

6. Баландин Г. Ф., Каширцев Л. П. Реологическое исследование трещиноустойчивости отливок во время их затвердевания // Литейное производство.— 1978.— № 1.— С. 5—8.
7. Fundamental phenomena of continuous casting / H. Fujii, T. Ohashi, T. Ono, K. Asana // Nippon steel technical report.— 1979.— № 13.— P. 48—61.
8. Работнов Ю. Н. Ползучесть элементов конструкций.— М.: Наука, 1966.— 752 с.
9. Качанов Л. М. Теория ползучести.— М.: Физматгиз, 1960.— 455 с.
10. Пуарье Ж. П. Высокотемпературная пластичность кристаллических тел.— М.: Металлургия, 1982.— 272 с.

Статья поступила 22 декабря 1988 г.

621.771

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОДУШЕК ВЕРХНЕГО ОПОРНОГО ВАЛКА С НАЖИМНЫМИ ВИНТАМИ В ЧИСТОВЫХ КЛЕТЯХ НШС 2500

*Канд. техн. наук, доц. В. И. БОРИСОВ, асп. О. Н. ПРОКОПЕНЯ,
инж. Е. Р. СЫСОВ*

Изложены результаты анализа нагрузок в опорах верхнего опорного вала непрерывного широкополосного стана 2500.

Вследствие прогиба верхнего опорного вала при нагружении валковой системы его подушки стремятся повернуться, а в опорах возникают моменты сопротивления, препятствующие повороту. Эти моменты создаются силами сцепления на сферических опорных поверхностях нажимных винтов и подпятников и смещением вертикальных составляющих реакций в опорах относительно осей нажимных винтов, которое происходит за счет перераспределения давления на опорных поверхностях и в подшипниках вала. Возникновение моментов сопротивления в опорах валков нежелательно, так как сопутствующая ему неравномерность распределения нагрузок отрицательно сказывается на работе подшипников. Изучение данного явления также важно для проектирования гидравлических механизмов установки валков, так как при установке исполнительных гидроцилиндров между нажимными винтами и подушками верхнего опорного вала указанные процессы приводят к появлению радиальных нагрузок на их штоки и смещению осевых нагрузок относительно осей гидроцилиндров. Это может в значительной степени затруднить нормальную работу гидроцилиндров.

Для количественной оценки указанных величин в чистовых клетях стана 2500 авторами был выполнен анализ взаимодействия подушки верхнего опорного вала с нажимным винтом при приложении нагрузки к валкам. Искомые значения можно определить, зная положение опорных поверхностей нажимного винта и подушки после приложения нагрузки, которое, в свою очередь, зависит от коэффициента трения на сферических контактных поверхностях. Если коэффициент трения меньше определенного граничного значения, то будет происходить проскальзывание подушки относительно нажимного винта. В этом случае горизонтальное перемещение опорной поверхности для подушки будет больше, чем для винта. При отсутствии проскальзывания горизонтальные перемещения опорных поверхностей равны. Если углы поворота опорных поверхностей равны, то контакт происходит по всей площади поверхностей. При образовании зазора между опорными поверхностями угол поворота опорной поверхности для винта меньше, чем для подушки. Таким образом, положение опорных поверхностей определяется их углами поворота и горизонтальными перемещениями соответственно θ_1, y_1 (для подушки) и θ_2, y_2 (для нажимного винта), которые опреде-

Податливость опоры нажимного винта определяется, в основном, деформацией витков резьбы винта и гайки. Схема нагружения витков приведена на рис. 2. Согласно приведенной схеме угол поворота винта может быть определен следующей зависимостью:

$$\theta_3 = (\Delta y_v + \Delta y_r) / d_2, \quad (1)$$

где $\Delta y_v = y_{v \max} - y_{v \min}$ — разность максимального и минимального прогибов витков винта на среднем диаметре резьбы; $\Delta y_r = y_{r \max} - y_{r \min}$ — разность максимального и минимального прогибов витков гайки на среднем диаметре резьбы; d_2 — средний диаметр резьбы.

Момент в опоре определяется по формуле:

$$M_{\text{оп}} = 0,05 (p_{\max} - p_{\min}) (d^3 - d_1^3), \quad (2)$$

где p_{\max} и p_{\min} — максимальное и минимальное давления на поверхности витка резьбы; d и d_1 — наружный и внутренний диаметры резьбы винта. При этом считаем, что нагрузка между витками резьбы распределяется равномерно, эпюра давления на виток линейна, дополнительного нагружения крайних витков при повороте винта не происходит, так как угол наклона опорной поверхности резьбы очень мал (для упорной резьбы — 3°), что позволяет опорным поверхностям смещаться друг относительно друга.

Для определения прогиба витка выделяем на нем полосу шириной Δx . Эту полосу можно рассматривать как консольную балку переменного сечения, заделанную в тело винта или гайки и нагруженную контактным давлением. Напряжениями сдвига на боковых поверхностях балки, которые имеют место вследствие неравномерности прогиба по витку, пренебрегаем, что приведет к некоторому завышению величины прогиба. Интегрированием дифференциального уравнения упругой линии балки получаем выражение для определения ее прогиба по длине

$$y(z) = \frac{30p}{E} \left[(1,245t + z) \ln \left(0,32 + 0,78 \frac{z}{t} \right) + \frac{0,086 t^2}{0,415t + z} - 1,594 z + 1,32 t \right],$$

где p — среднее давление на поверхности балки; z — координата расчетного сечения от конца балки; t — шаг резьбы; E — модуль упругости материала резьбы при изгибе.

Если в данную формулу подставить значение z , соответствующее среднему диаметру резьбы, то получим

$$y = 0,84 pt/E. \quad (3)$$

Из (1) с учетом (3) и (2) получаем формулу для определения коэффициента податливости

$$\lambda = \frac{16,8 t}{d_2 (d^3 - d_1^3)} \left(\frac{1}{E_v} + \frac{1}{E_r} \right),$$

где E_v и E_r — модули упругости при изгибе для материала винта и гайки.

Для чистовой клетки стана 2500, где нажимной винт имеет резьбу диаметром $d=600$ мм с шагом $t=32$ мм, при $E_v=200$ ГПа и $E_r=100$ ГПа. Коэффициент податливости имеет значение $\lambda=0,26$ нрад/Н·м. Это значение и было принято при расчете. Расчет выполнен при следующих значениях геометрических параметров: $c=0,81$ м; $L=2,5$ м; $h=0,4$ м; $H=1,1$ м; $R=1,99$ м; $E_c=200$ ГПа; $J_1=0,189$ м⁴; $J_2=0,575$ м⁴;

$J_3=0,00636 \text{ м}^4$; $G_c=150 \text{ ГПа}$; $F_1=1,54 \text{ м}^2$; $F_3=0,283 \text{ м}^2$. Сначала предполагаем, что проскальзывание и раскрытие зазоров отсутствуют, что требует выполнения условий $y_1=y_2$ и $\theta_1=\theta_2$. В результате решения полученных уравнений при принятых исходных данных получено $\mu_{\text{сц}}=0,232$ и $e=0,144 \text{ м}$. Решение для случая жесткой опоры нажимного винта ($\lambda=0$) дает: $\mu_{\text{сц}}=0,36$ и $e=0,082 \text{ м}$. Поэтому, если принятые при определении λ допущения привели к его завышению, то $\mu_{\text{сц}}$ должно быть больше 0,232.

Как свидетельствуют опубликованные результаты экспериментов на блюминге 1150 НТМК [1, 2], коэффициент трения в подпятнике составляет 0,1—0,12, если нажимной винт перед захватом полосы не вращается и слой смазки выдавливается усилием переуравновешивания. При перемещении верхнего вала перед захватом полосы с помощью нажимных винтов коэффициент трения уменьшается до 0,06—0,01, что соответствует полужидкостному трению. Следовательно, в любом случае требуемое значение $\mu_{\text{сц}}$ больше $\mu_{\text{тр}}$, что свидетельствует о наличии проскальзывания и невозможности предполагаемого случая.

Далее предполагаем, что опорные поверхности при проскальзывании контактируют по всей площади. В этом случае перемещение опорной поверхности нажимного винта $y_2=\theta_2 R$. Это равенство дает линейную зависимость e от $\mu_{\text{тр}}$. Для принятых исходных данных $e=0,63 \mu_{\text{тр}}$. Отсюда следует, что значение $e_{\text{кр}}=d_n/8=70 \text{ мм}$ (d_n — диаметр пяты), при котором начинается раскрытие зазора, соответствует $\mu_{\text{тр}}=0,11$. Следовательно, раскрытие зазора будет происходить, если $\mu_{\text{тр}} > 0,11$. Можно предположить, что при выбросе полосы зазора между контактными поверхностями заполняется жидкостью, а усилия переуравновешивания недостаточно для ее вытеснения. Поэтому перед последующим захватом полосы между контактными поверхностями находится жидкостная пленка, обеспечивающая $\mu_{\text{тр}}=0,06$. При этом $e=0,038 \text{ м}$ и раскрытия зазора не происходит. Такой случай на практике наиболее вероятен. Момент в опоре определяется по формуле

$$M_{\text{оп}} = Y(\mu_{\text{тр}} R + e).$$

При нагрузке в опоре $Y=25 \text{ МН}$ момент может достигать величины $M_{\text{оп}}=3,9 \text{ МН}\cdot\text{м}$. Наличие такого момента необходимо учитывать при проектировании.

ЛИТЕРАТУРА

1. Харламов В. В., Поляков Б. Н., Бондюгин В. М. Нарушение самоторможения нажимных винтов обжимных станков // Известия вузов. Черная металлургия.—1970.—№ 7.—С. 167—170.
2. Харламов В. В., Поляков Б. Н. Самоотвинчивание нажимных винтов прокатных станков // Известия вузов. Черная металлургия.—1970.—№ 12.—С. 165—170.

Статья поступила 12 декабря 1988 г.