

39447  
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

НА ДОМ  
РЕДАКЦИИ

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и  
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое  
училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

УДК 621.771.06

ВОСКАНЯНЦ АНДРЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ И СОЗДАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
УРАВНОВЕШИВАНИЯ ШПИНДЕЛЕЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ  
НАГРУЗОК В ПРИВОДАХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

(Специальность 05.03.05 – Процессы и машины обработки  
давлением)

А в т о р е ф е з а т  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 1982

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и  
ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое  
училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

УДК 621.771.06

ВОСКАНЬЯНЦ АНДРЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ И СОЗДАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
УРАВНОВЕШИВАНИЯ ШПИНДЕЛЕЙ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ  
НАГРУЗОК В ПРИВОДАХ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

(Специальность 05.03.05 - Процессы и машины обработки  
давлением)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва - 1982

М В Т У  
им. Н.Э. Баумана  
БИБЛИОТЕКА

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1399407

Восканьянц А.А. Исследования

70465611

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана и Всесоюзном научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте металлургического машиностроения.

Научный руководитель - доктор технических наук, академик  
ЦЕЛИКОВ А.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
БОЧАРОВ Ю.А.,  
кандидат технических наук  
НИКИТИН А.С.

Ведущее предприятие - Новокраматорский машиностроительный завод

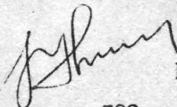
Защита состоится " " 1982 г. в час.  
на заседании специализированного Совета К 053.15.13 в Московском высшем техническом училище им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5. Ваш отзыв в 1-м экземпляре, заверенный печатью, просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан " " 1982 г.

Ученый секретарь специализированного Совета

К.Т.Н., доцент



НИКИТИН Г.С.

Д-90875 от 12.07.82 объем I п.л.

тир. 100 экз. зак. 963

---

Типография МВТУ им. Н.Э.Баумана

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В числе важнейших задач, поставленных XXVI съездом КПСС перед металлургами и машиностроителями, одно из первых мест занимает повышение эффективности производства на основе его всесторонней интенсификации, создания и внедрения машин и агрегатов большой единичной мощности и производительности. В современном прокатном производстве интенсификация технологических режимов и связанное с ней увеличение скорости прокатки, массы подката, удельных смещенных объемов влекут за собой рост динамических нагрузок в линиях привода прокатных станов. Следствием действия высоких динамических нагрузок является низкая работоспособность элементов приводов, что приводит к значительному расходу запасных частей, аварийным отказам и внеплановым простоям станов.

Именно поэтому исследование причин возникновения в приводах металлургических машин динамических нагрузок и поиск путей их снижения относится к числу наиболее актуальных задач современного металлургического машиностроения.

Как показывают исследования, уровень динамических нагрузок, возникающих в главных линиях привода прокатных станов при захвате металла валками, существенно зависит от величины зазоров, формирующихся в соединениях универсальных шпинделей с рабочими и шестеренными валками на стадии холостого хода, предшествующей захвату. В работах В.В.Смирнова и Р.А.Яковлева, а также М.Я.Ройзена и А.Н.Цупрова было обращено внимание на зависимость состояния зазоров в шпиндельных соединениях от настройки и конструкции устройств для уравнивания шпинделей. Вместе с тем, вопрос оптимальной настройки и рациональной конструкции шпиндельных уравнивающих устройств не пользовался до настоящего времени должным вниманием у конструкторов прокатного оборудования и работников служб эксплуатации металлургических заводов.

Цель работы. Разработка на основе теоретических и экспериментальных исследований рациональной конструкции шпиндельных уравнивающих устройств и рекомендаций по их настройке, обеспечивающих повышение долговечности оборудования главных линий привода прокатных станов за счет снижения динамических нагрузок.

Научная новизна. Теоретически и экспериментально обоснован новый способ настройки шпиндельных уравнивающих устройств, обеспечивающий снижение динамических нагрузок в приводе стана при захвате металла валками. Способ настройки признан изобретением.

Разработана методика оценки состояния зазоров в шарнирах шпинделей прокатного стана при работе привода на холостом ходу.

Выявлены основные зависимости состояния угловых зазоров в шпиндельном соединении от различных эксплуатационных факторов и конструктивных параметров шпиндельного устройства.

Новыми элементами выполненных в диссертации исследований являются также:

- математическая модель процесса формирования зазоров в шарнирах шпинделя прокатного стана;
- модель силового взаимодействия в шарнирах универсального шпинделя;
- методика и аппаратное обеспечение измерения текущих значений зазоров в шарнирах шпинделя при работе привода;
- аппаратура для обеспечения оптимальной настройки шпиндельного устройства.

Практическая ценность. На основе теоретического анализа сформулированы требования к точности настройки шпиндельных устройств, а также требования по выбору их конструктивных параметров. Разработан новый способ настройки уравнивающих устройств шпинделей, обеспечивающий минимизацию зазоров в шарнирах шпинделей и снижение за счет этого динамических нагрузок в приводе стана. Разработана новая конструкция уравнивающего устройства, позволяющая реализовать предложенный способ настройки.

Устройство признано изобретением.

Реализация работы. Новый способ настройки уравнивающих устройств шпинделей внедрен на непрерывном широкополосовом стане (НПС) 2000 горячей прокатки Новолипецкого металлургического завода.

На клетки № 5 этого стана установлено и введено в эксплуатацию уравнивающее устройство новой конструкции. Внедрение результатов исследований на стане 2000 позволило повысить долговечность элементов главных приводов за счет снижения ди-

намических нагрузок и уменьшить расход запасных частей. Экономический эффект от внедрения на Новолипецком металлургическом заводе около 130 тыс.рублей в год.

Выводы и рекомендации работы использованы ВНИИМЕМАШем при разработке технического проекта главных приводов клеток чистой группы полосового стана 560 московского металлургического завода "Серп и Молот".

Апробация работы. По основным разделам работы сделаны два доклада на научных семинарах кафедры "Машины-автоматы прокатного производства" МВТУ им.Н.Э.Баумана (1981 и 1982 г.г.) и сообщение на секции НТС ВНИИМЕТАШ (1980 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 статьи, получено авторское свидетельство СССР и одно положительное решение по заявке на изобретение.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, 4-х глав, общих выводов, списка литературы и приложения. Она изложена на 107 страницах машинописного текста, содержит 60 рисунков, 5 таблиц, список литературы из 77 наименований, 14 страниц приложений.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность проблемы исследования динамики шпиндельных устройств прокатных станов и разработки мер по снижению динамических нагрузок в приводах станов. Сформулированы цель работы, ее научная новизна и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассмотрено современное состояние проблемы динамики шпиндельных устройств прокатных станов.

Практика эксплуатации современных обжимных, заготовочных, сортовых и широкополосовых станов горячей прокатки выявила недостаточную работоспособность элементов их приводов - зубчатых передач, шпиндельных устройств, шеек и подшипников рабочих валков, анкерных болтов и др., что объясняется действием высоких динамических нагрузок в приводах.

В результате многочисленных экспериментальных и теоретических исследований, выполненных как у нас в стране, так и за рубежом, было установлено, что одной из главных причин возникновения высоких динамических нагрузок в приводах рабочих клеток прокатных станов является наличие в момент захвата металла валками невыбранных зазоров в линии привода.

Вследствие особенностей конструкции и эксплуатации приводов большинства прокатных станов до 90% суммарного зазора приходится на долю участка главной линии привода, включающего универсальные шпиндели с уравнивающими устройствами, рабочие и шестеренные валки с муфтами. Угловой зазор для универсальных шпинделей обычно составляет 0,01...0,03 рад, а линейные зазоры в наиболее широко применяющихся лопастных шарнирах часто достигают 3+5 мм. Динамические нагрузки, обусловленные наличием этих зазоров превышают установившиеся значения в 2,5+5 раз и более.

Изучению причин раскрытия угловых зазоров в соединениях трансмиссии прокатного стана перед захватом металла посвящен ряд работ отечественных и зарубежных ученых.

В работах В.В.Смирнова и Р.А.Яковлева, а затем М.Я.Ройзена и А.Н.Цупрова было обращено внимание на возможность раскрытия зазоров в соединениях валопроводов (в частности, в шарнирах универсальных шпинделей) в результате действия на сочленяемые детали так называемых радиальных сил. Причиной возникновения этих сил может являться неправильная настройка шпиндельных уравнивающих устройств, а также динамическая неуравновешенность шпинделей (в высокоскоростных трансмиссиях).

Так, неправильная настройка уравнивающих устройств шпинделей приводит к тому, что при работе привода на холостом ходу наблюдается "переваливание" шпинделя в поле зазоров под действием приложенных к нему сил, сопровождающееся периодическими соударениями в соединениях и приводящее к раскрытию зазоров. При этом текущие значения угловых зазоров зависят от величины моментов сил трения в подшипниках валков и уравнивающего устройства, от настройки уравнивающего устройства, скорости вращения шпинделя и углового положения валка. При больших скоростях вращения шпинделя (например, в последних клетях чистовой группы непрерывного широкополосового или мелкосортного стана) значительной величины могут достигать центробежные силы, обусловленные собственно наличием зазоров, неравномерным износом шарниров, а также кривизной шпинделя, неточностями его изготовления и монтажа. Очевидно, что эти силы также могут влиять на состояние зазоров в шарнирах шпинделей.

Особенности эксплуатации прокатного оборудования ограничивают возможность применения в трансмиссиях беззазорных сое-

динений. В связи с этим следует считать актуальным поиск путей предварительного выбора зазоров на стадии холостого хода за счет специально создаваемого момента нагрузки, либо за счет момента сил трения в подшипниках валков при оптимальной настройке уравновешивающих устройств шпинделей. Необходимо отметить, что до настоящего времени вопрос оптимальной настройки шпиндельных устройств не пользовался должным вниманием как у конструкторов, так и у эксплуатационников. Существующие конструкции уравновешивающих устройств и рекомендации по их настройке, как правило, не позволяют обеспечить минимизацию зазоров в шпиндельных соединениях.

Очевидно, что для разработки рекомендаций по рациональной конструкции и настройке шпиндельных устройств прокатных станов необходимо теоретическое и экспериментальное исследование процесса формирования зазоров в шпиндельном соединении.

Таким образом, задачами данного исследования являются:

- разработка математической модели процесса формирования зазоров в шпиндельном соединении прокатного стана при работе привода на холостом ходу, позволяющей, в отличие от существующих моделей, учесть влияние сил инерции на состояние зазоров в шарнирах и исследовать перемещения шпинделя как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях;
- теоретическое исследование процесса формирования зазоров на основе разработанной математической модели;
- экспериментальное исследование процесса формирования зазоров;
- разработка и внедрение рациональной конструкции и рекомендаций по настройке шпиндельных устройств прокатных станов;
- экспериментальная проверка эффективности предложенных решений.

Во второй главе описана математическая модель процесса формирования зазоров в шпиндельном соединении прокатного стана.

Исследование поведения зазоров в соединениях шпинделя на стадии холостого хода сведено к решению задачи о движении системы "честеренный валок - шпиндель - рабочий валок" под действием веса шпинделя, усилия, действующего на шпиндель со стороны уравновешивающего устройства, моментов сил трения в подшипниках валков и уравновешивающего устройства, а также усилий взаимодействий в соединениях и моментов от этих усилий. При этом

шпиндель представлен как твердое тело с 5-ю степенями свободы (перемещения центра масс шпинделя в направлении оси шестеренного вала приняты равными нулю), а рабочий и шестеренный валки как твердые тела с одной степенью свободы. Движение шпинделя описано с помощью 3-х динамических уравнений Эйлера и 2-х уравнений движения центра масс шпинделя С. Принято, что шестеренный валок движется с постоянной угловой скоростью  $\omega_0$ . Уравнения движения системы "шестеренный валок - шпиндель - рабочий валок" имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{\varphi}_1 &= \omega_x \cdot \cos \varphi_3 - \omega_y \cdot \sin \varphi_3 ; \\ \dot{\varphi}_2 &= \omega_x \cdot \sin \varphi_3 + \omega_y \cdot \cos \varphi_3 ; \\ (\dot{\varphi}_w - \dot{\varphi}_3) &= \omega_0 - \omega_z + \omega_x \cdot \varphi_2 \cdot \cos \varphi_3 - \omega_y \cdot \varphi_2 \cdot \sin \varphi_3 ; \\ (\dot{\varphi}_p - \dot{\varphi}_3) &= \omega_p - \omega_z + \omega_x \cdot \varphi_2 \cdot \cos \varphi_3 - \omega_y \cdot \varphi_2 \cdot \sin \varphi_3 ; \\ \dot{\omega}_x &= \frac{1}{J_x} [M_x + (J_y - J_z) \cdot \omega_y \cdot \omega_z] ; \\ \dot{\omega}_y &= \frac{1}{J_y} [M_y + (J_z - J_x) \cdot \omega_z \cdot \omega_x] ; \\ \dot{\omega}_z &= \frac{1}{J_z} \cdot M_z ; \\ \dot{\omega}_p &= \frac{1}{J_p} \cdot (M - M_{TB}) ; \\ \ddot{\xi}_c &= \frac{1}{m} \cdot R_{\xi} ; \\ \ddot{\eta}_c &= \frac{1}{m} \cdot R_{\eta} , \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $\varphi_w = \omega_0 \cdot t$  ;

$\varphi_w$  и  $\varphi_p$  - углы поворота шестеренного и рабочего валков;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - углы Брайнта, определяющие положение шпинделя в пространстве;

$\xi_c$  и  $\eta_c$  - горизонтальная и вертикальная координаты центра масс шпинделя в неподвижной системе отсчета  $O^*XYZ$  (ось Z совпадает с осью шестеренного вала);

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$  - проекции мгновенной угловой скорости шпинделя на жестко связанные с ним оси X, Y, Z, являющиеся главными центральными осями инерции шпинделя;

$J_x, J_y, J_z$  - главные центральные моменты инерции шпинделя;

$M_x, M_y, M_z$  - проекции на оси X, Y, Z суммарного момента всех сил, действующих на шпиндель относительно

его центра масс;

$\omega_p$  - угловая скорость рабочего вала;

$J_B$  - момент инерции узла рабочего вала;

$M$  - момент от усилий взаимодействия в соединении шпинделя с рабочим валком;

$M_{тв}$  - момент сил трения на рабочем валке;

$R_E$  и  $R_H$  - проекции на оси  $E$  и  $H$  суммы всех сил, действующих на шпиндель;

$t$  - время.

Для определения величин  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M_z$ ,  $R_E$  и  $R_H$  рассмотрено силовое взаимодействие между элементами универсального лопатного шарнира. При этом не учитывались силы трения в шарнире, ввиду их малости при работе привода на холостом ходу. Массой вкладышей и сухаря шарнира также пренебрегали.

Для формулировки усилий взаимодействия использована упруго-вязкая модель Кельвина-Фохта, что позволяет выполнить условие ограниченности взаимных перемещений и учесть рассеяние энергии при соударениях в шарнире. Принято, что лопасть взаимодействует с вкладышами в 4-х точках, принадлежащих наружным ребрам лопастей. В этих точках расположены 4 упруго-вязких элемента (УВЭ) с жесткостью  $C_1$  и коэффициентом вязкого сопротивления  $\beta_1$ . Аналогично принято, что лопасть взаимодействует с сухарем шарнира через 4 УВЭ с параметрами  $C_2$  и  $\beta_2$  в 4-х точках, принадлежащих ребрам прорези лопасти.

Усилия взаимодействия лопасти с вкладышами равны

$$P_i = C_1 \cdot \epsilon_i + \beta_1 \cdot \dot{\epsilon}_i, \quad (2)$$

где  $i = 1 \div 4$ ;

$\epsilon_i$  - деформация  $i$ -го УВЭ;

$\dot{\epsilon}_i$  - скорость деформации  $i$ -го УВЭ.

Усилия взаимодействия лопасти с сухарем равны

$$P_i = C_2 \cdot \epsilon_i + \beta_2 \cdot \dot{\epsilon}_i, \quad (3)$$

где  $i = 5 \div 8$ .

Деформации упруго-вязких элементов определены из рассмотрения взаимных перемещений элементов шарниров в поле зазоров по вкладышам ( $\Delta_1$ ) и по сухарю ( $\Delta_2$ ) и выражены через параметры  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ , ( $\varphi_4 - \varphi_3$ ), ( $\varphi_6 - \varphi_3$ ),  $\xi_c$ ,  $\eta_c$ ,  $\Delta_1$ ,  $\Delta_2$  и

основные геометрические размеры шпиндельного соединения. Указанные перемещения были рассмотрены для двух вариантов конструктивного исполнения шпинделя: с параллельными расточками в головках шарниров и с расточками, развернутыми друг относительно друга на  $90^\circ$ .

Моменты и силы, входящие в правые части уравнений движения (I) равны:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= \sum_{i=1}^B M_{ix}^w + \sum_{i=1}^3 M_{ix}^p ; \\ M_y &= \sum_{i=1}^B M_{iy}^w + \sum_{i=1}^3 M_{iy}^p ; \\ M_z &= \sum_{i=1}^B M_{iz}^w + \sum_{i=1}^3 M_{iz}^p - M_{\tau y}, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} M_{ix}^{w(p)} &= \begin{vmatrix} \gamma_{iy}^{w(p)} & \gamma_{iz}^{w(p)} \\ \rho_{iy}^{w(p)} & \rho_{iz}^{w(p)} \end{vmatrix} ; \\ M_{iy}^{w(p)} &= \begin{vmatrix} \gamma_{iz}^{w(p)} & \gamma_{ix}^{w(p)} \\ \rho_{iz}^{w(p)} & \rho_{ix}^{w(p)} \end{vmatrix} ; \\ M_{iz}^{w(p)} &= \begin{vmatrix} \gamma_{ix}^{w(p)} & \gamma_{iy}^{w(p)} \\ \rho_{ix}^{w(p)} & \rho_{iy}^{w(p)} \end{vmatrix} ; \end{aligned} \quad (5)$$

$\gamma_{ix}^{w(p)}, \gamma_{iy}^{w(p)}, \gamma_{iz}^{w(p)}$  - длины проекций на оси  $X, Y, Z$  радиус-векторов точек контакта (индексы "w" и "p" указывают на принадлежность к шарнирам у шестеренной и рабочей клетки соответственно). Началом радиус-векторов служит центр масс шпинделя С;

$\rho_{ix}^{w(p)}, \rho_{iy}^{w(p)}, \rho_{iz}^{w(p)}$  - проекции на оси  $X, Y, Z$  векторов  $\bar{P}_i^{w(p)}$  усилий взаимодействия в шарнирах;

$M_{\tau y}$  - момент сил трения в подшипнике уравнивающего устройства;

$$M = \sum_{i=1}^B \rho_{ix}^p \cdot \frac{d_0}{2} + \sum_{i=1}^3 \rho_{iy}^p \cdot \frac{b}{2}, \quad (6)$$

где  $\rho_{ix}^p$  и  $\rho_{iy}^p$  - проекции векторов  $\bar{P}_i^p$  на оси  $X^p$  и  $Y^p$  системы  $O^p X^p Y^p Z^p$ , жестко связанной с рабочим валком (ось  $Z^p$  совпадает с осью вала, а ось  $Y^p$  перпендикулярна плоскости лопасти);

$d_0$  - толщина лопасти шарнира;

$b$  - ширина лопасти;

$$R_{\xi} = \sum_{i=1}^8 P_{i\xi}^{\omega} + \sum_{i=1}^8 P_{i\xi}^{\rho} + N_{\xi} ;$$

$$R_2 = \sum_{i=1}^8 P_{i2}^{\omega} + \sum_{i=1}^8 P_{i2}^{\rho} + N_2 - G , \quad (7)$$

где  $P_{i\xi}^{\omega}$ ,  $P_{i2}^{\omega}$  - проекции на оси  $E$  и  $H$  векторов  $\vec{P}_i^{\omega(\rho)}$ ;  
 $N_{\xi}$ ,  $N_2$  - проекции на эти оси вектора усилия  $\vec{N}$ ,  
 действующего на шпиндель со стороны уравни-  
 вешивающего устройства;  
 $G$  - вес шпинделя.

Исследование процесса формирования зазоров в шпиндельном соединении сводится к отысканию периодического решения системы (1). В результате могут быть получены периодические функции изменения во времени угловых зазоров  $\theta^{\omega}$  и  $\theta^{\rho}$  в соединениях у шестеренного и рабочего валков:

$$\theta^{\omega} = \frac{2\Delta_i^{\omega}}{\delta} - (\varphi_{\omega} - \varphi_2) ; \quad (8)$$

$$\theta^{\rho} = \frac{2\Delta_i^{\rho}}{\delta} + (\varphi_{\rho} - \varphi_2) - \beta ,$$

где  $\beta$  - угол разворота расточек в головках шпинделя.

В третьей главе приведены результаты исследования процесса формирования зазоров в шпиндельных соединениях прокатных станов при работе привода на холостом ходу. На основе разработанной математической модели было выполнено теоретическое исследование процесса формирования зазоров. Решение уравнений движения (1) осуществлялось численным методом Рунге-Кутты на ЭВМ ЕС-1022. Расчеты были выполнены применительно к черновой клетке НПС 2000 НЛМЗ. Для теоретического анализа процесса были использованы функции распределения углового зазора в момент захвата полосы, полученные на основе расчетных функций изменения углового зазора во времени из предположения равновероятности захвата полосы при любом угловом положении шестеренного вала. Исследование показало, что раскрытие угловых зазоров в шарнирах шпинделя при работе привода на холостом ходу носит периодический характер с периодом, кратным времени  $1/2$  оборота шестеренного вала и зависящим от скорости вращения шестеренного вала, настройки уравнивающего устройства, величин линейных зазоров в шарнирах и других параметров. При этом зазоры в шарнирах могут раскрываться до величины, равной половине полного углового зазора в соединении. Раскрытие

зазора наблюдается главным образом в шарнире у рабочей клетки. Выбору зазора в шарнире у шестеренной клетки способствует момент сил трения в подшипнике уравнивающего устройства. Было установлено, что в клетях с относительно небольшими скоростями вращения привода состояние зазоров в шпиндельном соединении определяется главным образом настройкой устройства уравнивания шпинделя, причем для обеспечения гарантированного выбора зазоров настройка уравнивающего устройства должна выполняться с большой точностью. Для черновой клетки НШС 2000, например, необходимо обеспечить точность настройки  $\pm 4\%$  от веса шпинделя. Переуравнивание или недоуравнивание шпинделя на 10% и более приводит к постоянному раскрытию зазора в шарнире у рабочей клетки на величину  $\Delta^p/\delta$ . Исследование показало, что существует связь между размахом вертикальных колебаний центра масс шпинделя и величиной раскрытия угловых зазоров. При полном выборе зазоров размах минимален. Это позволило предложить в качестве нового критерия оптимальной настройки уравнивающего устройства условие минимума размаха вертикальных колебаний шпинделя.

Было исследовано влияние скорости вращения привода на состояние угловых зазоров. Установлено, что в случае близости частоты вращения к собственной частоте колебаний массы шпинделя на упругой подвеске уравнивающего устройства имеет место резонансная "раскачка" шпинделя, приводящая к раскрытию зазоров даже при точной настройке уравнивающего устройства. Поэтому выбор жесткости пружин подвески шпинделя при проектировании новых и реконструкции существующих уравнивающих устройств должен осуществляться из условия исключения возможности возникновения резонансных режимов.

При больших скоростях вращения привода (например, в последних клетях чистовой группы НШС, в чистовых клетях средне- и мелкосортных станков) наблюдается раскрытие угловых зазоров в результате действия сил инерции, вызванных смещением шпинделя в поле линейных зазоров в шарнирах.

Установлено, что причиной раскрытия угловых зазоров могут быть соударения между сухарем и лопастью универсального шарнира, происходящие в результате перемещений шпинделя в поле зазора по сухарю. Для устранения этого явления целесообразно предусматривать в конструкции шарниров шпинделя разгрузку

сухаря от передачи крутящего момента. Сопоставление результатов расчета процесса формирования зазоров при различной ориентации расточек в головках шарниров ( $\beta = 0$  и  $\beta = 90^\circ$ ) не выявило сколько-нибудь существенного влияния параметра  $\beta$  на состояние угловых зазоров.

На двухвалковом лабораторном стане I60 было проведено экспериментальное исследование процесса формирования зазоров в шпиндельном соединении. С этой целью была разработана и изготовлена аппаратура для измерения текущих значений углового зазора в шарнире шпинделя во время работы привода. В аппаратуре использованы индуктивные трансформаторные датчики, позволившие осуществлять замер зазора непосредственно в шарнире шпинделя. В ходе эксперимента осуществляли осциллографическую запись углового зазора в сочленении "шпиндель-рабочий валок", вертикальных перемещений центра масс шпинделя, а также сигнала отметчика оборотов шпинделя.

Результаты эксперимента подтвердили основные выводы, полученные в итоге теоретического исследования. В частности, был подтвержден вывод о существовании зависимости между состоянием зазоров в шарнирах и размахом вертикальных перемещений центра масс шпинделя. Таким образом, оказалось возможным предложить новый способ настройки шпиндельного устройства, обеспечивающий минимизацию зазоров. По этому способу, измеряя размах вертикальных колебаний центра масс шпинделя во время работы привода на холостом ходу, перемещают основание подпружиненной подпильниковой опоры шпинделя, находят такое положение основания, при котором размах становится минимальным, и фиксируют основание в этом положении. На способ настройки получено авторское свидетельство СССР.

В четв. этой главе описана новая конструкция шпиндельного устройства, обеспечивающая снижение динамических нагрузок в приводе прокатного стана.

Применяемые на современных прокатных станах конструкции шпиндельных устройств, как правило, не позволяют осуществить оптимальную настройку, обеспечивающую минимизацию зазоров в шарнирах шпинделя. Обычно в этих устройствах предусматривается лишь возможность грубой регулировки усилия, действующего на шпиндель. Указанный недостаток устранен в новой конструкции шпиндельного устройства, которая была разработана для чер-

новой клетки НИС 2000. Было предложено изменить конструкцию гидроцилиндра существующего уравнивающего устройства и дополнить его винтовым механизмом с электрическим приводом для регулировки положения основания подпружиненной опоры шпинделя по высоте. В устройстве предусмотрена защита винтового механизма, пружин опоры шпинделя и других элементов шпиндельного узла от перегрузок. На конструкцию шпиндельного устройства получено положительное решение по заявке на изобретение.

Описанное устройство было установлено на черновой клетки № 5 НИС 2000 НЛМЗ. Это дало возможность выполнять настройку по предложенному способу.

Для осуществления настройки по минимуму размаха вертикальных колебаний шпинделя была разработана и опробована специальная аппаратура, состоящая из индуктивного датчика перемещений шпинделя, детектора экстремумов, определяющего размах колебаний, и стрелочного индикаторного прибора.

С целью оценки эффективности предложенного способа настройки было выполнено экспериментальное исследование динамических нагрузок в линии привода клетки № 5 НИС 2000.

Эксперимент показал, что настройка шпиндельного устройства по минимуму размаха вертикальных колебаний шпинделя позволяет снизить динамические нагрузки на шпинделе в  $1,2 \div 1,4$  раза (коэффициент динамичности на шпинделе был снижен с  $2,2 \div 2,4$  до  $1,5 \div 1,8$ ). Сопоставление экспериментальных данных с расчетными зависимостями коэффициента динамичности от величины углового зазора свидетельствует о том, что угловой зазор в шпиндельном соединении при такой настройке был снижен с  $20 \div 25$  мрад до  $5 \div 10$  мрад.

Внедрение нового способа настройки шпиндельных устройств на стане 2000 НЛМЗ позволило повысить долговечность элементов приводов рабочих клеток и уменьшить расход запасных частей примерно на 30%. Годовой экономический эффект от внедрения способа настройки составляет 129,5 тыс. рублей.

Новое конструктивное решение шпиндельного устройства использовано также ВНИИМЕТМашем при разработке технического проекта приводов клеток чистовой группы полосового стана 560 московского металлургического завода "Серп и Молот". Для повышения эффективности работы уравнивающих устройств представляется целесообразным создание систем для автоматического

поддержания оптимальной настройки. В работе приведен возможный вариант алгоритма работы системы автоматической настройки

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель процесса формирования зазоров в шпиндельном соединении прокатного стана при работе привода на холостом ходу. Получены теоретические зависимости состояния зазоров в шпиндельном соединении от различных эксплуатационных факторов и конструктивных параметров шпиндельного устройства.

2. На основе теоретического анализа сформулированы требования к точности настройки шпиндельных устройств, а также требования по выбору их конструктивных параметров, позволяющие исключить возможность возникновения резонансных режимов и ограничить влияние поперечных перемещений в шарнирах на раскрытие угловых зазоров.

3. Теоретически обоснован, разработан и экспериментально проверен новый способ настройки шпиндельного устройства, обеспечивающий минимизацию зазоров в шарнирах шпинделя на холостом ходу.

4. Разработано и внедрено в эксплуатацию на черновой клети № 5 НПС 2000 НЛМЗ шпиндельное уравнивающее устройство новой конструкции, позволившее реализовать новый способ настройки. Предложенные конструктивные решения использованы также ВНИИМЕТМашем при разработке технического проекта приводов клетей чистовой группы полосового сталя 560 завода "Серп и Молот" (г.Москва).

5. Практическое внедрение способа настройки и устройства позволило снизить динамические нагрузки на шпинделе черновой клети НПС 2000 в 1,2+1,4 раза.

6. Разработана и опробована новая аппаратура для измерения текущих значений углового зазора в шарнире универсального шпинделя во время работы привода и аппаратура для настройки шпиндельного устройства.

7. Разработаны рекомендации по автоматизации настройки уравнивающих устройств шпинделей.

8. Экономический эффект от внедрения результатов работы составляет 129,5 тыс.рублей в год.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих

работах:

1. Филатов А.А., Восканьянц А.А. Математическая модель процесса формирования зазоров в шпиндельном соединении прокатного стана.- Известия ВУЗов. Машиностроение, 1981, № 10, с.92-96.

2. Яковлев Р.А., Восканьянц А.А., Филатов А.А. Минимизация зазоров в шарнирах шпинделя за счет его уравнивания.- Реф. сборник ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981, № 1-81-14.- Оборудование для прокатного производства, с.6-9.

3. Восканьянц А.А., Филатов А.А., Яковлев Р.А. Устройство для измерения углового зазора в шарнире универсального шпинделя.- Реф. сборник ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981, № 1-81-14.- Оборудование для прокатного производства, с.9-12.

4. Яковлев Р.А., Восканьянц А.А. Регулирование зазоров в линии привода и рабочей клетки прокатного стана.- Реф. сборник ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981, № 1-81-14.- Оборудование для прокатного производства, с.13-14.

5. А.с. 910247 (СССР). Способ настройки шпиндельного устройства /Белянский А.Д., Восканьянц А.А., Гарцман С.Д. и др.- Оpubл. в Б.И., 1982, № 9.

