

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЕФЕКТА ТИПА ДИСБАЛАНСА ПРИВОДА ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ УГЛАХ НАКЛОНА ОТНОСИТЕЛЬНО ПОВЕРХНОСТИ ЗЕМЛИ

Агеев С.С., Мигунов В.И.

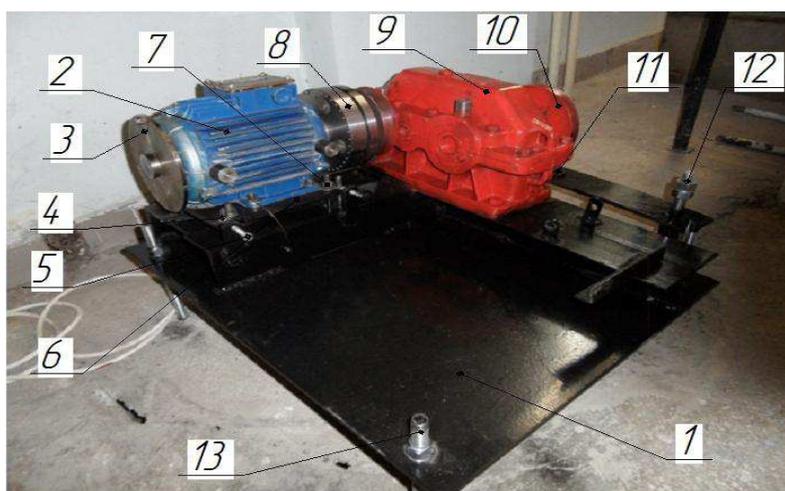
научный руководитель ст. преподаватель Мигунов В. И.

*Сибирский федеральный университет*

В процессе эксплуатации горных машин желательно при проведении их диагностирования определять причины, вызывающие вибрации и определяющие их параметры. Поэтому необходимы методики и стенды, позволяющие изучать влияние дисбаланса на параметры вибрации.

При измерении параметров вибраций, необходимо учитывать техническое состояние приводов и их наклон в продольной и поперечной осях, так как эксплуатация горного оборудования в реальных условиях происходит на рабочих площадках расположенных под различными углами.

Для изучения влияния дисбаланса при различных углах наклона относительно поверхности земли была создана установка, представляющая собой привод, который состоит из электродвигателя и двухступенчатого цилиндрического редуктора, соединенных между собой с помощью пальцевой муфты (рис. 1).



*Рисунок 1. Общий вид установки*

*1- рама; 2- электродвигатель; 3- балансировочный диск; 4- вертикальный регулировочный болт; 5- горизонтальный регулировочный болт; 6- подвижная платформа; 7- фиксатор платформы; 8- муфта; 9- редуктор; 10- нагрузочный диск; 11- рессора с фрикционной накладкой; 12- регулировочный болт; 13- регулировочные шпильки.*

Рама установки крепится к бетонному основанию с помощью анкерных болтов. С их помощью производится регулировка угла наклона в четырех плоскостях. На регулировочном диске крепятся дополнительные грузики, для балансировки двигателя. Изменяя угол положения установки относительно горизонтальной поверхности на величину 8 град. (с шагом 2 град., поочередно поднимая левую, правую, заднюю и переднюю стороны установки), произвели замеры с помощью виброанализатора СД-21.

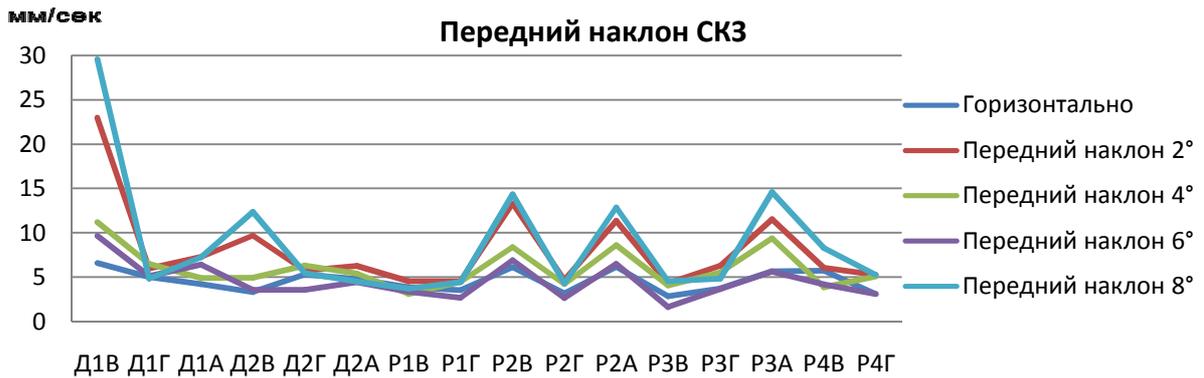


Рисунок 2. График изменения вибрации при переднем наклоне.  
 Д – двигатель; Р – редуктор; 1,2,3,4 – номер точки измерения; А – аксиальное (осевое) направление измерения; В – вертикальное направление измерения; Г – горизонтальное направление измерения.

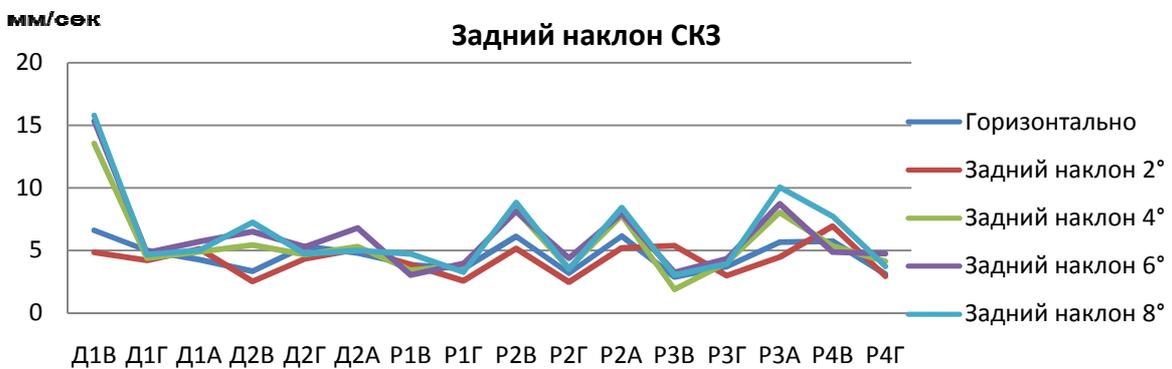


Рисунок 3. График изменения вибрации при заднем наклоне.

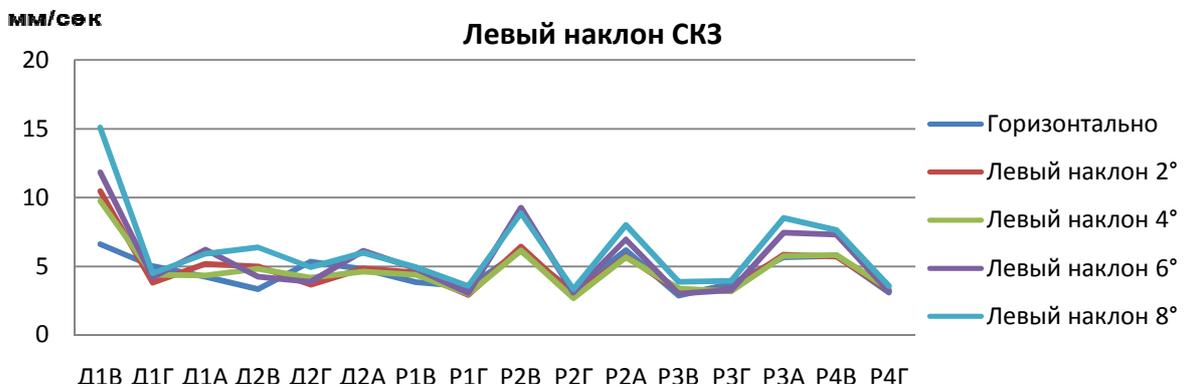


Рисунок 4. График изменения вибрации при левом наклоне.

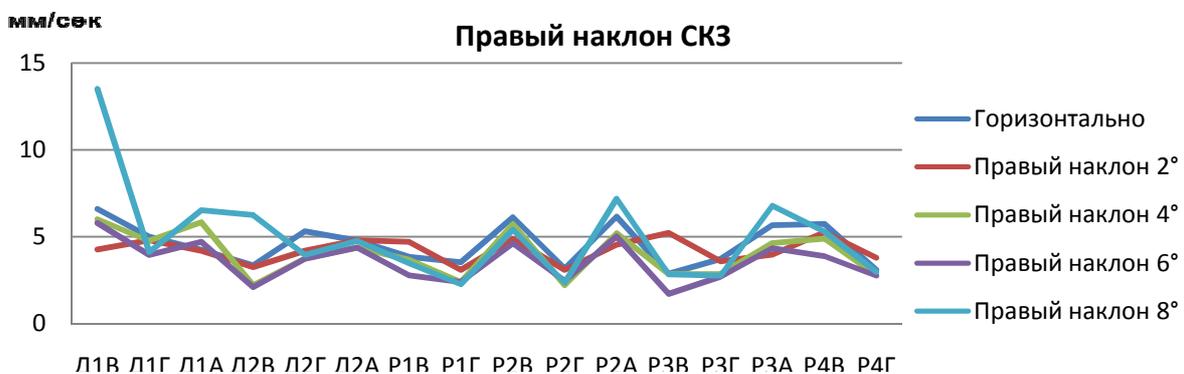


Рисунок 5. График изменения вибрации при правом наклоне.

Из графиков видно, что вибрация минимальна при 6° переднего и правого наклонов, при дальнейшем увеличении угла уровень вибрации увеличивается. Это объясняется тем, что силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления. Сила  $F_n$ , действующая на зуб косозубого колеса направлена по нормали к профилю зуба, то есть по линии зацепления эквивалентного прямозубого колеса и составляет угол  $\alpha_w$  с касательной к эллипсу.

Разложим эту силу на 2 составляющие: окружную силу на эквивалентном колесе  $F_v = F_n \cdot \cos\alpha_w$ ; радиальную силу на этом колесе  $F_{rv} = F_v \cdot \operatorname{tg}\alpha_w$ .

Сила  $F_t$  расположена в плоскости, касательной к начальному цилиндру, и составляет угол  $\beta$  (угол наклона зубьев) с осью колеса. Разложим силу  $F_t$  на две составляющие: окружная сила  $F_t = F_v \cdot \cos\beta$ ; осевая сила  $F_a = F_v \cdot \sin\beta$ .

На зубья действуют одинаковые, но противоположно направленные силы.

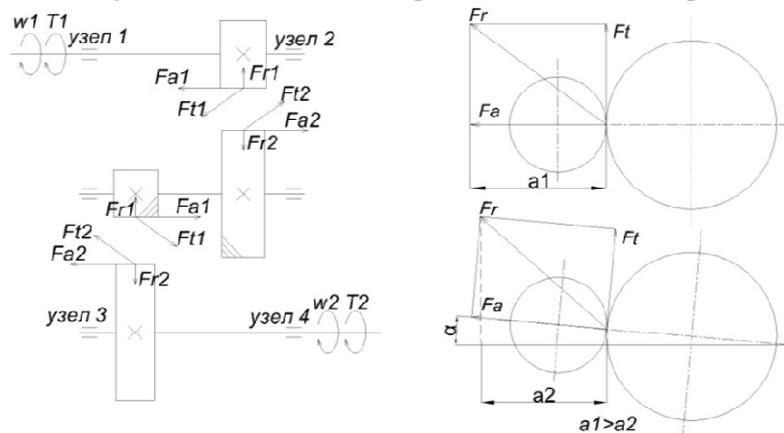


Рисунок 6. Схема действия сил в зацеплении косозубых колес.

$Fr$  – радиальная сила;  $Ft$  – окружная сила;  $Fa$  – осевая сила;  $w$  – угловая скорость;  $T$  – вращающий момент,  $\alpha$  – угол наклона установки.

На данном рисунке видно, что при изменении угла положения установки относительно горизонтальной поверхности, вибрация изменяется. При переднем наклоне вибрация уменьшается, при заднем – увеличивается. Это связано с тем, что при изменении угла наклона, в редукторе изменяется величина сил, действующих в зацеплении. При переднем наклоне стенда, проекция результирующей сил на горизонтальную плоскость уменьшается, что приводит к снижению вибрации.

На валах электродвигателя располагаются диски с просверленными в них отверстиями для моделирования дисбаланса, с помощью установки в них грузов (в одной или двух плоскостях) (рис.1). Для дисбаланса аналогично проводим спектральный анализ полученных данных и по полученным результатам строим графики.

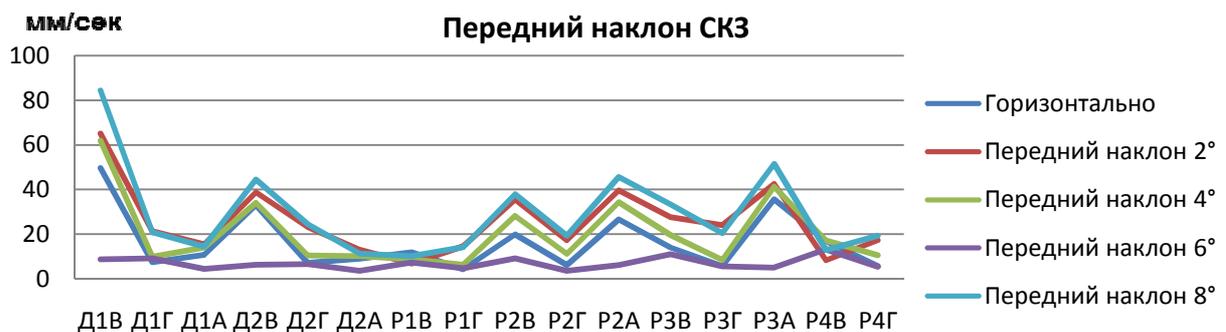
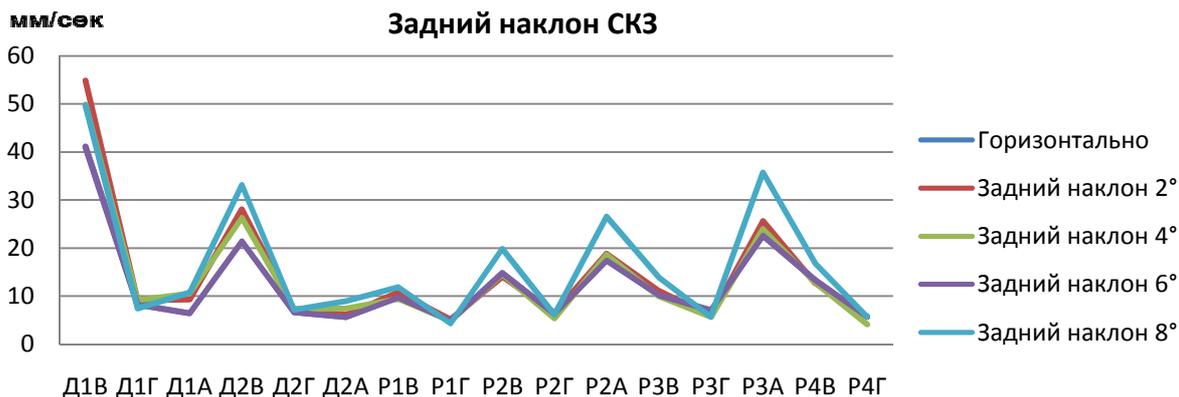
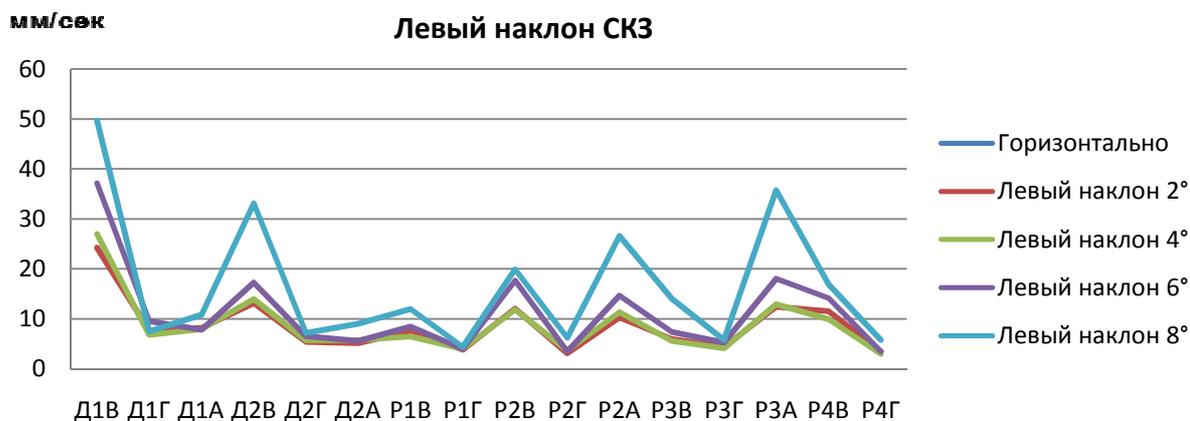


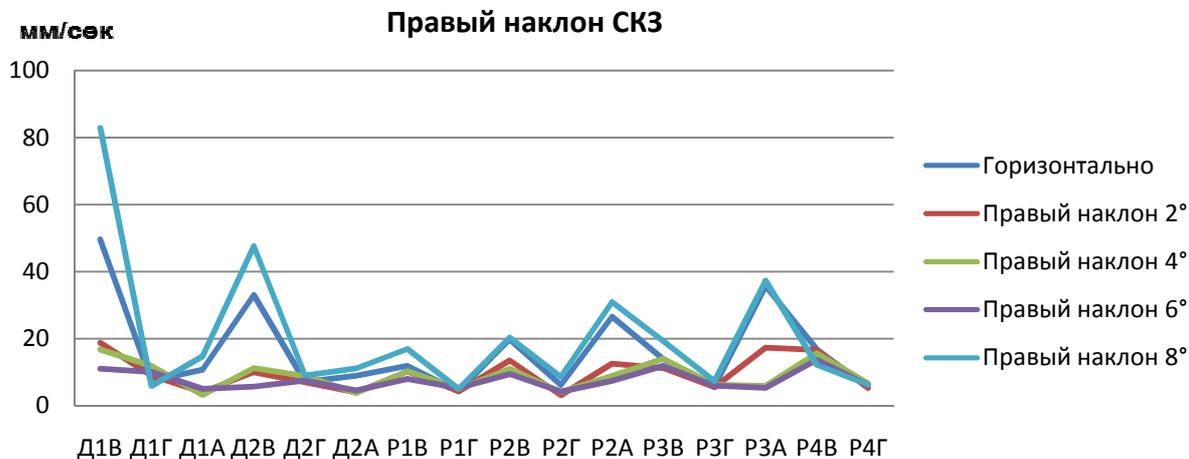
Рисунок 7. График изменения вибрации при переднем наклоне.



*Рисунок 8. График изменения вибрации при заднем наклоне.*



*Рисунок 9. График изменения вибрации при левом наклоне.*



*Рисунок 10. График изменения вибрации при правом наклоне.*

Исходя из проведенного анализа видно, что аналогично случаю без дефектов по среднеквадратическому значению (СКЗ) виброскорости, происходит воздействие центробежных сил и сил зацепления на проявление дисбаланса вала на электродвигателе. Наличие в зацеплении осевой силы, которая дополнительно нагружает валы и подшипники, является особенностью косозубых передач, по мере увеличения переднего и правого углов наклона до 6° град. вибрация уменьшается, и при 6° наклона косозубая передача компенсирует часть вибрации, поэтому в этих направлениях вибрация минимальна.