

УДК 669.04:621.771

*к.т.н. Жильцов А. П.,
Челядина А. Л.
(ЛГТУ, г. Липецк, Россия)*

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА МОТАЛОК ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ В УСЛОВИЯХ ПРОИЗВОДСТВА ХОЛОДНОКАТАНЫХ ПОЛОС

Проведён анализ эксплуатационных параметров приводов моталок. Обосновано, что воздействия энергосиловых и скоростных параметров приводят к негативным явлениям, связанным с возникновением вибраций в элементах привода. Рассмотрены условия динамического нагружения. Разработана конструктивная схема установки редуктора на двух условно жёстких опорах, что позволит снизить величину упругой податливости и обеспечить работу редуктора и муфты в нормальном режиме. Данное конструктивное предложение снизит вибрацию в элементах привода.

Ключевые слова: *полосовая моталка, динамическая нагрузка, вибрация, привод, редуктор.*

Проблема и её связь с научными и практическими задачами. В условиях производства холоднокатаных полос для реализации технологических процессов применяются различные технологические агрегаты: агрегат подготовки горячекатаных полос, дрессировочные станы, непрерывные травильные агрегаты, агрегаты термической обработки и другие, оснащённые однотипными электромеханическими приводами для разматывания и смотки рулонов.

Применительно к оборудованию данных производств и перечисленных агрегатов важными являются факторы, характеризующиеся показателями долговечности, безотказности, ремонтпригодности, сохраняемости, качества, так как данные производства являются завершающими в полном металлургическом цикле. При этом эффективность производства обеспечивается не только производительностью, но и качеством холоднокатаных полос. Важнейшим условием является применение систем оценки состояния оборудования с использованием показателей надёжности [1].

Анализ состояния вопроса. К оборудованию моталок и разматывателей и их приводам в условиях технологических аг-

регатов при обработке полос предъявляются высокие требования по обеспечению стабильности процессов разматывания и смотки рулонов [2–4].

Применительно к моталкам к данным требованиям относятся:

- обеспечение натяжения полосы между подающими роликами и барабаном моталки;
- наличие индивидуального привода с электродвигателем и системой плавного регулирования скорости для работы в трёх режимах: режиме разгона до номинальной скорости смотки, заправочном режиме при захвате полосы барабаном моталки, режиме стабилизации в период смотки;
- обеспечение плотности рулона без телескопичности (центрирование);
- обеспечение минимального прогиба барабана введением дополнительной (консольной) опоры его концевой части;
- наличие двух моталок однотипной конструкции для реализации непрерывности технологического процесса;
- обеспечение надёжной работы элементов привода моталки с минимизацией отказов вследствие нарушений работоспособности.

Постановка задачи. В связи с вышеизложенным, разработка технологических и технических решений, направленных на

повышение эффективной и надёжной работы моталок и их приводов, является актуальной задачей.

В приводах моталок технологических агрегатов используются различные конструктивные схемы, в том числе приведённая на рисунке 1.

Особенностью конструктивной схемы привода является применение односторонней жёсткой опоры А редуктора, при этом под второй опорой подразумевается трансмиссия, обеспечивающая передачу крутящего момента от выходного вала редуктора через зубчатую пару 4 к барабану моталки 5 (см. рис. 1).

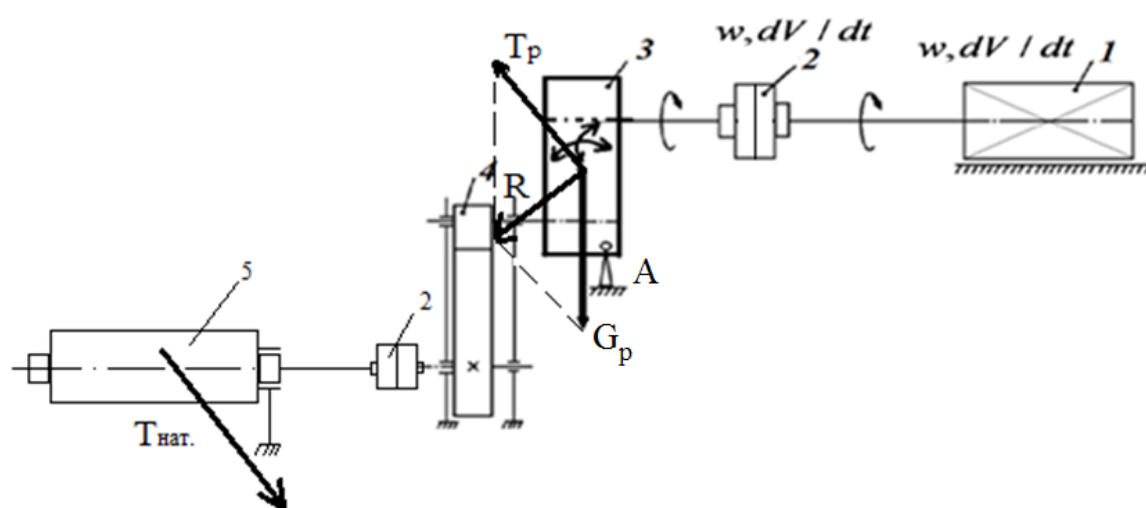
Материалы и результаты исследования. Анализ эксплуатационных параметров при эксплуатации приводов моталок показывает, что при воздействии энергосиловых и скоростных параметров наблюдаются негативные явления, связанные с возникновением вибраций в элементах привода. Это приводит к расцентровке валов в зубчатой муфте, возможному разрушению зубьев зубчатых передач редуктора. Практика эксплуатации свидетельствует о частых заменах редукторов и составляющих элементов, а также зубчатых муфт привода [4].

Установка редуктора на одностороннем кронштейне, приводит к возникновению кратковременных вибрационных нагрузок при пуске и остановке электродвигателя, что является корневой причиной расцентровки валов, выхода из строя зубчатой муфты, разрушения зубьев вала-шестерни и зубчатого колеса редуктора [4]. При этом динамическое нагружение, следствием которого является в том числе возникновение вибрационных нагрузок, приводит к изменению условий натяжения полосы и снижению качества смотки [5, 6].

Источником вибрационных возмущений и действующих дополнительных динамических нагрузок на консольно-закреплённый редуктор является пусковой момент электродвигателя. В течение переходного режима от пуска до заправочного режима и, в дальнейшем, перехода к стабильной смотке максимальный пусковой момент, определяемый величиной номинального момента $M_{ном}$ и коэффициентом кратности k_n по формуле

$$M_{пуск} = M_{ном} \cdot k_n, \quad (1)$$

за время разгона τ_p стабилизируется до величины номинального момента $M_{ном}$ в течение времени стабилизации τ_c .



1 — электродвигатель, 2 — зубчатая муфта, 3 — редуктор, 4 — зубчатая передача, 5 — барабан моталки

Рисунок 1 Схема нагружения редуктора привода моталки

При реализации режима разгона, характеризующегося возникновением нестационарного процесса, необходимо учесть динамические воздействия на редуктор как одномассовую систему. В данном случае коэффициент кратности k_n , который составляет величину 2,0–2,2, можно характеризовать как условный коэффициент динамичности. При этом нагрузка $Q_{дин}$, воздействующая на редуктор, определяется по следующему выражению:

$$Q_{дин} = k_n \cdot G_p. \quad (2)$$

Наряду с динамической нагрузкой $Q_{дин}$ на редуктор воздействует реактивный момент со стороны барабана моталки. Это связано с тем, что в процессе смотки происходит прогиб барабана во взаимно перпендикулярных плоскостях, что оказывает через трансмиссию негативное воздействие момента натяжения $M_{нат}$ на элементы привода: зубчатую пару и редуктор, т. е. возникает реактивная нагрузка $T_{реакт}$ на редуктор, определяемая по выражению

$$T_{реакт} = k_k \cdot T_{нат}, \quad (3)$$

где k_k — коэффициент коррекции передачи усилия натяжения $T_{нат}$ через трансмиссию на редуктор; принят равным 0,5.

Воздействие на редуктор нагрузок $T_{реакт}$ и $Q_{дин}$ приводит к упругой податливости редуктора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Этот процесс характерен для периода разгона электродвигателя. Но при этом упругая податливость Π^V редуктора приводит к смещению ведущего вала редуктора, что, в свою очередь, воздействует на радиальное и угловое смещение валов в зубчатой муфте. В соответствии с требованиями ГОСТ 50895–96 [7] для зубчатых муфт с передаваемым крутящим моментом $M_{кр} = 10–30$ кН·м допустимое смещение Δ составляет 0,4–0,6 мм, допус-

каемое смещение $\gamma = 0^\circ 30'–1^\circ 15'$. Поэтому необходимо определить диапазон величин упругой податливости редуктора, который может характеризовать нормальный режим эксплуатации при соблюдении требований ГОСТ по величинам Δ и γ , и критический режим, для которого параметры Δ и γ превышают допустимые значения в соответствии с требованиями ГОСТ.

В соответствии с рассмотренным выше силовым анализом установлено, что корневой причиной отказов зубчатой муфты в составе привода является силовое воздействие на консольно-закреплённый редуктор со стороны привода в виде динамической нагрузки $Q_{дин}$ и со стороны барабана моталки в виде реактивной нагрузки $T_{реакт}$. На рисунке 2 показана расчётная схема нагружения редуктора.

Редуктор как элемент нагружения можно охарактеризовать как одномассовую систему, воспринимающую перечисленные выше энергосиловые и скоростные параметры. Механическая модель данной одномассовой системы приведена на рисунке 3.

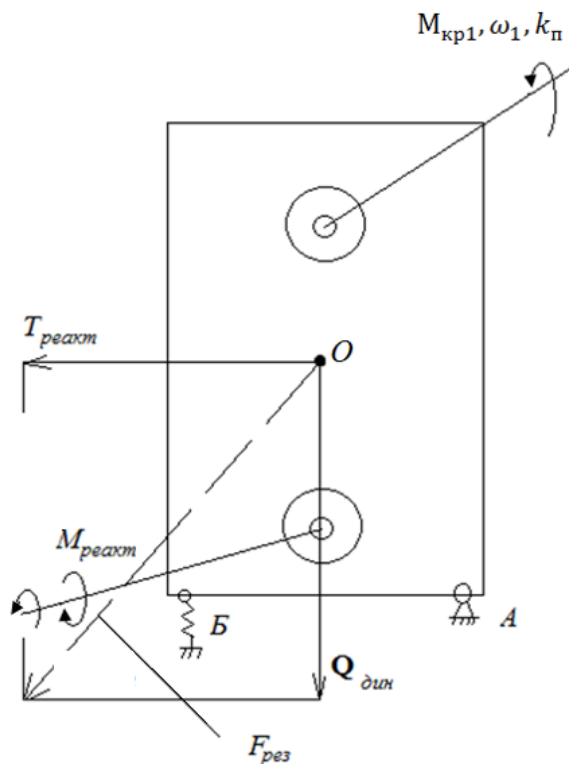
В данном случае механическая модель (см. рис. 3) динамической системы представляет собой материальную точку O массой m на условно жёсткой опоре A и упруго податливой опоре B с жёсткостями K_1 и K_2 , движущуюся под действием сил $Q_{дин}$ и $T_{реакт}$. Опора A принята условно жёсткой ввиду наличия неуправляемых зазоров в механических соединениях при ослаблении крепежа с учётом возможного износа механических соединений и имеющихся гарантированных зазоров. Очевидно, что величина фактического положения центра масс редуктора O (см. рис. 3) характеризуется величиной упругой податливости Π^V .

Величина Π^V характеризует максимальную величину смещения центра масс O и определяется упругой податливостью x_{max}^n в горизонтальной плоскости от

воздействия реактивной нагрузки $T_{реакт}$ со стороны барабана моталки и упругой податливостью y''_{max} в вертикальной плос-

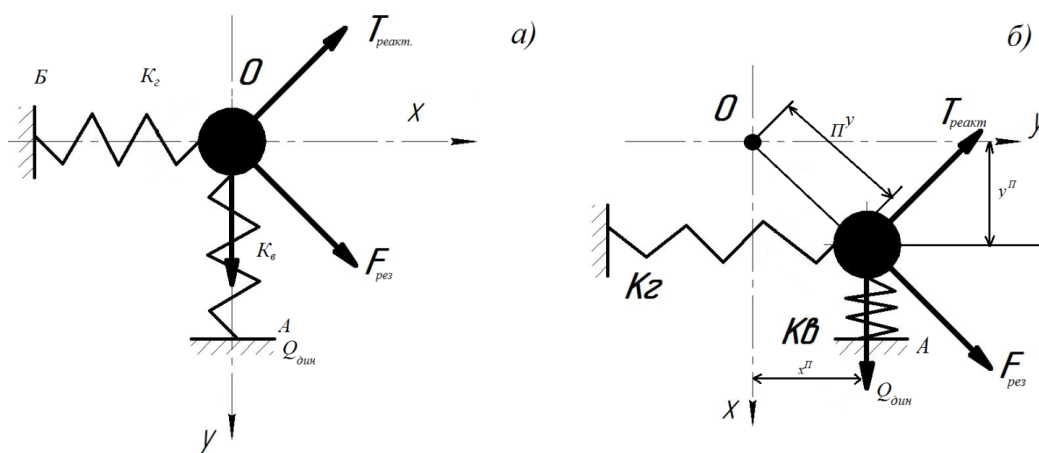
кости от величины динамической нагрузки $Q_{дин}$ со стороны привода:

$$\Pi_{max}^y = \sqrt{x_{max}^2 + y_{max}^2} \quad (4)$$



O — центр масс редуктора; A — условно жёсткая опора; Б — условно податливая опора

Рисунок 2 Расчётная схема редуктора



а) начальное положение; б) рабочее положение (в период разгона)

Рисунок 3 Механическая модель редуктора как одномассовой системы

Можно сделать вывод, что основной задачей является расчёт упругих податливостей x^n и y^n . При решении задачи целесообразно использовать метод математического моделирования [8].

Математическая модель данной одно-массовой системы представляет собой систему дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{T_{реакт}}{m} - \frac{k_{Г}}{m} \cdot x - \frac{c}{m} \cdot \frac{dx}{dt} + \omega^2 \cdot y \cdot \cos \omega t, \\ \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{Q_{дин}}{m} - \frac{k_{Е}}{m} \cdot y - \frac{c}{m} \cdot \frac{dy}{dt} + \omega^2 \cdot x \cdot \sin \omega t, \end{cases} \quad (5)$$

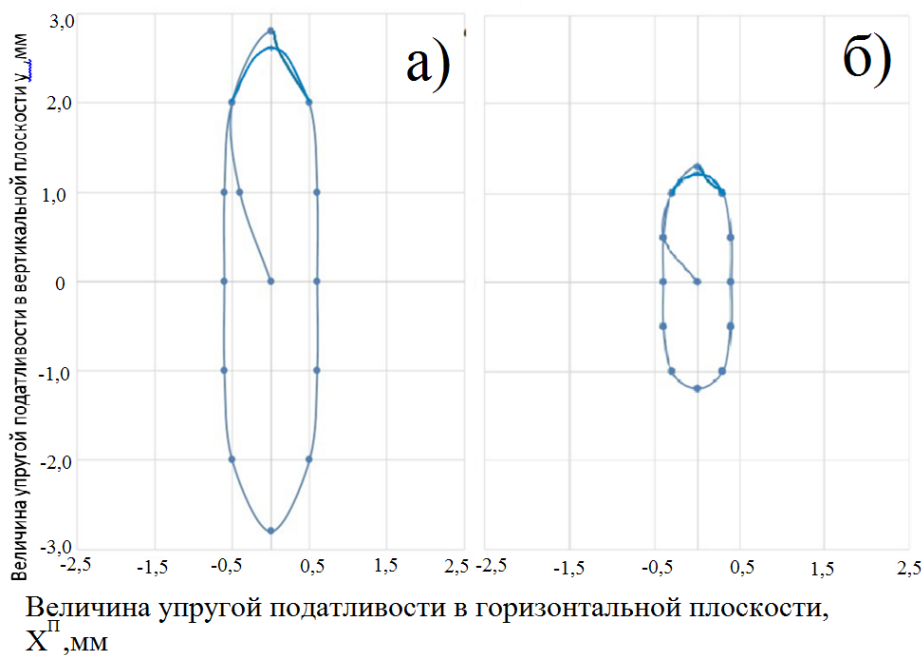
$$\gamma = \frac{1}{m} \sqrt{x^2 + y^2}, \quad (6)$$

где c — величина допускаемой линейной податливости.

Для решения данной системы уравнений целесообразно использовать метод Рунге – Кутты в программной среде Mathcad. Решение данной системы уравнений позволяет определить расчётные траек-

тории смещения центра масс O редуктора в горизонтальной (текущая величина x^n) и вертикальной (текущая величина y^n) плоскостях в начальный период, т. е. за время разгона электродвигателя, что определяет текущее значение результирующей величины упругой податливости Π^V .

В соответствии с выбранной методикой получены результаты, которые характеризуют траекторию смещения центра масс редуктора как одномассовой системы. На рисунке 4 для сравнения приведены траектории смещения центра масс редуктора для режима разгона двигателя (см. рис. 4, а) и режима стабилизации (см. рис. 4, б). Расчётная траектория, приведённая на рисунке 4, б, характеризуется минимальным значением величины упругой податливости, которую необходимо обеспечить во время разгона двигателя. Для обоих режимов характерной является эллипсоидная траектория с максимальным значением параметра y_{\max}^n на первом витке разгона.



а — в период разгона двигателя; б — в период стабилизации двигателя

Рисунок 4 Расчётная траектория центра масс O редуктора

При максимальном значении нагрузок (режим 1) величина y_{\max}^n достигает значения 2,88 мм при минимальном значении нагрузок 1,26 мм (режим 2), при этом коэффициент неравномерности $k = \frac{y_{\max}^n(1)}{y_{\max}^n(2)}$

составляет 2,29. В связи со значительной величиной коэффициента неравномерности проведена оценка степени влияния соотношения нагрузок $Q_{\text{дин}}$ и $T_{\text{реакт}}$ на основе построенной области значений упругой податливости, которая приведена на рисунке 5.

В полученной области значений Π^Y (см. рис. 5) необходимо выделить 3 зоны:

- зона I — нормальный режим;
- зона II — предкритический режим;
- зона III — критический режим.

Нормальный режим характеризуется минимальными значениями Π^Y в пределах 0,1–1,2 мм, при этом значение $Q_{\text{дин}}$ состав-

ляет не более 1,6 кН, $T_{\text{реакт}}$ — не более 3,0 кН. Для предкритического режима величина Π^Y находится в пределах 1,3–1,7 мм со значениями нагрузок $2,3 \text{ кН} \geq Q_{\text{дин}} \geq 1,6 \text{ кН}$, $T_{\text{реакт}}$ — не более 3,0 кН.

Критический режим является опасным при появлении максимальной упругой податливости, достигающей величины 3,0 мм при воздействии критических нагрузок. На рисунке 6 приведена зависимость угла смещения валов в зубчатой муфте от величины упругой податливости для трёх режимов. Данная зависимость получена с учётом полученных величин Π^Y и геометрических размеров ведущего вала редуктора при его соединении с зубчатой муфтой. Для режимов II и III угол смещения валов выходит за пределы допустимого, что является причиной преждевременного выхода из строя зубчатой муфты.

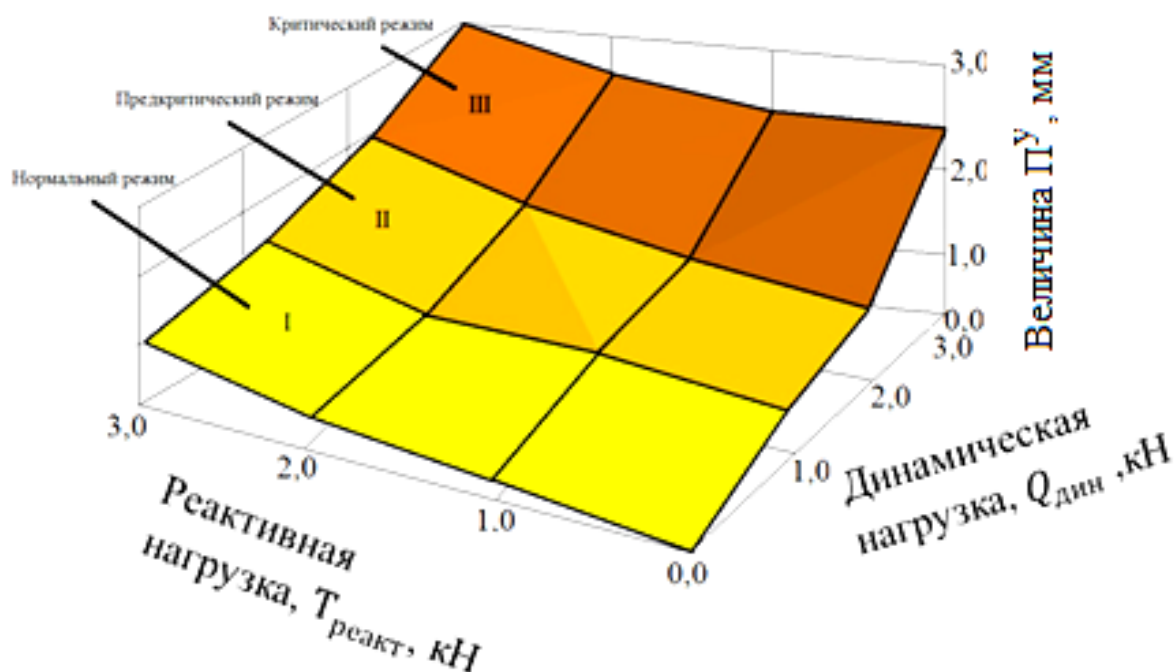
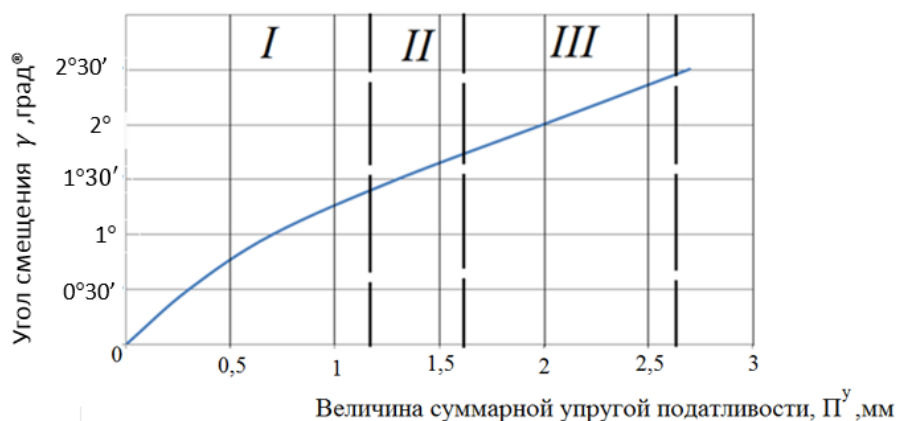


Рисунок 5 Критериальная область величин упругой податливости



I — нормальный режим, II — предкритический режим, III — критический режим

Рисунок 6 Зависимость угла смещения концов валов в зубчатой муфте от величины суммарной упругой податливости редуктора

Выводы:

1. Величина упругой податливости в большей степени зависит от уровня нагрузки $Q_{дин}$, в меньшей — от уровня нагрузки $T_{реакт}$.

2. Предкритический и особенно критический режимы эксплуатации при определённых значениях действующих нагрузок приводят к неблагоприятному воздей-

ствию на показатели работоспособности зубчатой муфты.

3. Для рассматриваемой конструктивной схемы установка редуктора на двух условно жёстких опорах позволяет снизить величину упругой податливости и обеспечить работу редуктора и муфты в нормальном режиме.

Библиографический список

1. Жильцов, А. П. Разработка алгоритма и компьютерной программы для расчёта надёжности оборудования и производственного риска в металлургической отрасли [Текст] / А. П. Жильцов, Д. А. Вишневецкий, В. А. Козачишен, А. В. Бочаров // Чёрные металлы. — 2018. — № 11 (1043). — С. 277–330.
2. Цупров, А. Н. Анализ конструкций узлов намотки моталок тонколистовых прокатных станов [Текст] / А. Н. Цупров, А. П. Жильцов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. — 2015. — № 6–3. — С. 516–517.
3. Жильцов, А. П. Повышение жёсткости системы «контропора – барабан» моталки листового стана холодной прокатки [Текст] / А. П. Жильцов, А. Л. Челядина // Вестник ЛГТУ. — Липецк : издательство ЛГТУ, 2018. — № 3 (37). — С. 46–51.
4. Костров, Ю. К. Сравнительный анализ схем приводов технологических агрегатов в условиях ЦДС ПАО «НЛМК» [Текст] / Ю. К. Костров, А. П. Жильцов // Повышение эффективности металлургического производства : сборник тезисов докладов XXVI областной научно-технической конференции. — Липецк : издательство ЛГТУ, 2018. — 192 с.
5. Жильцов, А. П. Формирование натяжения при намотке полосы в условиях динамического нагружения [Текст] / А. П. Жильцов, А. А. Харитоненко // Сборник научных трудов ДонГТУ. — Алчевск : ДонГТУ, 2018. — № 12 (55). — С. 91–96.
6. Маслов, Е. А. Алгоритм обработки информации о натяжении полосы для идентификации вибраций на станах бесконечной прокатки на основе вейвлет-преобразования [Текст] / Е. А. Маслов, К. А. Харахнин, А. В. Кожевников // Производство проката. — 2010. — № 10. — С. 36–39.

7. ГОСТ 50895–96. Муфты зубчатые. Технические условия. — Введ. 1996-04-23. — М. : Издательство стандартов, 1997. — 26 с.

8. Усов, С. В. Математическое моделирование процесса намотки тонкой стальной полосы в рулон [Текст] / С. В. Усов, В. Н. Мещеряков // Известия ТулГТУ. Технические науки. — Тула : ТулГТУ, 2014. — Вып. 10.4.2. — С. 157–162.

© Жильцов А. П.

© Челябинина А. Л.

Рекомендована к печати д.т.н., проф., зав. каф. ТМиИК ЛНУ им. В. Даля Витренко В. А., д.т.н., проф. каф. ММК ДонГТУ Харламовым А. Ю.

Статья поступила в редакцию 05.11.19.

к.т.н. Жильцов О. П., Челябинина А. Л. (ЛДТУ, м. Липецк, Росія)

ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДА МОТАЛОК ТЕХНОЛОГІЧНИХ АГРЕГАТІВ В УМОВАХ ВИРОБНИЦТВА ХОЛОДНОКАТАНИХ СМУГ

Проведено аналіз експлуатаційних параметрів приводів моталок. Обґрунтовано, що впливи енергосилових і швидкісних параметрів призводять до негативних явищ, що пов'язані з виникненням вібрацій в елементах привода. Розглянуто умови динамічного навантаження. Розроблено конструктивну схему установки редуктора на двох умовно жорстких опорах, що дозволить знизити величину пружної піддатливості і забезпечити роботу редуктора і муфти в нормальному режимі. Дана конструктивна пропозиція знизить вібрацію в елементах привода.

Ключові слова: смугова моталка, динамічне навантаження, вібрація, привод, редуктор.

PhD in Engineering Zhiltsov A. P., Cheliadina A. L. (LSTU, Lipetsk, the Russian Federation)

STUDYING THE LOAD PARAMETERS OF THE DRIVE ELEMENTS OF RECOILERS OF TECHNOLOGICAL UNITS UNDER THE CONDITIONS OF COLD-ROLLED STRIPS PRODUCTION

There has been carried out the analysis of operating parameters of recoiler drives. It is proved that the impact of energy-power and rate parameters leads to negative phenomena associated with the occurrence of vibrations in the drive elements. The conditions for dynamic loading were scrutinized. There has been developed the design scheme of arrangement the reductor on two conditionally rigid supports that will allow reducing the size of elastic pliability and ensure operating of the reductor and coupling in a normal mode. This constructive suggestion will reduce vibration in the drive elements.

Key words: strip recoiler, dynamic load, vibration, drive, reductor.