0,28365	0,18845
Расчетное среднее значение времени разгона системы вращающихся масс «ротор однофазного асинхронного электродвигателя $P = 1,1$ кВт, подшипниковые узлы асинхронного электродвигателя, предохранительная полумуфта», с	0,07421	0,04789	0,03197

В табл. 1 расчетное среднее значение времени разгона цепного электропривода без учета потерь на трение показывает среднее значение времени в выбранном скоростном диапазоне, необходимое для разгона системы вращающихся масс всего цепного электропривода. Если предположить, что в сопряжениях элементов цепной передачи отсутствует трение, и энергетические потери, связанные с колебаниями ветвей цепи, сведены к нулю, то есть идеальное время разгона, при котором коэффициент полезного действия имеет наивысшее значение с учетом потерь на трение в подшипниковых узлах.

Планирование экспериментов. При исследовании влияния параметров цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью на ее механическую эффективность было принято решение применить многофакторный эксперимент с использованием метода математического планирования.

На основе теоретического исследования механической эффективности цепных передач в качестве факторов влияния были приняты следующие параметры: смещение звездочек с одной плоскости (x_1), стрела провеса цепи (x_2), способ смазки (x_3), изменение шага цепи (x_4), межосевое расстояние (x_5).

В табл. 2 приведены факторы влияния, их уровни и кодированные значения для экспериментов.

Таблица 2. Определение уровней факторов влияния на механический коэффициент полезного действия цепной передачи с двухрядной приводной втулочной цепью

Кодированный уровень	Параметры				
	Δb , мм (x_1)	Δl , мм (x_2)	k_c (x_3)	$\Delta t_{цп}$, % (x_4)	a , мм (x_5)
+1	10	1,00	3	2,00	550
0	5	3,75	2	1,22	450
-1	0	6,50	1	0,44	350
$2x_i$	10	5,50	1	1,56	200

Область изменения фактора $2x_i$ выбрана на основе предварительного качественного и количественного анализа его влияния на параметр оптимизации. В качестве параметра оптимизации было принято время разгона цепного электропривода $t_{цп}$.

При установлении области определения способа смазки k_c использованы условные уровни: $k_c = 1$ – картерная смазка; $k_c = 2$ – периодическая смазка (в эксперименте цепь предварительно работала в течение 24 часов при номинальной нагрузке).

Для проведения экспериментов необходимо варьировать пять факторов влияния, что значительно увеличивает количество опытов при полном факторном эксперименте. Поэтому использовался дробный факторный эксперимент. В качестве реплики была принята 1/4 часть полного факторного эксперимента, которая подразумевает проведение 8 опытов вместо 32.

В табл. 3 приведены полученные уравнения регрессии.

Таблица 3. Уравнения регрессии времени разгона цепного электропривода

Скоростной диапазон, об/мин	Уравнение регрессии, $\eta_{цп}$, с
200–400	$t_{цп} = 0,4936 - 0,0087x_1 - 0,0073x_2 - 0,0231x_3 - 0,0046x_4 - 0,0020x_5 + + 0,003x_1x_2 + 0,0012x_2x_4 - 0,0023x_1x_5$
400–600	$t_{цп} = 0,322525 - 0,0047x_1 - 0,0035x_2 - 0,0140x_3 - 0,0027x_4 - - 0,0031x_5 + 0,0008x_1x_2 + 0,0010x_2x_4 - 0,0016x_1x_5$
600–800	$t_{цп} = 0,2158 - 0,0032x_1 - 0,0025x_2 - 0,0099x_3 - 0,0022x_4 - 0,0027x_5 + + 0,0003x_1x_2 + 0,0007x_2x_4 - 0,0010x_1x_5$

На основе полученных данных и результатов табл. 1 рассчитаем уравнения регрессии для механического коэффициента полезного действия объекта исследования. В табл. 4 приведены полученные уравнения регрессии.

Таблица 4. Уравнения регрессии механического коэффициента полезного действия цепной передачи

Скоростной диапазон, об/мин	Уравнение регрессии, $\eta_{цп}$, %
200–400	$\eta_{цп} = 87,92 + 1,86x_1 + 1,55x_2 + 5,12x_3 + 0,98x_4 + 0,43x_5 - 0,73x_1x_2 - - 0,25x_2x_4 + 0,49x_1x_5$
400–600	$\eta_{цп} = 85,85 + 1,49x_1 + 1,11x_2 + 4,63x_3 + 0,86x_4 + 0,99x_5 - 0,24x_1x_2 - - 0,31x_2x_4 + 0,50x_1x_5$
600–800	$\eta_{цп} = 85,14 + 1,52x_1 + 1,17x_2 + 4,86x_3 + 1,01x_4 + 1,25x_5 - 0,16x_1x_2 - - 0,30x_2x_4 + 0,45x_1x_5$

Анализируя уравнения регрессии, можно оценить роль каждого фактора влияния в исследуемом скоростном диапазоне по значимости его отличия от нуля.

Согласно полученным уравнениям регрессии механические потери цепной передачи, оцениваемые величиной коэффициента полезного действия, моментом инерции системы вращающихся масс и временем разгона цепного электропривода, увеличиваются пропорционально скоростному диапазону, что связано с увеличением динамических нагрузок, которые находятся в квадратичном отношении с угловой скоростью.

Как и предполагалось, наибольшее влияние на значение коэффициента полезного действия оказывает способ смазки цепи k_c (величина, зависящая от коэффициента трения). При этом коэффициент его влияния на механическую эффективность цепной передачи с изменением скорости изменяется незначительно. Увеличение объема смазки (переход на картерную смазку) резко снижает уровень механических потерь в цепной передаче.

Вторым по степени влияния выступает такой фактор, как смещение звездочек с одной плоскости Δb , что также подтверждает теоретические расчеты. При этом следует отметить, что степень влияния данного фактора имеет незначительные отклонения на всех скоростных диапазонах.

Необходимо отметить, что при небольших скоростях влияние межосевого расстояния носит несущественный характер, но значительно увеличивается степень его влияния на параметр оптимизации (почти в 3 раза) при увеличении скоростного диапазона. Это может быть связано с увеличением колебаний холостой ветви цепной передачи, что вызывает дополнительные динамические нагрузки на ведущей звездочке.

Наименьшую степень влияния на параметр оптимизации оказали такие факторы, как стрела провеса цепи Δl и увеличение шага цепи $\Delta t_{ц}$. Эти факторы находятся приблизительно на одном уровне по степени влияния при скоростных диапазонах более 400 оборотов в минуту и почти в два раза меньше влияния Δb и a . Нельзя объяснить малый эффект влияния изменения шага цепи узостью интервала варьирования, поскольку в исследуемой передаче он достиг предельных рекомендуемых для эксплуатации значений.

Использование такого фактора влияния, как увеличение шага цепи $\Delta t_{ц}$, при оценке технического состояния цепной передачи представляется возможным, но проблематичным, поскольку погрешность измерения момента инерции системы вращающихся масс с помощью динамического метода соизмерима со степенью влияния данного фактора.

Выводы

На основании полученных данных можно заключить, что уравнения регрессии дают наглядное представление о степени влияния факторов на механический коэффициент полезного действия цепной передачи. Таким образом, применение динамического метода контроля механического коэффициента полезного действия цепных передач позволяет проводить исследования влияния ее параметров на механическую эффективность с точностью, достаточной для получения наглядной картины изменения параметра оптимизации цепной передачи при варьировании различных факторов влияния в широком диапазоне скоростных режимов работы.

Следует отметить, что степень влияния изменения шага цепи на механический коэффициент полезного действия соизмерима с погрешностью измерения параметра оптимизации, которая сводится к погрешности, связанной с неточностью стабилизации входного напряжения. Поэтому осуществление контроля удлинения шага цепи и натяжения холостой ветви в пределах максимального и минимального оптимальных натяжений с помощью разработанного метода является достаточно проблематичной задачей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воробьев Н.В. Цепные передачи. – 4-е. изд. – М.: Машиностроение, 1968. – 252 с.
2. Мевша Н.В. Методы исследования и оценки технического состояния цепных передач: дис. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 2005. – 213 с.
3. Spicer J.B., Richardson C.J.K., Ehrlich M.J. et al. Effects of Frictional Loss on Bicycle Chain Drive Efficiency // Journal of Mechanical Design. – 1999. – V. 123 (4) – P. 598–605.

4. Spicer J.B., Richardson C J.K., Ehrlich M.J., et al. On the efficiency of bicycle chain drives // Technical Journal of the IHPVA. – 2000. – V. 50 (2000). – P. 3–9.
5. Doppelbauer M. Accuracy of the Determination Of Losses and Energy Efficiency of Induction Motors by the Indirect Test Procedure // Proceedings of the 7th International Conference EEMODS'11 Energy Efficiency in Motor Driven Systems, Luxembourg, 2013. – Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2013. – P. 457–469.
6. Irimescu A., Mihon L., Pădure G. Automotive transmission efficiency measurement using a chassis dynamometer // International Journal of Automotive Technology. – 2011. – V. 12(4). – P. 555–559.
7. Рыбальченко Ю.И. Магнитоупругие датчики крутящего момента. – М.: Машиностроение, 1981. – 129 с.
8. Левинтов С.Д., Борисов А.М. Бесконтактные магнитоупругие датчики крутящего момента. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 88 с.
9. Проектирование датчиков для измерения механических величин / под ред. Е.П. Осадчего. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.
10. ГОСТ 11828–86. Машины электрические вращающиеся. Общие методы испытаний. – Взамен ГОСТ 11828–75 (кроме разд. 6), ГОСТ 25000–81; введ. 1987–01–07. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 31 с.
11. Кацман М.М. Лабораторные работы по электрическим машинам и электроприводу: учеб. для электротехнических специальностей техникумов. – М.: Академия, 2004. – 252 с.
12. Егоров А.В., Козлов К.Э. Инерционный метод оценки влияния качества смазочного материала на энергетическую эффективность цепных передач // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2013. – № 6. – С. 1–22.
13. Егоров А.В., Козлов К.Э. Инерционный метод оценки энергетической эффективности асинхронного цепного электропривода // Вестник Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. – 2013. – № 2. – С. 22–25.
14. Егоров А.В., Козлов К.Э., Белогусев В.Н. Инерционный метод контроля качества цепных передач // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ). – Краснодар: КубГАУ, 2013. – № 88(04). – С. 546–560. – URL: <http://sm.kubsau.ru/2013/04/37.pdf>
15. Егоров А.В., Козлов К.Э. Оценка энергоэффективности работы ременных и цепных передач на основе инерционного метода // Техник и технология: новые перспективы развития: VI международная научно-практическая конференция – М.: Спутник+, 2012. – С. 49.
16. Егоров А.В., Козлов К.Э. Способы определения неисправностей ременных и цепных передач. Инерционный метод оценки мощности механических потерь в ременных и цепных передачах // Технические науки – от теории к практике: IX Международная заочная научно-практическая конференция, Новосибирск, 17 апреля 2012. – Новосибирск: Изд-во «Сибирская ассоциация консультантов», 2012. – С. 51–56.
17. Пат. 2507492 Российская Федерация, МПК7 G 01 M 1/10. Способ определения момента инерции ременных и цепных передач / Козлов К.Э., Егоров А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Поволжский государственный технологический университет». – № 2012107764/28 ; заявл. 29.02.12 ; опубл. 20.02.14, Бюл. № 5. – 5 с.
18. Архипцев, Ю. Ф. Асинхронные электродвигатели. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 104 с.

Поступила 28.01.2015 г.