

**В.В.Коренной**

**СИЛОВЫЕ И ВИБРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В РЕДУКТОРАХ  
ЧИСТОВЫХ КЛЕТЕЙ 5 И 6 НТЛС 1680**

Приведено сравнение конструкций силовых редукторов клетей 5 и 6 стана горячей прокатки комбината «Запорожсталь». Дан анализ нагрузок, методов смазки и вибродинамических параметров этих редукторов.

**Состояние вопроса и постановка задачи.** Чистовая группа тонколистового стана горячей прокатки комбината «Запорожсталь» состоит из 6-ти прокатных клетей кварто (клетки 5–10). Первые три клетки (5–7) испытывают высокие статические и динамические нагрузки (рис.1).

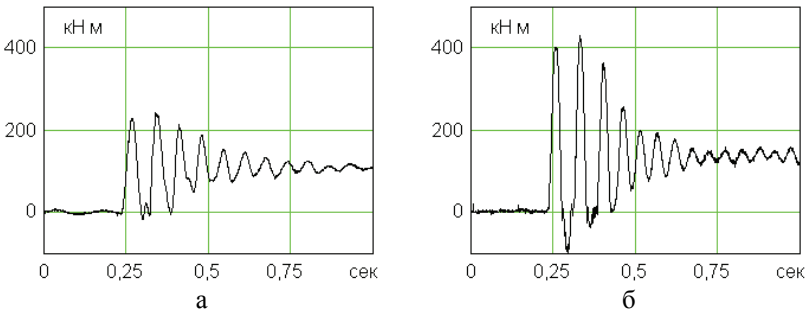


Рис.1. Измеренный момент сил упругости на промежуточном валу клетей 5(а) и 6(б) при захвате полосы прокатными вальцами.

Среднее и максимальное значение коэффициента динамичности  $K_d$  в линиях главного привода составляет:  $K_{d5_{cp}}/K_{d5_{max}} = 2,3/2,7$ ;  $K_{d6_{cp}}/K_{d6_{max}} = 2,9/3,4$ ;  $K_{d7_{cp}}/K_{d7_{max}} = 2,4/3,0$ . Существенное влияние на динамику оказывает угловые зазоры в сочленениях, порождаемые износом сочлененных деталей [1]. Определенную роль в формировании статических и динамических нагрузок играют конструктивные параметры и кинематическая схема линии привода. В клетях 5 и 6 по ряду причин вал-шестерня редуктора расположена с противоположной стороны колеса. Это привело к разной схеме силового взаимодействия зубчатых зацеплений (рис.1). При износе зубьев и подшипниковых опор отмеченный фактор поразному влияет на динамику. Чтобы правильно установить вибродатчик с целью диагностирования технического состояния необходимо определить, в чем состоит различие в условиях работы указанных выше схем.

**Решение задачи.** В первых чистовых клетях 5 и 6 используются горизонтальные силовые редукторы (передаточные числа – 7,23 и 4,67). Они содержат по две ветки одноступенчатого зубчатого зацепления, выполненные в виде косозубых полушеврон.

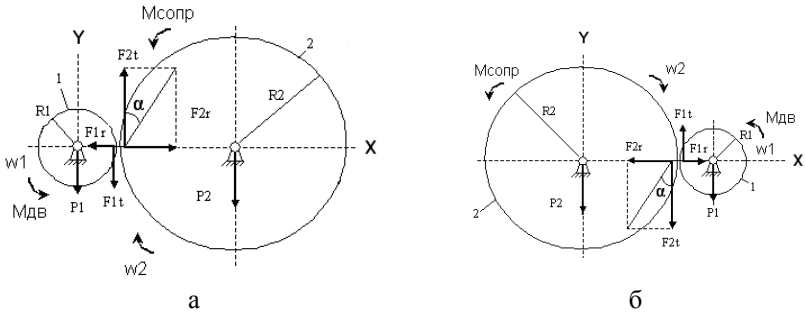


Рис.2. Схема расположения и силового взаимодействия зубчатых колес редукторов клетки 5 (а) и клетки 6(б).

На рис.2 на колесо редуктора действует момент сил технологического сопротивления  $M_{сопр}$ , на вал-шестерню – движущий момент электродвигателя  $M_{дв}$ . Масса вал-шестерни в редукторах клеток 5 и 6 одинакова и составляет  $m_1 = 6700$  кг (радиус  $R_1 = 0,3$  м), масса колеса в клетке 5 –  $m_2 = 70400$  кг (радиус  $R_2 = 2,2$  м), в клетке 6 –  $m_2 = 47300$  кг (радиус  $R_2 = 1,4$  м). Угол зацепления  $\alpha$  составляет  $33^\circ 33'$ . Направление угловой скорости вал-шестерни  $w_1$  и зубчатого колеса  $w_2$  показано стрелками.

По схемам рис.2 запишем проекции составляющих реакции опор на оси  $X$  и  $Y$  [2].

редуктор клетки 5

$$X_{1_5} = -F_{1r} = -\frac{M_{сопр} \cdot \sin \alpha}{R_2 \cdot \cos \alpha} \quad Y_{1_5} = -F_{1t} - P_1 = -\frac{M_{сопр}}{R_2} - m_1 \cdot g$$

$$X_{2_5} = F_{2r} = \frac{M_{сопр} \cdot \sin \alpha}{R_2 \cdot \cos \alpha} \quad Y_{2_5} = F_{2t} - P_2 = \frac{M_{сопр}}{R_2} - m_2 \cdot g$$

редуктор клетки 6

$$X_{1_6} = F_{1r} = \frac{M_{сопр} \cdot \sin \alpha}{R_2 \cdot \cos \alpha} \quad Y_{1_6} = F_{1t} - P_1 = \frac{M_{сопр}}{R_2} - m_1 \cdot g$$

$$X_{2_6} = -F_{2r} = -\frac{M_{сопр} \cdot \sin \alpha}{R_2 \cdot \cos \alpha} \quad Y_{2_6} = -F_{2t} - P_2 = -\frac{M_{сопр}}{R_2} - m_2 \cdot g$$

Здесь  $P_1, P_2$  – сила тяжести зубчатых колес;

$F_{1t}, F_{2t}, F_{1r}, F_{2r}$  – окружная и радиальная составляющая усилия зацепления редуктора.

Для известного момента прокатки в клетях (клеть 5 – 870 кН м, клеть 6 – 700 кН м) и холостого хода (17 кН м и 14 кН м) равнодействующую реакции в опорах и угол ее приложения определим следующим образом:

$$F_1 = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2} \quad F_2 = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}$$

$$\rho_1 = \arctan\left(\frac{X_1}{Y_1}\right) \quad \rho_2 = \arctan\left(\frac{X_2}{Y_2}\right)$$

Результаты расчетов при работе редуктора на холостом ходу, так и под нагрузкой представлены в табл.1. Здесь же приведены результаты расчетов в предположении, что схема редуктора клетки 6 со своими параметрами зацепления трансформировалась в схему редуктора клетки 5 (т.е. левосторонний привод).

Таблица 1. Усилия в опорах и угол приложения равнодействующей составляющих проекций.

	Клеть 5		Клеть 6		Клеть 6 (левый привод)	
	холостой ход	прокатка	холостой ход	прокатка	холостой ход	прокатка
X1, кН	- 5	- 262	7	331	- 7	- 331
Y1, кН	- 73	- 462	- 56	434	- 75	- 566
X2, кН	5	262	- 7	- 331	7	331
Y2, кН	- 683	- 295	- 474	- 964	- 454	36
F1, кН	74	530	57	545	76	654
F2, кН	683	395	474	1020	454	333
$\rho_1$ , град	- 94	- 120	- 83	53	- 95	- 120
$\rho_2$ , град	- 89	- 48	- 91	- 109	- 89	6

Приведенное на рис.3 графическое представление величины и направления усилия шипа зубчатых колес редукторов клетей 5 и 6 на холостом ходу и под нагрузкой позволило установить следующее.

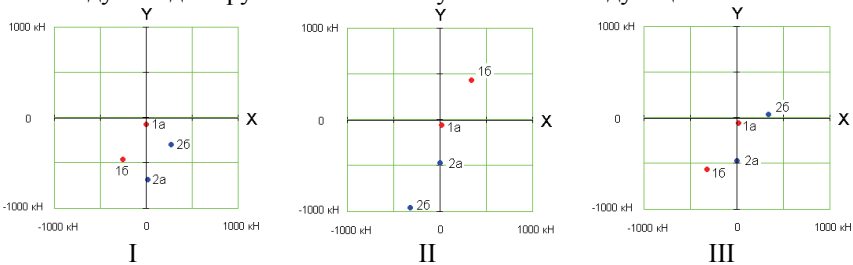


Рис.3. Равнодействующая реакций опор в подшипниках вал-шестерни (1) и колеса редуктора (2) на холостом ходу (а) и под нагрузкой (б): I – редуктор клетки 5, II – редуктор клетки 6, III – редуктор клетки 6 с левосторонней вал-шестерней.

При установившемся процессе прокатки, зубчатые колеса редуктора клетки 5 прижимаются к нижней части подшипниковых опор (точки 1б, 2б рис.3I), не нагружая тем самым шпильки крепления подшипниковых крышек. Подшипники редуктора клетки 5 работают в более стабильном диапазоне нагрузок, в отличие от подшипников редуктора клетки 6, где происходит резкое изменение при переходе с режима холостого хода в

режим прокатки (1а→1б рис.3II). В редукторе клетки 5 нивелируется величина радиального зазора в подшипниках, т.к. угол приложения равнодействующей реакцией опор изменяется не более чем на  $45^\circ$ . В то же время вал–шестерня редуктора клетки 6 «подпрыгивает» практически на всю величину радиального зазора ( $136^\circ$ ), что приводит к ударным нагрузкам на подшипник (1а→1б, 2а→2б рис. 3I и 3II).

Из-за движения вала–шестерни редуктора клетки 6 в поле зазора при захвате в зубчатом зацеплении редуктора образуется зона нечувствительности (крутящий момент не передается), что является аналогом открытого углового зазора в крутильной системе. Это является причиной того, что в линии привода клетки 6 возникают более высокие динамические нагрузки, порождаемые радиальным зазором вал–шестерни (рис.1). Большое радиальное смещение вал–шестерни редуктора клетки 6, влечет за собой дополнительный перекосяк в моторной муфте, соединяющей редуктор и двигатель, что приводит к дополнительному износу соединительного элемента. При изменении схемы редуктора клетки 6 нагрузка на опору колеса снизилась в 3 раза, при незначительном увеличении усилия на опоре вал–шестерни. Направление равнодействующей усилия опоры вал–шестерни кардинально изменилось. Теперь под нагрузкой вал прижимается к нижней части подшипниковой опоры, практически не перемещаясь в радиальном направлении (1а→1б рис.3III). Что касается тихоходного колеса редуктора, то оно перемещается несколько больше (по сравнению с правосторонним приводом) и устанавливается в правом крайнем положении (2а→2б рис.3III).

Рассмотрим такой аспект как смазка зубчатого зацепления этих редукторов. В обоих редукторах осуществляется принудительная смазка зубчатого зацепления. Из схемы работы следует, что зубья редуктора клетки 5 входят в зацепление снизу, а зубья редуктора клетки 6 – сверху. Смазку зубьев в клетях 5 и 6 осуществляют методом простой подачи масла сверху в зону зацепления. В клетях 5 подача масла на зубья происходит после выхода их из зацепления, а в клетях 6, соответственно – до входа в зацепление.

Различные металлические частицы, попадая на верхние зубья редуктора клетки 6, не могут самопроизвольно удалиться с поверхности и, втягиваемые зубчатыми колесами, попадают в зону зацепления, вызывая дополнительный износ поверхности контакта, либо повреждение зуба, если частица существенных размеров. В то же время в редукторе клетки 5 все частицы имеют возможность самопроизвольно удалиться с зубчатых колес, не попадая в зацепление. Следовательно, необходимо организовать принудительную смазку зубьев колес редуктора клетки 5 до входа зубьев в зацепление.

В процессе исследований линий привода чистовых клетей была изменена виброскорость корпусного оборудования редукторов 5 и 6 на крышках подшипниковых опор. Графики имеют различную величину по ам-

плитуде и построены по принципу автоматического масштабирования представленной кривой (рис.4).

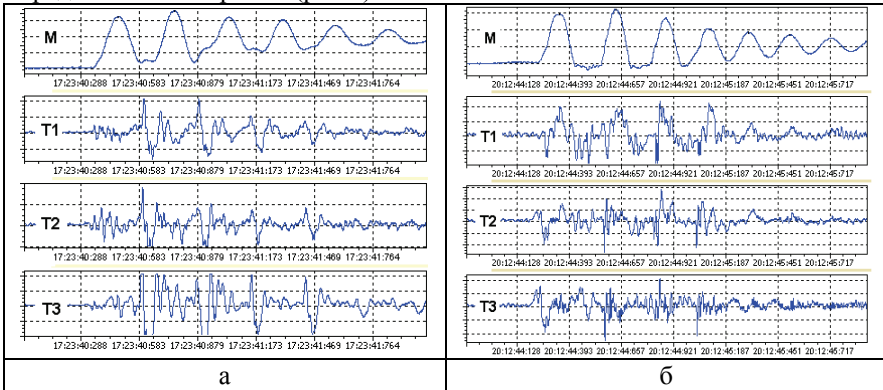


Рис.4. Измеренный крутящий момент (М) в клетях №5 (а) и №6 (б) совместно с вибрацией (виброскорость) в точках 1 и 2 (правая (Т1) и левая (Т2) опора вал-шестерни редуктора), и в точке 3 (крышка подшипника колеса редуктора (Т3) со стороны коренной муфты).

Анализируя графики виброскорости в различных точках, можно сделать вывод, что экспериментальные данные по своей сути отражают картину силового взаимодействия зубчатых колес и подшипниковых опор. Переходный процесс в точках 1, 2 редуктора клетки 6 при захвате более интенсивный, что связано с динамической выборкой радиального зазора в подшипнике. Пики значений виброскорости в клетке 6 совпадают по фазе с максимальными амплитудами момента сил упругости (рис. 4б). Это указывает на удары вал-шестерни по крышке подшипника (1а→1б рис. 3II). В тоже время пики значений виброскорости в клетке 5 совпадают по фазе с минимальными амплитудами момента сил упругости (рис. 4а). Это свидетельствует о том, что массивное колесо редуктора (70 т) в момент разгрузки опускается и воздействует на опору (2б→2а рис. 3I).

Время прохождения ударного импульса в редукторе клетки 6 больше, чем аналогичный показатель в редукторе клетки 5 (при одинаковом износе). Этот фактор необходимо учитывать для более глубокой оценки технического состояния линии привода, если диагностика осуществляется по времени запаздывания.

Завершим все вышесказанное информацией из агрегатного журнала механослужбы ЦГПТЛ. Во время капитального ремонта 28.03.05–04.04.05 были установлены новые корпуса редукторов клетей 5 и 6 с новыми зубчатыми колесами. Редуктор клетки 5 по сей день работает без вмешательств, а линия привода клетки 6 неоднократно ремонтировалась. Были заменены коренная и моторные муфты, а также оба зубчатых колеса редуктора (износ, поломки).

**Выводы.** Таким образом, детальное рассмотрение работы узлов редукторов позволило утверждать следующее:

1. В клети 6 из-за конструкции и схемы зацепления редуктора действуют более высокие динамические нагрузки, что вызывает износ и поломку деталей оборудования.

2. Необходимо организовать принудительную смазку зубьев колес редуктора клети 5 до входа зубьев в зацепление. В редукторе клети 6 совместить подачу масла в зону зацепления и очистку зубьев от возможных металлических частиц.

3. В клети 5 необходимо устанавливать виброметры в точках 3 и 4, а в клети 6 – в точках 1 и 2. Поскольку в этих точках сигнал вибрации более всего коррелируется с измеренным моментом сил упругости (совпадает по фазе).

1. *Кожевников С.Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах. – Киев: Наукова думка, 1986.–288с.
2. *Анфимов М.И.* Редукторы. Конструкции и расчет. Альбом. Издание 4-е. – М: Машиностроение, 1993.

*Статья рекомендована к печати  
Чл.-корр.НАН Украины В.И.Большаковым*