

НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 621.771.079

Мироненков Е.И., Жиркин Ю.В., Чумиков А.М., Платов С.И.

НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ РЕСУРСА УЗЛОВ ТРЕНИЯ В ПРИВОДАХ СКИПОВЫХ ЛЕБЁДОК ДОМЕННОГО ЦЕХА ОАО «ММК»

Комплексное решение вопросов повышения ресурса подшипников качения и зубчатых передач в различных приводах является немаловажной проблемой, над которой приходится постоянно работать. Объектом исследования выбраны тяжело нагруженные редуктора скиповых лебедок доменного цеха.

В узлах трения подшипников качения редукторов скиповых лебедок применяется пластичный смазочный материал, доставка его осуществляется автоматизированными централизованными системами, а минеральное масло применяется в узлах трения зубчатых передач, где используются картерные системы смазывания.

Одним из направлений повышения ресурса является совершенствование существующих централизованных станций и прорабатывается вопрос включения их в работу от приборов, фиксирующих изменение нагрузок на электродвигателях приводов скиповых лебедок, взамен командных электрических приборов (КЭПов).

Второе направление – это использование компактных циркуляционных систем смазывания, установленных непосредственно на редукторах, где рабочей емкостью является картер редуктора. Насосом через фильтры происходит всасывание масла из картера и последующее его нагнетание об-

ратно в редуктор.

В любом случае совмещение различных способов смазывания требует надежной герметизации узлов трения – это третье направление, связанное с повышением ресурса подшипников качения и зубчатых передач приводов скиповых лебедок. Хорошо себя зарекомендовали в промышленном оборудовании полиуретановые и фторкаучуковые уплотнения.

Четвертым направлением является подбор смазочных материалов для редукторов скиповых лебедок. Известно, что правильно подобранная марка минерального или синтетического масла существенно повышает срок службы редукторов, снижает расходы на ремонт, стоимость которого может колебаться в условиях доменного цеха от одного до тридцати пяти миллионов рублей и более.

В табл. 1 представлены полученные данные на контактную прочность зубьев редукторов скиповой лебёдки, откуда сделан общий вывод о необходимости проведения дальнейших исследований, направленных на подтверждение выбранных направлений.

На действующем оборудовании провести полные исследования сложно, поэтому необходимо совместить их с исследованиями на специальном разработанном для этих целей лабора-

Таблица 1

Данные расчета на контактную прочность зубьев редукторов скиповой лебёдки

Наименование	Контактные напряжения P_{max} , МПа	Вид контакта	Скорость скольжения v_s , м/с
Большой редуктор	280	Насыщенный пластический контакт	0,26
Малый редуктор	200	Насыщенный пластический контакт	1,43

Таблица 2

Рассчитанные параметры редуктора лабораторного стенда

Наименование	Крутящий момент на колесе M_k , Нм	Скорость скольжения в зубчатом зацеплении v_s , м/с	Окружное усилие в зубчатом зацеплении P_k , Н	Угловая скорость шестерни редуктора $\omega_{ш}^{лс}$, с ⁻¹
Редуктор лабораторного стенда	122	1,28	1214	138

торном стенде (ЛС).

В табл. 2 представлены рассчитанные параметры редуктора лабораторного стенда.

Расчёты проводили по следующей методике:

1. Расчёт крутящего момента на колесе.

Величину крутящего момента M_k на колесе редуктора ЛС нашли из условия равенства контактных напряжений в зубчатых зацеплениях барабана лебедки и редуктора [1]

$$M_k = \frac{p_{\max}^2 \cdot u^2 \cdot A^2 \cdot b}{7,5 \cdot 10^4 (u+1)^3 \cdot K} = \frac{280^2 \cdot 2^2 \cdot 0,16^2 \cdot 0,04}{7,5 \cdot 10^4 (2+1)^3 \cdot 1,3} = 122 \cdot 10^{-6} \text{ МН} \cdot \text{м} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Расчёт скорости скольжения в зубчатом зацеплении редуктора ЛС [1].

$$\beta = \arcsin \left[0,95 \left(1 + \frac{3,0}{107} \right)^{-1} \right] = 74,8;$$

$$k = 0,31 \cdot 0,16 - 0,95 \frac{0,107}{\text{tg } 74,8} +$$

$$+ 0,3 \cdot 1,6 \cdot 10^{-3} = 1,16;$$

$$v_s = \left[1,16 \cdot 10^{-2} (2+1) - \frac{0,16}{2+1} \cdot \sin 20 \right] \cdot 70 = 1,28 \text{ м/с}.$$

3. Расчёт необходимого окружного усилия, действующего в зубчатом зацеплении.

$$P_k = \frac{2M_k}{m \cdot z_k} = \frac{2 \cdot 122 \cdot 10^3}{3,0 \cdot 67} = 1214 \text{ Н}.$$

4. Расчёт крутящего момента, создаваемого весом редуктора.

$$M_{k.p} = Q_p \cdot l_{u,m} = 750 \cdot 0,125 = 93,75 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где Q_p – вес редуктора, Н; $l_{u,m}$ – расстояние от центра тяжести редуктора до оси его вращения, м.

То есть необходимый крутящий момент практически обеспечивается весом редуктора.

Для обеспечения заданного крутящего момента необходим дополнительный момент

$$M_o = 122 - 93,75 = 28,25 \text{ Нм}.$$

Этот момент может быть обеспечен за счёт

приложения нагрузки P_o к рычагу ЛС длиной $L = 0,875 \text{ м}$

$$P_o = \frac{28,25}{0,875} = 32,3 \text{ Н}.$$

5. Расчёт кинематических характеристик экспериментальной установки.

Расчёт проводили из условия реализации на контакте зубчатого зацепления ЛС масляной плёнки толщиной h , равной толщине масляной плёнки в зацеплении большого редуктора барабана лебедки. Толщина плёнки смазочного материала определяется из зависимости [1], справедливой как для подшипников качения, так и для зубчатых зацеплений.

$$h_o = 3,17 (\mu_o \cdot U_{\Sigma})^{0,75} \cdot \alpha^{0,6} \cdot \rho_{np}^{0,4} \cdot g_H^{-0,15}, \quad (1)$$

где μ_o – вязкость смазочного материала, Па·с; U_{Σ} – суммарная скорость качения на контакте, м/с; α – пьезокоэффициент вязкости, Па⁻¹; ρ_{np} – приведённый радиус кривизны, м; g_H – нагрузка на единицу длины контакта, Н/м.

В соответствии с положениями теории подобия [2] представили зависимость (1) в виде масштабных коэффициентов. Принимая коэффициент толщины масляной плёнки $m_h = 1$ и коэффициент контактных напряжений $m_{\sigma} = 1$ (условие однозначности физических условий на контакте):

$$1 = \frac{(m_{\mu} \cdot m_{U_{\Sigma}})^{0,75} \cdot m_{\alpha}^{0,6} \cdot m_{\rho}^{0,4}}{m_{g_H}^{0,15}}. \quad (2)$$

При использовании одного и того же смазочного материала $m_{\mu} = 1$, $m_{\alpha} = 1$, тогда

$$m_{U_{\Sigma}} = \left(\frac{m_{g_H}^{0,15}}{m_{\rho}^{0,4}} \right)^{\frac{1}{0,75}}; \quad (3)$$

$$m_{g_H} = \frac{M_k^m \cdot d_k^H \cdot b^H}{M_k^H \cdot d_k^m \cdot b^m} = \frac{96,3 \cdot 2,38 \cdot 0,636}{90 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot 0,04} = 0,44.$$

Приведённый радиус кривизны в полюсе зацепления [1]

$$\rho_{np} = \frac{d_{ui} \cdot u \cdot \sin \alpha}{2(u+1) \cdot \cos \beta}.$$

Масштабный коэффициент приведённого радиуса кривизны

$$m_p = \frac{d_{ш}^{эу} \cdot u^{эу} \cdot (u^{\delta} + 1) \cdot \cos \beta^{\delta}}{d_{ш}^{\delta} \cdot u^{\delta} \cdot (u^{эу} + 1) \cdot \cos \beta^{эу}} =$$

$$= \frac{0,1 \cdot 2 \cdot (5,96 + 1) \cdot \cos 30}{0,4 \cdot 5,96 \cdot (2 + 1) \cdot \cos 22,6} = 0,19.$$

Тогда масштабный коэффициент суммарной скорости качения

$$m_{U_{\Sigma}} = \left(\frac{m_{qH}^{0,15}}{m_p^{0,4}} \right)^{\frac{1}{0,75}} \left(\frac{0,41^{0,15}}{0,19^{0,4}} \right)^{\frac{1}{0,75}} = 1,97.$$

Суммарная скорость качения в полюсе зацепления

$$U_{\Sigma} = d_{ш} \cdot \omega_{ш} \cdot \sin \alpha;$$

$$m_{U_{\Sigma}} = \frac{d_{ш}^{эу} \cdot \omega_{ш}^{эу}}{d_{ш}^{\delta} \cdot \omega_{ш}^{\delta}}.$$

Тогда

$$\omega_{ш}^{эу} = m_{U_{\Sigma}} \frac{d_{ш}^{\delta} \cdot \omega_{ш}^{\delta}}{d_{ш}^{эу}} =$$

$$= 1,97 \frac{0,4 \cdot 2,92 \cdot 5,96}{0,1} = 138 \text{ с}^{-1}.$$

Выбираем электродвигатель 4А90Л6УЗ N = 2,2 кВт, n = 1425 об/мин, к.п.д. – 80%, cos φ = 0,83 [3].

Таким образом, используя положения теории подобия, через полученные значения масштабных коэффициентов рассчитали угловую скорость шестерни редуктора лабораторного стенда, выбрали электродвигатель и получили возможность проведения полных исследований, направленных на повышение ресурса узлов трения в приводах скиповых лебедок доменного цеха ОАО «ММК».

Библиографический список

1. Коднир, Д.С. Эластогидродинамический расчет деталей машин [Текст] / Д.С. Коднир, Е.П. Жильников, Ю.И. Байбородов. М.: Машиностроение, 1988. 166 с.
2. Веников, В.А. Теория подобия и моделирования [Текст] / В.А. Веников, Г.А. Веников. М.: Высш. шк., 1984. 439 с.
3. Длоугий, В.В. Приводы машин: Справочник [Текст] / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш; Под общ. ред. В.В. Длоугого. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982. 383 с.
4. Жиркин, Ю.В. Надежность, эксплуатация и ремонт металлургических машин: Учебник [Текст] / Ю.В. Жиркин. Магнитогорск, МГТУ, 2002. 330 с.
5. Жиркин, Ю.В. Основы теории трения и изнашивания: Учеб. пособие [Текст] / Ю.В. Жиркин. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2007. 95 с.

УДК 669.18.046.518:621.746.27М

Пиксаев В.А.

ВОЗМОЖНЫЙ ПРИНЦИП МОДЕРНИЗАЦИИ МНЛЗ

В России в настоящее время в большом количестве производятся непрерывно литые заготовки для трубного штрипса и автомобильного листа, наличие прокатных дефектов на поверхности которых недопустимо. Наиболее серьезной, из-за невозможности устранения, причиной появления данных дефектов являются внутренние (гнездообразные и перпендикулярные) трещины, которые в основном образуются в процессе распрямления заготовки. Нами произведен анализ внутренней структуры темплетов, отобранных от заготовок из сталей трубных марок, произведенных на отечественной криволинейной МНЛЗ ОАО «ММК». В результате анализа обнаружено, что 93,9 и 92,7% заготовок поражено при их распрямлении соответственно гнездооб-

разными и перпендикулярными трещинами [1].

Базовым принципом проектирования ответственных МНЛЗ является подавление процесса образования высокотемпературных (залечивающихся) трещин в зоне, примыкающей к фронту кристаллизации заготовки. Для реализации данного принципа профиль криволинейного участка принимают таким, чтобы деформация от распрямления по фронту кристаллизации заготовки распределялась равномерно. Известно, что при этом в слоях, равноудаленных от геометрической оси заготовки, та же деформация распределяется неравномерно с максимумом в конце участка распрямления. Аналогично распределяется плотность потенциальной энергии распрямления в теле заготовки, что, вероятно, является причиной