

ОБ УДАРАХ ГИЛЬЗЫ В ВАЛКИ НА ПИЛИГРИМОВЫХ СТАНАХ

В основе высокой динамичности пилигримовых станов лежат удары гильзы в валки. Они носят неслучайный характер и практически повторяются за каждый оборот валков при прокатке труб любого сортамента. Максимальные удары возникают при прокатке тонкостенных труб с большими вытяжками и откатами [1].

Удары являются следствием встречного движения гильзы и валков и нарушения синхронизма между станом и подающим аппаратом. Возникая при запаздывании гильзы, удары в большинстве своем являются холостыми (без захватов и подачи) и всегда сопровождаются резким удлинением цикла пильгерования и падением производительности.

Из-за кратковременности действия эти удары не обнаруживаются установленными на стане приборами, а при вызванных ими поломках звеньев главной линии, вследствие отсутствия захватов и технологических нагрузок, не видно явных причин поломок.

Между тем большинство поломок в главных линиях станом (разрушение анкерных болтов, трещины в нижних поперечинах станин рабочих клетей, нарушение крепления редукторов нажимного устройства, интенсивный износ сухарей универсальных шпинделей и коренных муфт, трещин валков и шпинделей, подушек и лицевых наделок) вызваны ударами подвижных масс аппарата в валки [2].

Для отчетливого представления о той опасности, которую представляют эти удары, необходимо хотя бы ориентировочно оценить их величину и установить эквивалентную зависимость между предельными значениями динамических (горизонтальных ударов) и статических нагрузок.

Ударный импульс гильзы с поступательно движущимися массами ($\sum M_{\text{под.}}$), приложенный к валкам за время удара, может быть определен из выражения:

$$\int_0^{\tau} P_{\text{дин.}} dt = \sum M_{\text{под.}} (V_{\text{кон.}} - V_{\text{нач.}}) \quad (1)$$

где τ - продолжительность удара от момента встречи гильзы с валками (когда она имеет скорость $V_{\text{нач.}}$) до сообщения гильзе конечной скорости $V_{\text{кон.}}$ в обратном направлении;

$$V_{\text{кон.}} = V_{\text{валка}} \cdot \cos \alpha; \quad \alpha - \text{угол встречи валков с металлом.}$$

Рассмотрим три частных случая ударов для станом 6÷12" ММК им. Ильича. Схема встречи гильзы с валками показана на рисунке.

I. Скорость гильзы при встрече с валками равна нулю ($V_{\text{нач.}}=0$), угол встречи α максимальный (α_{max}), горизонтальная составляющая скорости валков, равная конечной скорости гильзы после удара - минимальна. Для этого идеального случая синхронной работы аппарата со станом ударный импульс будет минимальным и для труб 8" при $n = 56$ об/мин составит согласно уравнению (1)

$$\sum M_{\text{под.}} \cdot V_{\text{кон.}} = \sum M_{\text{под.}} V_{\text{валка}} \cdot \cos \alpha,$$

где: $\sum M_{\text{под.}} = \frac{\sum G_{\text{под.}}}{g} = \frac{63,50}{9,81} \approx 6,50 \frac{\text{кН} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$ - подвижные массы подающего аппарата;

$$V_{\text{валка}} = \frac{\pi(D_i - 0,7 \cdot 2R_0)\pi}{60} = \frac{3,14(0,802 - 0,7 \cdot 2 \cdot 0,180) \cdot 56}{60} = 1,62 \text{ м/сек} - \text{ скорость}$$

валка по катающему диаметру м/сек;

$D_i = 0,802 \text{ м}$ - идеальный диаметр валка;

$R_0 = 0,180 \text{ м}$ - радиус калибра валка;

$\alpha_{\text{max}} = 30^\circ$ - максимальный угол встречи;

$$\sum M_{\text{под.}} \cdot V_{\text{валка}} \cdot \cos\alpha = 6,50 \cdot 1,62 \cdot 0,866 = 9,10 \text{ кН}\cdot\text{сек.}$$

Таким образом, даже при синхронной работе подающего аппарата со станом валки подвергаются воздействию значительного ударного импульса.

2. В реальных условиях прокатки скорость гильзы при встрече с валками (по экспериментальным данным) для труб 8" составляет $V_{\text{нач.}} = 1,55 \text{ м/сек}$, угол встречи $\alpha = 15^\circ$.

При $\sum M_{\text{под.}} = 6,5 \text{ кН}\cdot\text{сек}^2/\text{м}$ и $V_{\text{кон.}} = V_{\text{валка}} \cdot \cos\alpha = 1,62 \cdot 0,965 = 1,56 \text{ м/сек}$ ударный импульс для этого, наиболее распространенного режима прокатки составит $\sum M_{\text{под.}} (V_{\text{кон.}} + V_{\text{нач.}}) = 6,50 \cdot (1,56 + 1,55) = 20,3 \text{ кН}\cdot\text{сек}$.

3. При значительном запаздывании гильзы самый эффективный участок тормозного пути буфера выключается из работы, скорость гильзы при встрече с валками возрастает, угол встречи снижается до нуля, а горизонтальная составляющая скорости валков достигает максимальных значений. При этом возникают холостые удары гильзы в валки без технологических нагрузок (подача $m = 0$). Тогда $\alpha = 0$, $V_{\text{кон.}} = V_{\text{валка}} \cdot \cos\alpha = 1,62 \cdot 1 = 1,62 \text{ м/сек}$ и $V_{\text{нач.}} = 0,5 \cdot V_{\text{max}} = 0,5 \cdot 4,6 = 2,3 \text{ м/сек}$.

Ударный импульс составляет

$$\sum M_{\text{под.}} (V_{\text{кон.}} + V_{\text{нач.}}) = 6,50 \cdot (1,62 + 2,3) = 25,0 \text{ кН}\cdot\text{сек.}$$

Разумеется, полученное для случая асинхронизма значение импульса не является предельным, так как встречная скорость гильзы и валков может достигать и больших значений.

Следует отметить, что для подающих аппаратов с воздушным торможением ударные импульсы будут не только значительно ниже, но могут быть сведены к нулю.

Это объясняется тем, что в конце тормозного пути шпindel (поршень) под воздействием упругих сил воздушной тормозной подушки, пружинного и резинового буферов начинает движение в обратном направлении и относительная скорость встречи гильзы с валками может быть равной нулю. Поскольку гидравлическая система торможения упругостью не обладает, то обратное движение гильзы исключено и подающие аппараты с гидроторможением отличаются повышенной динамичностью.

Экспериментально установлено, что продолжительность удара составляет примерно 0,02 сек, а вызываемый ударом момент в линии ($M_{\text{дин.}}$) а, следовательно, и сила удара ($P_{\text{дин.}}$) изменяется во времени по закону треугольника. С учетом последнего, уравнение (1) примет вид

$$\frac{P_{\text{дин. max}} \cdot \tau}{2} = \sum M_{\text{под.}} (V_{\text{кон.}} - V_{\text{нач.}}), \quad (2)$$

откуда

$$P_{\text{дин. max}} = \frac{2 \sum M_{\text{под.}} (V_{\text{кон.}} - V_{\text{нач.}})}{\tau}. \quad (3)$$

По формуле (3) находим максимальную силу удара для рассмотренных выше трех режимов работы стана.

$$1) P_{\text{дин.мах}} = \frac{2 \cdot 9,10}{0,02} = 910 \text{ кН},$$

$$2) P_{\text{дин.мах}} = \frac{2 \cdot 20,30}{0,02} = 2030 \text{ кН},$$

$$3) P_{\text{дин.мах}} = \frac{2 \cdot 25,00}{0,02} = 2500 \text{ кН}.$$

Значения динамических моментов в линии ($M_{\text{дин.мах}}$), вызванных горизонтальной составляющей максимальной силы удара ($P_{\text{дин.мах}}$) можно определить по формуле

$$M_{\text{дин.мах}} = P_{\text{дин.мах}} \cdot R_{\text{кат}} \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

Соответственно для трех режимов работы будем иметь

$$1) M_{\text{дин.мах}} = 910 \cdot 0,285 \cdot 0,866 = 220 \text{ кНм},$$

$$2) M_{\text{дин.мах}} = 2030 \cdot 0,285 \cdot 0,965 = 560 \text{ кНм},$$

$$3) M_{\text{дин.мах}} = 2500 \cdot 0,285 \cdot 1,0 = 720 \text{ кНм}.$$

Полученные значения динамических моментов сравнимы по величине со статическими (технологическими) моментами (700-1000 кНм для труб 8").

В то время, как при угле встречи $\alpha = 0$ технологические моменты практически отсутствуют и, возрастая с увеличением α , достигают своего максимума при $\alpha = \alpha_{\text{мах}}$, динамические моменты максимальны при $\alpha = 0$ и минимальны при $\alpha = \alpha_{\text{мах}}$. Таким образом, максимуму статического момента соответствует минимум динамического, и наоборот.

Попытаемся установить эквивалентную зависимость между давлением металла на валки и динамическим ударом из условия разрушения брешшпинделя, учитывая, что поломки последнего возможны как от статических перегрузок, связанных с повышенными захватами, так и от горизонтальных ударов при отсутствии захватов.

Разрушающий момент для брешшпинделя составляет

$$M_{\text{разр.}} = \frac{W_{\text{ро.}} \cdot \tau_{\text{в}}}{K} = \frac{0,2 \cdot d_0^3 \cdot 0,8 \cdot \sigma_{\text{в}}}{1,4} \quad (5)$$

где $d_0 = 0,33\text{м}$ - диаметр опасного сечения брешшпинделя;
 $\sigma_{\text{в}} = 500 \text{ МПа}$ - временное сопротивление материала брешшпинделя;
 $K = 1,4$ - коэффициент, зависящий от формы проточки брешшпинделя. (Определяется экспериментально, как отношение разрушающей нагрузки для модели брешшпинделя без проточки к разрушающей нагрузке для модели того же диаметра с проточкой).

$$M_{\text{разр.}} = \frac{0,2 \cdot 0,33^3 \cdot 0,8 \cdot 500 \cdot 10^6}{1,4} = 2060 \text{ кНм}.$$

Предельное (разрушающее брешшпиндель) значение горизонтального удара найдем из уравнения (4), полагая

$$P_{\text{дин.мах}} = P_{\text{дин.разр.}},$$

$$P_{\text{дин.разр.}} = \frac{M_{\text{разр.}}}{R_{\text{кат}}} = \frac{2060}{0,2875} = 7200 \text{ кН}.$$

Предельное статическое давление металла на валок определяем по формуле

$$P_{\text{ст.разр.}} = \frac{M_{\text{разр.}}}{2\psi \cdot R_{\text{кат}} \cdot \sin \alpha}, \quad (6)$$

где: $\psi = 0,6$ - коэффициент приложения равнодействующей полного давления металла на валки;

$\alpha = 30^\circ$ - угол захвата, соответствующий максимальному давлению металла на валки.

$$P_{\text{ст.разр.}} = \frac{2060}{2 \cdot 0,6 \cdot 0,285 \cdot 0,5} = 12100 \text{ кН}$$

Столь значительная разница предельных (разрушающих) значений горизонтального удара и давления металла на валки объясняется различием схем приложения динамических и статических нагрузок к валкам. Сила удара действует горизонтально с плечом $R_{\text{кат.}} \cdot \cos \alpha$, статическое давление - вертикально с плечом $\psi \cdot R_{\text{кат.}} \cdot \sin \alpha$, где α - угол захвата.

Из условий равенства разрушающих моментов получим

$$2P_{\text{дин.}} \cdot R_{\text{кат.}} \cdot \cos \alpha = 2P_{\text{ст.}} \cdot \psi \cdot R_{\text{кат.}} \cdot \sin \alpha, \quad (7)$$

откуда

$$\frac{P_{\text{дин.}}}{P_{\text{ст.}}} = \varphi \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \quad (8)$$

Существенна и качественная разница между этими нагрузками. Действие статической нагрузки на клеть прекращается после поломки брешпинделя, в то время как величина силы удара ограничивается лишь прочностью валков. Горизонтальные удары создают опрокидывающий момент, расшатывающий рабочую клеть. Кроме того, эти удары вызывают появление в задней стойке и нижней поперечине станины рабочей клетки напряжений изгиба и растяжения, которые не учитывались при проектировании и выборе оптимальной формы этих деталей. Только действием этих (циклически повторяющихся) напряжений можно объяснить образование усталостных трещин в нижних поперечинах станины станов $6 \div 12''$ (ММК им. Ильича) [3].

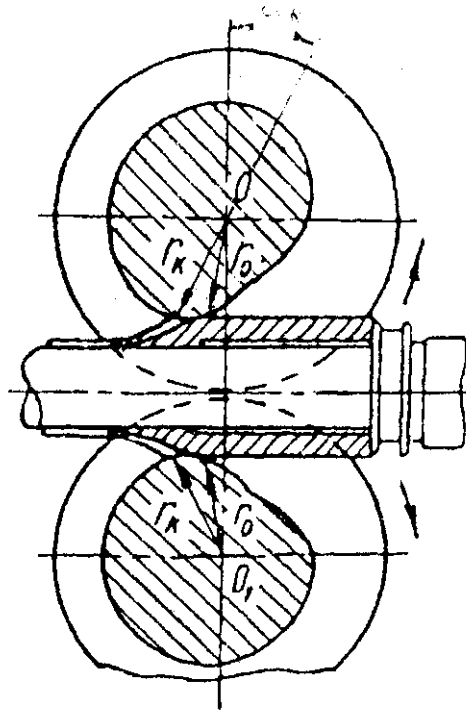
Ниже в таблице приведены сравнительные данные нормальных и разрушающих значений динамических и статических нагрузок для станов $6 \div 12''$.

Таблица.

Силловые параметры прокатки труб

Размер труб	Технологические нагрузки		Угол встречи α (град)	Динамические (ударные) нагрузки		Предельные нагрузки		
	$P_{\text{ст.}}$ (кН)	$M_{\text{ст.}}$ (кНм)		$P_{\text{дин.}}$ (кН)	$M_{\text{дин.}}$ (кНм)	$P_{\text{дин.разр.}}$ (кН)	$P_{\text{ст.разр.}}$ (кН)	$M_{\text{разр.}}$ (кНм)
8''	4800	700 +1000	0	2500	720	7200	-	
			15	2030	560	-	-	206
			30	910	220	-	1210	
10''	7500	800 +1200	0	2300	670	7100	-	
			15	1950	550	-	-	206
			30	1060	270	-	1420	
12''	8100	1000 +1500	0	2600	760	7000	-	
			15	2160	610	-	-	206
			30	1180	300	-	1400	

Из таблицы следует, что значения динамических усилий и моментов для всех размеров труб примерно одинаковы. Наиболее опасными следует считать удары, возникающие при прокатке 8'' тонкостенных труб, когда вследствие увеличенных вытяжек и чисел оборотов наблюдается постоянное запаздывание гильзы. На другом сортаменте удары возникают реже и легче устраняются.



α - угол встречи; α_k - угол захвата
Рисунок - Схема встречи гильзы с валками.

ВЫВОДЫ

1. Холостые удары гильзы в валки являются основной причиной интенсивного износа и аварийных поломок деталей линий и рабочих клеток, а также падения производительности пилигримовых станов.

2. Уменьшение скорости встречи гильзы с валками путем повышения тормозных и движущих сил подающих аппаратов или применения упругой отдачи движения масс является основным средством снижения динамичности и повышения эксплуатационной надежности пилигримовых станов.

Перечень ссылок

1. Артюх В.С. К вопросу реконструкции пилигримовых станов // Сталь. - 1965. - № 8. - С.734-737.
2. Артюх В.С. Защита пилигримовых станов от перегруза // --- -- 1969. - № 2 - С.33-36.
3. Гребеник В.М., Гордиенко А.В., Цапко В.К. Оценка надежности механической защиты главной линии пильгерстана // Известия ВУЗов : Черная металлургия. - 1973. - № 2. - С. 170-174.