

УДК 658. 58

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРНОГО ПРИВОДА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВАЛКОВ СЛЯБИНГА

Сидоров В. А., д-р техн. наук, профессор,
ДонНТУ, Донецк
E-mail: sidorov_va@ukr.net
ДНР, Донецк, ул. Артема, д. 58

Проведенные измерения вибрационного состояния редуктора привода вертикальных валков слябинга позволили выявить некоторые индивидуальные особенности, которые следует учитывать при диагностировании данного механизма. Рассмотрена последовательность подготовки, проведения и анализа вибрационных параметров редуктора привода прокатных валков.

Ключевые слова: редуктор привода, вертикальные валки, слябинг, вибрация, техническое состояние, спектральный анализ.

ANALYSIS OF THE VIBRATION BEHAVIOUR FOR THE REDUCTION DRIVE OF VERTICAL ROLLS IN SLABBING MILL

V.A. Sidorov, PhD in Engineering, Professor,
Donetsk National Technical University (DonNTU), Donetsk.

The carried out measurements of the vibration behaviour in the reduction drive of vertical rolls in slabbing mill made it possible to reveal some individual features that should be taken into account when diagnosing this unit. The sequence of preparation, implementation and analysis of vibration characteristics is considered for the drive reducer of the mill rolls.

Keywords: drive reducer, vertical rolls, slabbing, vibration, technical condition, spectral analysis.

Измерение вибрационных параметров при диагностировании механического оборудования промышленных предприятий является наиболее информативным при оценке фактического состояния. Общность подходов к развитию повреждений элементов механизмов позволяет использовать универсальные приборы для измерения вибрации и одинаковые подходы к идентификации повреждений. В то же

время индивидуальность конструкции, режимов эксплуатации требуют учета особенностей диагностируемого класса машин. Особые требования предъявляются к измерению вибрации металлургических машин с использованием спектрального анализа и записи временных реализаций вибрационного сигнала.

Измерение вибрационных параметров в работах [1–6] рассматрива-

ется относительно роторных машин, работающих в длительном режиме. При работе металлургических машин прокатного производства следует выделить кратковременные циклы нагружения, изменение направления вращения. Силовое воздействие меняется при изменении технического состояния от постоянного стационарного до динамического. Эти факторы необходимо учитывать при проведении измерений вибрации и оценке состояния металлургического оборудования.

Проведенные измерения вибрационного состояния редуктора привода вертикальных валков слябинга позволили выявить некоторые индивидуальные особенности, которые следует учитывать при диагностировании данного механизма. В работе рассмотрена последовательность подготовки, проведения и анализа вибрационных параметров редуктора привода прокатных валков. Полученные результаты и выводы

могут быть использованы при диагностировании металлургических машин, работающих в реверсивном режиме.

Редуктор привода вертикальных валков слябинга имеет уникальную сложную конструкцию, основные особенности которой связаны не только с габаритными размерами и большой массой — в одном жестком корпусе расположены четыре двухступенчатые зубчатые передачи, по две на каждый вал. Основные особенности механизма: четыре приводных вертикальных двигателя, использование оси для промежуточного вала, внутренние подшипники, реверсивный характер работы. Сложность конструкции, низкие ремонтно- и контролепригодность, условия интенсивной эксплуатации приводят к возникновению и развитию повреждений, что проявляется в виде поломок зубьев.

Для данного редуктора поломки зубьев являются характерным видом разрушения. Периодичность разрушений до реконструкции — 4–7 месяцев. Периодичность разрушений после реконструкции — 13–16 месяцев.

Повреждения зубьев (рис. 1) происходят в результате усталостного разрушения или динамического воздействия. Это сопровождается появлением осповидного выкрашивания на рабочих поверхностях.

В процессе накопления повреждений в деталях металлургических машин меняются значения жесткости и коэффициента демпфирования. Возникающие колебания, рассматриваемые как реакция механической системы на силовое воздействие, определяются известным уравнением:

$$ma + hv + cS = F,$$

где: m — масса,

c — жесткость,

h — коэффициент демпфирования,

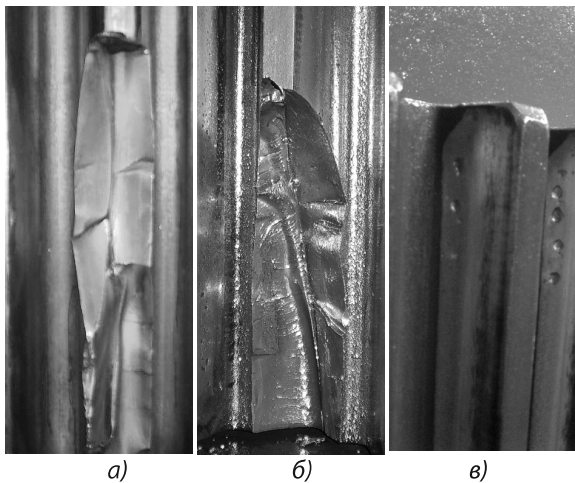


Рис. 1. Повреждения зубьев редуктора: а) скол зуба усталостного характера; б) скол зуба из-за динамического воздействия; в) осповидное выкрашивание на рабочих поверхностях зубьев

a , v , S — ускорение, скорость и перемещение механических колебаний,
 F — действующая сила.

Неизменные характеристики внешней силы — основное условие для получения достоверной оценки о техническом состоянии по значениям параметров вибрации для металлургических машин выполняется редко. Слагаемые данного уравнения определяют возникающие динамические силы, уровень поглощения энергии колебаний и силы упругости. Процесс развития повреждений неразрывно связан с изменением упруго-демпфирующих свойств деталей и узлов. Силы, действующие в зацеплении, меняют свое направление при прокатке (рис. 2).

Изменение направления сил, действующих на подшипниковые опоры, недоступность подшипниковых узлов привели к решению проводить измерение вибрации в фиксированных точках при двух последовательных проходах. Измерения проведены в горизонтальном направлении в точках, показанных на рис. 3.

Проведен расчет информативных частот возможных повреждений элементов редуктора исходя из средней частоты вращения тихоходного вала — 60 об/мин (1,0 Гц). Определены значения и частотные диапазоны проявления повреждений:

- зубцовая частота тихоходного вала — 125 Гц;
- зубцовая частота быстроходного вала — 198,5 Гц;
- частота вращения быстроходного вала — 3,75 Гц;
- подшипниковые частоты быстроходного вала — 1,8...91,6 Гц;
- подшипниковые частоты промежуточного вала — 1,1...31,6 Гц;
- подшипниковые частоты тихоходного вала — 0,4...18,9 Гц.

Эти данные послужили основой для определения режимов измерения исходя из требования комплексного анализа общего уровня, частотной и временной формы вибрационного сигнала для параметров виброперемещения, виброскорости, виброускорения. Частотные диапазоны — 2...400 Гц, 10...4000 Гц. Усреднение — экспонен-

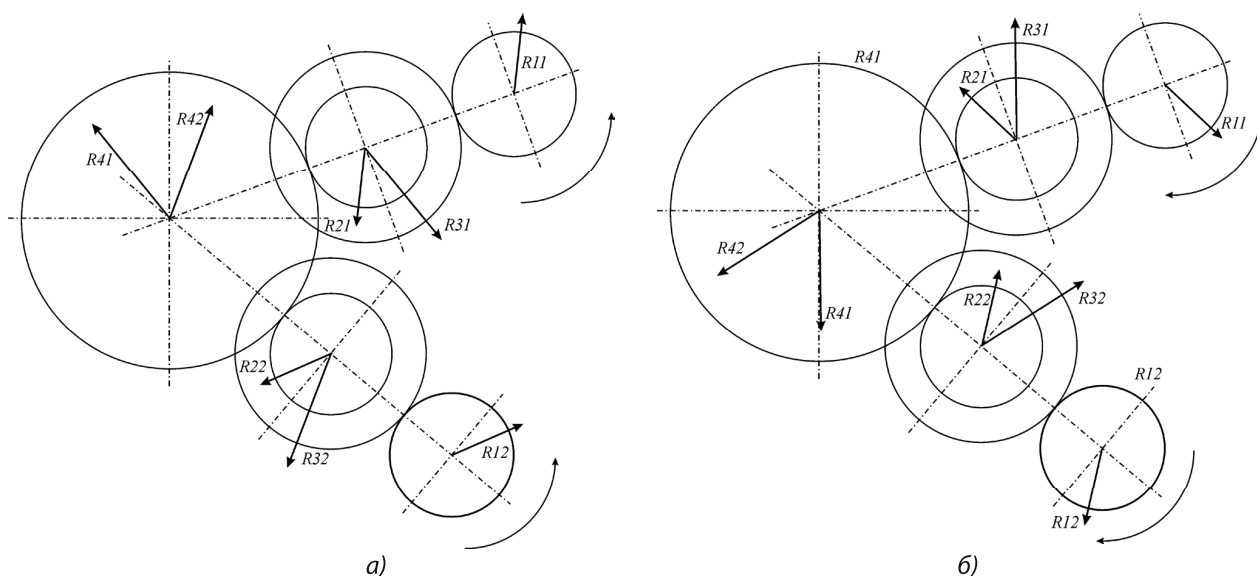


Рис. 2. Схема распределения реакций сил в зацеплении редуктора: а) нечетные проходы; б) четные проходы

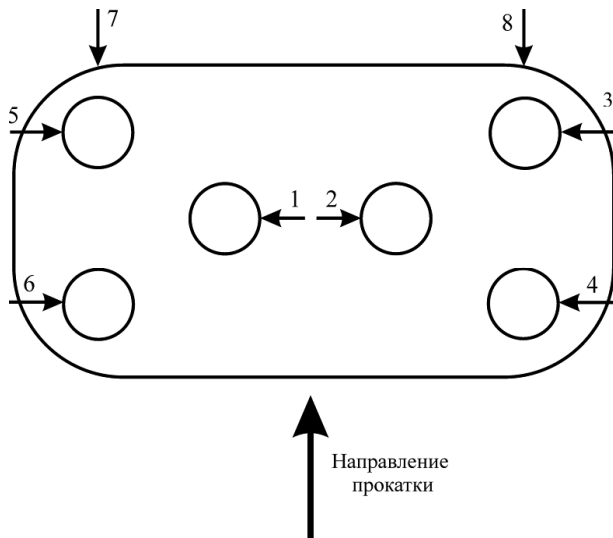


Рис. 3. Расположение точек измерения

циальное, количество усреднений — 4. При записи временного сигнала: период между измерениями — 1000 мкс, количество измерений — 16 000, измерения проведены без усреднения, длительность записи составляла 16 с. Проводилось два последовательных измерения в случайной последовательности, во время рабочего хода.

Измерения проведены при помощи анализатора вибрации, имеющего возможность записи быстропро-

текающих процессов, вплоть до ударных, в режиме осциллографа, что обеспечивает ручная настройка коэффициента усиления. Результаты измерений записывались в память прибора и в дальнейшем анализировались при помощи компьютерной программы.

Измерения проведены с периодом в 4 месяца до и после ремонта. При анализе общего уровня вибрации учитывалось относительное и абсолютное изменение, стабильность значений. Для спектрального анализа использована идентификация частот возникающих колебаний и относительного изменения амплитуд, составляющих спектра в фиксированных точках. Результаты измерения вибрационных параметров, фрагментарно представленные в табл. 1, послужили основанием для анализа общего уровня вибрации.

Проведенные исследования позволили установить границы категорий технического состояния. Так, для частотного диапазона 2...400 Гц относительно среднеквадратичного значения виброскорости: хорошо — до 1,1 мм/с; удовлетворительно — 1,1...2,8 мм/с; плохо — 2,8...7,1 мм/с;

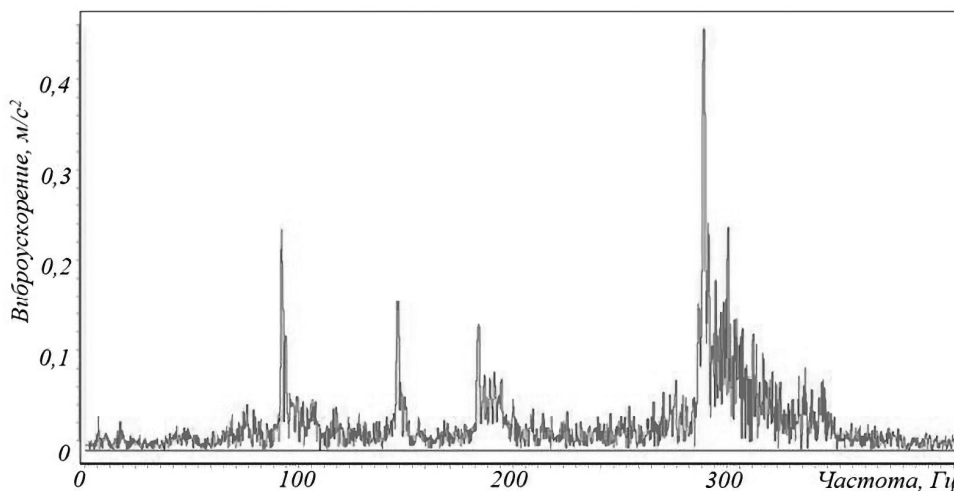
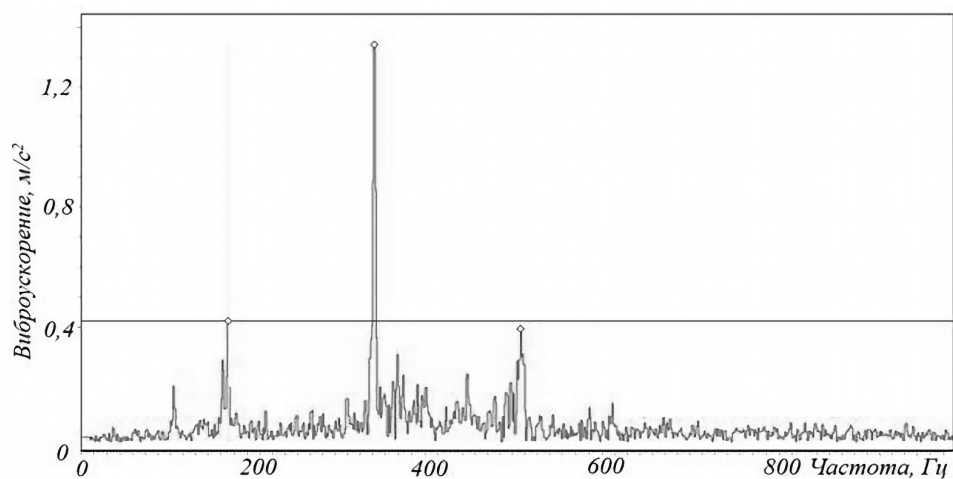


Рис. 4. Спектрограмма виброускорения в точке 4, содержащая зубцовые частоты (90 и 146 Гц) и их вторые гармоники (180 и 292 Гц)

Таблица 1

Значения параметров вибрации для контрольных точек редуктора

Точка измерения	СКЗ виброперемещения, мкм	СКЗ виброскорости, мм/с	СКЗ виброускорения, м/с ²	Пик виброускорения, м/с ²
Частотный диапазон 2...400 Гц				
2	61	1,8	1,3	4,2
2	100	3,1	1,7	5,1
3	357	6,5	2,8	7,8
3	420	7,0	3,1	8,3
Частотный диапазон 10...4000 Гц				
2	5	0,9	1,1	4,1
2	6	2,9	4,2	10,9
3	10	1,3	2,0	8,1
3	4	0,5	0,6	4,0



а)



б)

Рис. 5. Спектр виброускорения (а) и неравномерное пятно контакта первой зубчатой передачи (б)

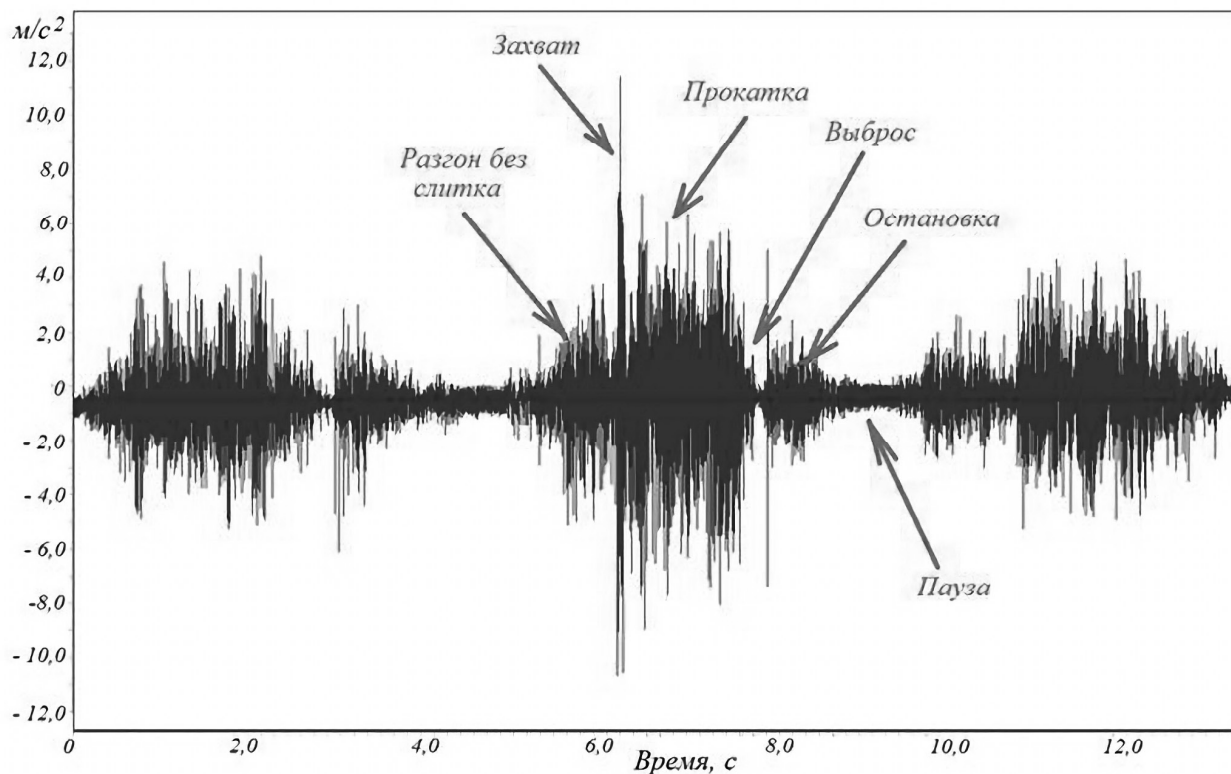


Рис. 6. Временная реализация сигнала виброускорения в привязке к этапам прокатки

аварийно — свыше 7,1 мм/с. При этом аварийное состояние рассматривается как потеря контроля за техническим состоянием.

Спектральный анализ проводится для идентификации и уточнения уровня повреждений. Относительно условий редуктора привода вертикальных валков наиболее информативным является виброускорение. Сложность анализа заключается в переменной частоте вращения валов двигателей. Это приводит к изменению фактических информативных частот повреждений. Однако характерные признаки развития повреждений остаются неизменными. Например, в спектре виброускорения присутствуют первые (90 и 146 Гц) и вторые гармоники (180 и 292 Гц) зубчатых передач (рис. 4). Путь прохождения вибрационного сигнала от источника до датчика различный,

что не позволяет использовать абсолютные значения для постановки диагноза. Однако превышение амплитуды второй гармоники (292 Гц), амплитуды первой (146 Гц) гармоники указывает на начальную степень отклонения в работе первой зубчатой передачи. Причина отклонения может быть связана: с повреждениями на рабочей поверхности зубьев, с повышенным зазором в подшипниках, с ослаблением посадки промежуточной оси. Для постановки точного диагноза в данном случае необходимо: увеличивать число датчиков, обеспечить возможность одновременного измерения вибрации по нескольким каналам или оценить упруго-демпфирующие свойства элементов механизма.

Во время осмотра узлов демонтированного редуктора установлены характерные виды механического износа

и сопоставлены с ранее полученными спектральными картинками. Пример — отклонение пятна контакта первой зубчатой передачи, проявившееся как преобладание второй гармоники зубчатой передачи (рис. 5).

Временные реализации вибрационного сигнала были зафиксированы без усреднения и соответствуют реальным колебаниям механизма в режимах прокатки. Основными критериями

при анализе приняты: симметричность сигнала, размах фактических значений параметра, стабильность проявления, форма сигнала и наличие ударов (рис. 6).

До ремонта размах виброускорения ниже, но форма сигнала нестабильна (рис. 7). Причина — повышенный износ в шпindelном соединении. Повышенные значения размаха после ремонта связаны с процессом приработки,

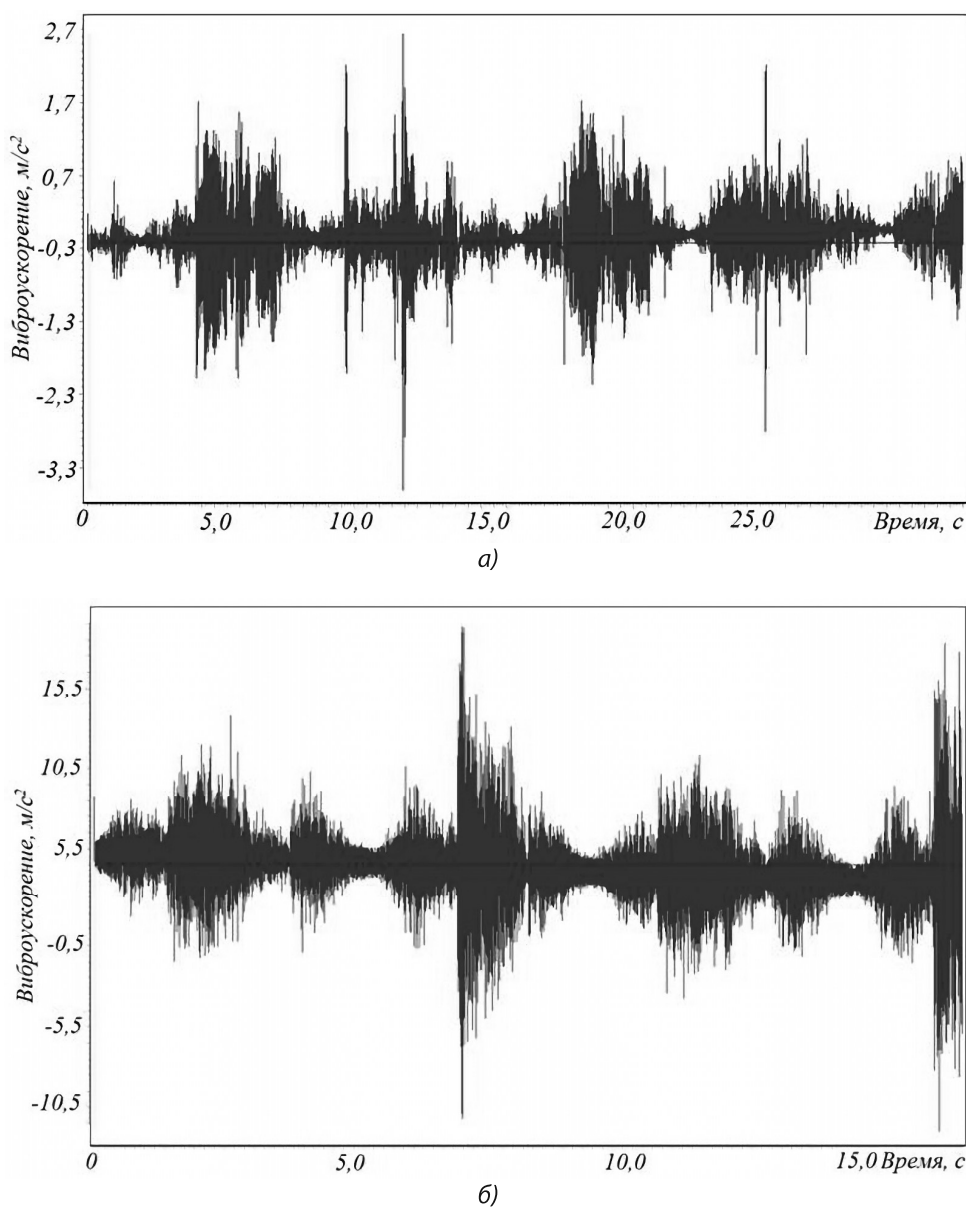


Рис. 7. Временной сигнал виброускорения: а) измерения до ремонта; б) измерения после ремонта

начавшимся после установки новых зубчатых передач.

Полученные данные позволяют выполнить оценку качества проведенного ремонта. Однако проведенные исследования следует рассматривать как начальный этап изучения вибрационной картины редуктора. Проведение следующего этапа может быть связано с использованием датчиков с памятью, которые можно устанавливать на неподвижных и подвижных элементах металлургических машин или многоканального виброизмерительного прибора с параллельной записью сигналов.

Высокая степень автоматизации, насыщенность механическим оборудованием требуют изменения подходов к обеспечению эксплуатационной надежности данного оборудования. Требование необходимости безотказной работы комплекса металлургических машин в данном случае не может быть решено традиционными методами периодических осмотров и диагностирования. Конструкция редуктора не позволяет своевременно и объективно визуально оценивать состояние зацепления.

Установка стационарной диагностической системы будет эффективной в случае решения ряда вопросов, специфических для металлургических машин:

- обеспечения распознавания момента ускоренного развития повреждений и остановки оборудования для сохранения целостности корпусных деталей;
- использования текущей информации ремонтными и технологическими службами для выбора рациональных режимов прокатки и своевременного проведения технического обслуживания — в частности, затяжки резьбовых соединений;
- сохранности датчиков при проведении ремонтов и в процессе эксплуатации;
- текущего обслуживания стационарной системы;
- использования комплекса диагностических и технологических параметров (степени обжатия, скорости прокатки и др.) для учета в диагностической модели.

Проведенные исследования показали возможность оценки технического состояния элементов вертикального редуктора с использованием параметров вибрации. Совмещение полученных данных с результатами визуального осмотра позволяет повысить информированность ремонтных служб, а учет действующих технологических нагрузок — получить информацию о степени ежесменного повреждения элементов редуктора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Неразрушающий контроль:** справочник: в 7 т. / Под общ. ред. В.В. Ключева. — М.: Машиностроение, 2005.
2. **Ширман А.Р., Соловьев А.Б.** Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. — М.: Машиностроение, 1996. — 276 с.
3. **Русов В.А.** Спектральная вибродиагностика: методическое пособие. — Пермь, 1996. — 174 с.
4. **Гольдин А.С.** Вибрация роторных машин. — М.: Машиностроение, 2000. — 344 с.
5. **Вибродиагностика** / Под ред. Г.Ш. Розенберга. — СПб.: ПЭИПК, 2003. — 284 с.
6. **Барков А.В., Баркова Н.А.** Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учеб. пособие. — СПб.: СПбТМТУ, 2004. — 156 с.