М375298

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

На правах рукописи

ГУЛИДА ИВАН ИВАНОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ МНОГОПРОЛЕТНЫХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ПЕЧЕЙ И СИНТЕЗ ИХ МЕХАНИЗМОВ БЕЗ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

Специальность 05.02.18 – Теория механизмов, машин и автоматических линий

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва – 1981 г.

Работа выполнена на кафедре "Теория механизмов" Московского высшего технического училища им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Л.Н. РЕШЕТОВ

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор Э.А. ГОРОВ, кандидат технических наук Н.Е. ШАМАЙДЕНКОЯ

Ведущее предприятие – Волжский ордена Трудового Красного Знамени завод цементного машиностроения "ВОЛГОЦЕММАШ".

Защита состоится "27" апреля 1981 г. на заседании Специализированного Совета К053.I5.II "Машиностроение" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им. Н.Э. Баумана по адресу: Москва, I07005, 2-я Бауманская ул., д. 5.

С диссерта

МВТУ им. Н.Э. Ба

Авторефера

УЧЕНЫЙ СЕК
СПЕЦИАЛИЗИРОВА
К.Т.Н., Д

М375298

НА НЕ ВЫДАЕТ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Увеличение мощностей в одном агрегате вращающейся печи привело к значительному повышению нагрузки на одну опору. Неточности изготовления и монтажа деталей вращающейся печи, а также их тепловых деформации, при наличии в конструкции избыточных связей, являются причиной неравномерного распределения нагрузки по опорам и вдоль контактных линий опорных роликов, а это ведет к выходу из строя опорных роликов, появлению трещин на корпусе печи, разрушению огнеупорной футеровки. В связи с этим анализ причин, вызывающих перегрузки, и разработка конструкции с равномерным распределением нагрузки является актуальной.

Цель работы. Изыскание путей повышения надежности и долговечности работы мощных вращающихся печей, создание принципиально новых конструкций опор, способных непрерывно самоустанавливаться в процессе работы, анализ их структурных и кинематических особенностей, влияющих на точность самоустановки, разработка методики расчета и исследование влияния сил трения на точность самоустановки.

М375298

Методы исследований. Структурный анализ механизмов на избыточные связи проведен по методике проф. Л.Н. Решетова, геометро-кинематические и силовые исследования проводятся на основе общей теории механизмов и машин с использованием ЭЦВМ. Экспериментальные исследования механизмов без избыточных связей и при их наличии проводились на специально изготовленной установке.

Научная новизна. В работе исследуются причины преждевременного разрушения опорных роликов, огнеупорной футеровки, корпуса печи, выявляются пути совершенствования конструкции вращающейся печи.

Предложены и исследованы новые схемы механизмов опирания. На конструкции опор получены авторские свидетельства № 573701 (опубл. в Б.И., 1977, № 35) и № 469035 (опубл. в Б.И., 1975, № 16) совместно с проф. Л.Н. Решетовым. Исследуются гидравлические, пневматические и рычажные уравнительные механизмы, определяются потери на трение при самоустановке и выявляются пути их уменьшения.

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1375298
Гулида И.И.Исследование по

МГТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Практическая ценность. На основе проведенных исследований разработана инженерная методика расчета самоустанавливающихся механизмов опирания, определены рациональные параметры для их проектирования. Результаты экспериментальных исследований указывают на высокую эффективность применения самоустанавливающихся опор.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на:

1. Научном семинаре отдела № 12 Института электро-сварки им. Е.О. Патона, 25.10.71 г.
2. Расширенном техсовете Семипалатинского цемзавода, 11.02.72 г.
3. Техническом совещании производственного объединения "Воскресенскцемент", 13.09.72 г.
4. Научном семинаре кафедры "Теория механизмов" МВТУ им. Баумана в 1972, 1975, 1976 и 1981 г.г.
5. Техническом совещании института ВНИИцеммаш, 30.10.80 г.

Объем работы. Работа состоит из введения, 5 глав и общих выводов, изложена на 168 страницах машинописного текста, содержит 61 рисунок, 16 таблиц и список литературы из 76 наименований.

В первой главе рассмотрен структурный анализ механизмов агрегата вращающейся печи, выявляются вредные избыточные связи в схемах этих механизмов.

Как показывает опыт, наиболее эффективным средством, способствующим благоприятному распределению нагрузок и их выравниванию, является принадлежащая проф. Л.Н. Решетову идея конструирования механизмов без избыточных связей. Наличие избыточных связей в механизме приводит к снижению его работоспособности и долговечности. Повышенная точность изготовления и монтажа удорожает стоимость механизма, однако, не всегда обеспечивает его работоспособность. Избежать этого недостатка можно путем устранения вредных избыточных связей в механизмах.

Высокая работоспособность механизмов без избыточных связей при повышенных значениях допусков на изготовление и монтаж их звеньев объясняется тем, что компенсация погрешностей изготовления и монтажа таких механизмов происходит за счет повышенного числа подвижностей кинематических пар механизма, а не за счет деформации звеньев.

Высокие темпы развития цементной промышленности и быстрое наращивание мощностей цементных заводов в отечественной промышленности тесно связаны с совершенствованием конструкций вращающихся печей. В последние годы эта задача решается путем повышения производительности вращающихся печей за счет увеличения геометрических размеров и улучшения их тепловой работы.

Анализ вращающейся печи и ее механизмов показал, что они сконструированы с наличием большого числа избыточных связей. Так, для семиопорной печи размером 5хI85 и по формуле А.П. Малышева будем иметь

$$q = W - 6(n-1) + \sum_{i=1}^{5} i\, p_i = 16 - 6(16-1) + 5 \cdot 14 + 2 \cdot 14 = 24$$

где q – число избыточных связей; W – подвижность механизма (W = I6: вращение и поступательное перемещение корпуса печи, а также местные подвижности – проскальзывание каждого из I4 опорных роликов); n – число звеньев (n = I6: корпус печи, I4 опорных роликов и стойка); p_5 – число кинематических пар 5-го класса (p_5 = I4, каждый опорный ролик в корпусах подшипников); p_2 – число кинематических пар 2-го класса (p_2=I4, каждый опорный ролик с бандажом).

Кинематическая пара "опорный ролик – бандаж" отнесена к 2-му классу с линейчатым контактом.

Избыточные связи превращают данный механизм в статически неопределимый, для которого весьма малые, по сравнению с размерами печного агрегата, отклонения оси печи от ее идеального положения вызывают значительные изменения нагрузки на опорные ролики, а значит и напряжений в частях конструкции.

Однако фактическую величину этой перегрузки не определяют, так как до сих пор еще не созданы соответствующие приборы и не разработана методика их определения.

Большинство аварий происходит в период разжига печей после ремонта. В зоне обжига и теплообменных устройств нагрев корпуса печи и бандажей происходит значительно быстрее, и перепад температур между соседними бандажами достигает 150 - 200°С, особенно в зимнее время при низкой температуре наружного воздуха.

Осуществленные заводом "Волгоцеммаш", по предложению и разработкам группы сотрудников Института электросварки им. Е.О. Патона под руководством Лауреата Ленинской премии доктора технических наук Г.В. Раевского, на опытной семиопорной печи размером 5х185 м Себряковского завода, опоры на воздушной подушке значительно улучшают условия работы корпуса печи, опорных роликов. Однако эти опоры были сконструированы с наличием избыточных связей и потому не обеспечивали равномерного распределения удельных давлений по длине контактных линий ролика и бандажа.

Во второй главе исследовано влияние весьма малых углов перекоса (до 40 минут) осей роликов по отношению к оси бандажа.

Принимая эллипсоидальный закон распределения давления по площадке контакта и пользуясь общепринятыми упрощениями, получены выражения для определения величины коэффициента неравномерности распределения удельного давления по длине контактных линий опорного ролика и бандажа при перекосе их осей в нормальной плоскости (нормальной названа плоскость, в которой расположены нормали соприкасающихся цилиндров)

$$\left.\begin{aligned} \theta_{нр} &= 1 + \frac{0{,}5\, L\, C\, \Psi}{q_{ср}} \leq 1{,}5 \\ \theta_{нр} &= L \cdot \sqrt{\frac{3\, C\, \Psi}{2\, P}} \geq 1{,}5 \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где L – длина более короткого из соприкасающихся цилиндров;

C – коэффициент удельной жесткости;

Ψ – угол перекоса осей соприкасающихся цилиндров;

$q_{ср}$ – среднее значение удельного давления;

$$q_{ср} = \frac{P}{L} \qquad (3)$$

где P – нормальное усилие между контактирующими цилиндрами

$$\theta_{нр} = \frac{q_{max}}{q_{ср}} \qquad (4)$$

Исследования показали, что при перекосе осей роликов в нормальной плоскости всего лишь на угол в 2 минуты, в наиболее нагруженной части ролика и бандажа удельные давления увеличиваются вдвое, в то время как при перекрещивании осей в плоскостях, параллельных касательной плоскости (плоскость, перпендикулярная нормальной плоскости и проходящая через линию контакта ролика и бандажа), на угол, равный 64 минутам, аналогичные удельные давления увеличиваются только в полтора раза.

В связи с этим необходимо избегать перекосов осей в нормальной плоскости.

В третьей главе исследуется влияние погрешностей изготовления и монтажа, а также неравномерного нагрева корпуса печи по длине на распределение нагрузок по опорным роликам. Использованием универсального уравнения упругой линии получено выражение, позволяющее с помощью ЭЦВМ решать задачи по определению нагрузок на ролики при различном их положении по высоте для вращающейся печи постоянной жесткости с большим числом участков.

$$\sum R_{ij} Y_j = S_i + EJ_x y_i \qquad (5)$$

где $i = I, 2, 3 \ldots, m$; $j = I, 2, 3 \ldots, m$;

m – число неизвестных силовых факторов;

EJ_x – жесткость балки;

y_i – прогиб балки в точке приложения i -го неизвестного силового фактора;

R_{ij}, S_i – коэффициенты, зависящие от геометрических и силовых параметров балки;

Y_j – неизвестные силовые факторы.

$$R_{ij} = \frac{1}{6}\left[\frac{(l_B - l_{yj})^3 - (l_A - l_{yj})^3 - (l_B - l_{yj})(l_B - l_A)^2}{l_B - l_A} \cdot (l_A - l_{yi}) - \right.$$

$$-(l_A-l_{vj})^3+(l_{vi}-l_{vj})^3\Big]\;; \qquad (6)$$

$$S_i=\frac{1}{6}\sum_{j=1}^{n}Q_j\Big[\frac{(l_B-l_{oj})^3-(l_A-l_{oj})^3-(l_B-l_{oj})(l_B-l_A)^2}{l_B-l_A}\cdot$$

$$\cdot(l_A-l_{vi})-(l_A-l_{oj})^3+(l_{vi}-l_{oj})^3\Big]+$$

$$+\frac{1}{24}\sum_{j=1}^{k}q_j\Big[\frac{(l_B-l_{qj})^4-(l_A-l_{qj})^4-4\big(l-l_{qj}\big)\big(l_B-\frac{l+l_{qj}}{2}\big)(l_B-l_A)^2}{l_B-l_A}\cdot$$

$$\cdot(l_A-l_{vi})-(l_A-l_{qj})^4+(l_{vi}-l_{qj})^4\Big]. \qquad (7)$$

Здесь Q_j – сосредоточенные силы;

q_j – равномерно распределенные нагрузки;

n – число сосредоточенных сил;

l_{vi}, l_{vj} – часть длины балки от начала координат (за начало координат принята крайняя левая точка балки) до сечения, где приложен i-й; j-й неизвестный силовой фактор;

l_{oj} – то же, для сосредоточенных сил;

l_A, l_B – то же, для реакций базовых опор (за базовые приняты опоры, наиболее удаленные от начала координат);

l_{qj} – часть длины балки от начала координат до сечения начала приложения j-й равномерно распределенной нагрузки;

l – общая длина балки.

Результаты расчётов для семиопорной вращающейся печи размером 5х185 м показали, что существенное влияние на нагрузку опорного ролика оказывает изменение положения его самого по высоте, а также двух соседних роликов справа и двух слева. Влияние положения остальных роликов незначительно (для отклонений положения ролика, не приводящих к разрыву контакта между бандажом и роликом). Величина нагрузки, например, на ролик опоры № 3 (начало нумерации опор принято со стороны холодного конца) при изломе оси печи (отклонении оси вращения от геометрической оси печи в сечении расположения опоры) всего лишь на

5 мм, колеблется от 800до 2920 кНпри расчётном ее значении 1860 кН Фактические изломы оси печи могут достигать 10 мм и более, что ведет к значительным колебаниям нагрузки за один оборот корпуса печи. В своем максимуме эти нагрузки могут превышать допустимые значения.

При оценке степени влияния неконцентричной посадки бандажа на корпус, искривления оси печи можно пользоваться выражением, характеризующим изменение нагрузки на опорный ролик за один оборот

$$P_{\varphi i} = P_{oi}\left[1 - \sum_{j=1}^{m} k_{ij}\, e_j \cos(\varphi_j + \varphi \pm \beta)\right] \qquad (8)$$

Здесь верхний знак для левого опорного ролика и нижний – для правого (вращение против стрелки часов);

P_{oi} – усилие на i -тый ролик при отсутствии погрешностей изготовления и монтажа;

β – угол, под которым расположены опорные ролики относительно центра бандажа;

e_j – отклонение оси печи j -ой опоры от идеального положения;

φ – угол поворота корпуса печи;

φ_j – угол смещения излома оси печи на j -ой опоре по отношению к линии отсчёта;

k_{ij} – коэффициент, характеризующий изменение нагрузки на i – тый ролик при отклонении оси печи на j -ой опоре от ее идеального положения на один мм.

Величина его может быть определена из выражения

$$k_{ij} = \frac{P_{yj} - P_{oi}}{P_{oi}\, y_i} \qquad (9)$$

где P_{yj} – величина усилия на j -ый ролик при отклонении оси i -го бандажа от идеального положения на величину, равную y_i мм.

Для оценки влияния эллипсности бандажей получено выражение

$$P'_{\varphi i} = P_{oi}\left\{1 \pm \sum_{j=1}^{m} k_{ij}\left[a_j \sin\beta \sin 2(\varphi'_j + \varphi) \mp b_j \cos\beta \cos 2(\varphi'_j + \varphi)\right]\right\} \qquad (10)$$

Здесь $a_j = 2\delta_j \cos\beta$

δ_j – полуразность наи большего и наименьшего радиусов j -го бандажа

$$b_j = (R_j + r_j + 2\delta_j)\sqrt{\cos^2\beta - 2\frac{\delta_j}{R_j + r_j}} - (R_j + r_j)\cos\beta;$$

R_j, r_j – радиус бандажа и ролика соответственно.

Результаты количественной оценки показали, что нагрузки на отдельные ролики могут значительно превышать допустимые значения даже при довольно точном изготовлении звеньев и механизмов печного агрегата.

Четвертая глава посвящена экспериментальному исследованию влияния структуры механизмов вращающейся печи на потери мощности привода.

Если для малых печей потребляемая электроприводом мощность во время их ввода в эксплуатацию характеризует качество монтажа печного агрегата, то для крупногабаритных колебание потребляемой мощности не только в период пуска, но и в установившемся режиме характеризует степень совершенства механизмов печного агрегата, с точки зрения их структуры.

При колебаниях нагрузки на цапфы опорных роликов около среднего значения будет изменяться и величина коэффициента трения скольжения в цапфах. Особенно сильно возрастает его значение при чрезмерных перегрузках, приводящих к переходу от жидкостного трения к граничному и далее – к сухому.

Будет меняться и среднее значение коэффициента трения для всех опорных роликов в течение одного оборота корпуса печи в зависимости от распределения нагрузки между опорными роликами.

$$f_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{k} f_i}{k}$$

Здесь f_j – мгновенный коэффициент трения скольжения в цапфах j -го опорного ролика;

k – число опорных роликов.

Перегрузка опорных роликов из-за искривления оси корпуса печи (или других причин) способствует выдавливанию смазки, а

значит и увеличению мощности на преодоление сил трения скольжения вследствие изменения значения коэффициента трения.

Целью проведенного эксперимента является практическое подтверждение зависимости величины колебания мощности привода и среднего значения потребляемой мощности от структуры конструкции печного агрегата (наличия избыточных связей). С этой целью была спроектирована и изготовлена модель вращающейся печи на 8 опорных роликах. Привод установки осуществляли от балансирного электродвигателя (N = 600 Вт, n = 1410 об/мин) через червячный редуктор. На крайних опорах ролики установлены стационарно, а на средних применялись самоустанавливающиеся подпружиненные ролики, нагрузка на которые устанавливалась путем определенной величины сжатия пружин. Для доведения среднего значения удельной нагрузки на вкладыш подшипников опорных роликов до величины, соответствующей значениям на промышленных установках (25 МН/м^2), осуществляли нагружение модели с помощью пластинчатых пружин.

Запись мощности осуществляли при упругих средних опорах и при всех опорах жестких. Полученные в результате эксперимента осциллограммы сравнивались при одинаковом среднем значении нагрузки на вкладыши опорных роликов.

Измерение мощности электроприводов, проведенные на моделях вращающихся печей, свидетельствуют, что амплитуда колебания мощности за один оборот печи при отсутствии избыточных связей значительно меньше, чем при их наличии. Среднее значение потребляемой мощности на 17% ниже при отсутствии избыточных связей.

В главе У дано описание схем вращающихся печных агрегатов и механизмов опирания печи, в которых отсутствуют вредные избыточные связи.

Для вращающейся печи с приводом через зубчатый венец предлагается схема, по которой корпус печи опирается на четыре базовых опорных ролика и остальные самоустанавливающиеся ролики постоянной нагрузки. За базовые приняты опора у привода и крайняя опора холодного конца печи, где расположены уплотнительные устройства.

В главе рассмотрены различные варианты конструкций само-

устанавливающихся опорных роликов: ролики с горизонтальным и ролики с наклонным расположением опорных рам и упругих элементов, опорные ролики, воспринимающие радиальное и осевое усилие корпуса печи, и ролики, воспринимающие только радиальное усилие. Здесь же рассматриваются условия самоустановки при различных отклонениях размеров и формы корпуса печи. Приводится подробный расчёт усилий в кинематических парах и дается количественная оценка влияния сил трения на самоустановку механизма опорных роликов на примере мощной современной печи размером 5х185 м.

Теоретический анализ и наблюдения на моделях показали, что точная самоустановка ролика вдоль линии контакта возможна только в том случае, когда парные ролики соединены между собой подвижно, и эта подвижность обеспечивает независимый поворот каждого ролика вокруг оси, перпендикулярной нормальной плоскости (нормальной названа плоскость, в которой лежат нормали соприкасающихся цилиндров вдоль линии контакта) и наименее удаленной (по условиям габарита подшипников) от середины линии контакта. Только при такой схеме для самоустановки не требуется проскальзывание вдоль линии контакта, чего фактически никогда не происходит ввиду чрезвычайно больших сил трения в контакте, вызываемых огромными нагрузками на ролик.

Весьма перспективной является конструкция вращающейся печи, у которой все опорные ролики самоустанавливающиеся постоянной нагрузки, а привод осуществляется через опорные ролики. Расчёты и наблюдения показали, что привод целесообразно осуществлять через опорные ролики, которые накатывают корпус печи на себя, так как в этом случае запас сцепления фрикционной пары бандаж-ролик повышается в связи с некоторым увеличением радиальной нагрузки на ведущий ролик. При ведущем ролике, отталкивающем с себя корпус печи, запас сцепления в контакте понижается, а это может привести к пробуксовке.

Следует отметить, что в приводах через опорные ролики целесообразно использовать гидромоторы. Гидравлический привод обеспечивает широкий диапазон скоростей с бесступенчатым их регулированием, однако, пожарная опасность затрудняет условия его эксплуатации, что является тормозом внедрения гидропривода.

Здесь же рассматриваются рычажные, гидравлические и пневматические уравнительные устройства, позволяющие распределять нагрузку между роликами, расположенными в один ряд в заданном отношении. Дается количественная оценка влияния сил трения на точность самоустановки и приводятся рекомендации по выбору оптимальных параметров уравнительных систем.

Настоящее исследование показывает, что даже в труднейших случаях, т.е. при исключительно длинных и самых жестких корпусах печей, рациональное распределение нагрузок по опорным роликам может быть осуществлено весьма простыми средствами.

В Ы В О Д Ы

Коротко выводы из теоретических расчётов и экспериментальных исследований могут быть сформулированы следующим образом:

I. Совершенствование конструкции мощных печных агрегатов возможно преимущественно за счёт ликвидации избыточных связей, т.е. путем устранения статической неопределимости.

2. Даже весьма малые перекосы осей опорных роликов в нормальной плоскости ведут к сильному повышению удельных давлений по контактным линиям ролика и бандажа для статически неопределимой конструкции печного агрегата.

3. Ужесточение допусков на изготовление и монтаж печного агрегата не гарантирует рационального распределения нагрузок по опорным роликам ввиду нестационарности теплового режима печи.

4. Колебание мощности, потребляемой электроприводом статически определимой конструкции вращающейся печи, за ее один оборот значительно ниже, чем в аналогичной статически неопределимой конструкции. Среднее значение мощности, потребляемой электроприводом статически определимой конструкции печного агрегата, на I0-I7% ниже, чем у подобной статически неопределимой конструкции.

5. Статическая определимость вращающейся печи обеспечивает стабильность нагрузки на опоры, что увеличивает срок их службы и позволяет применять подшипники качения взамен подшипников скольжения. За счёт уменьшения циклических деформаций корпуса печи повышается срок службы огнеупорной футеровки, сокращаются ремонтные простои агрегата.

6. Применение самоустанавливающихся опорных роликов с заданным значением воспринимаемой ими нагрузки позволяет осуществлять привод корпуса печи через опорные ролики.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

I. Гулида И.И. О влиянии перекосов осей опорных роликов вращающихся печей на величину удельной нагрузки по контактным линиям. – Известия ВУЗов. Машиностроение, 1971, № 7, с. 45–50.

2. Гулида И.И. Структура вращающейся печи и надежность ее работы. – Известия ВУЗов. Машиностроение, 1971, № 8, с. 47–49.

3. Гулида И.И. Влияние неточного расположения опор многопролетных вращающихся печей. – Известия ВУЗов. Машиностроение, 1972, № 10, с. 50–53.

4. Гулида И.И. Рациональный способ установки опорных роликов. – Цемент, 1972, № 9, с. 12–13.

5. Гулида И.И. Влияние неконцентричной посадки бандажей вращающихся печей на величину усилий на опорные ролики. – Строительные и дорожные машины, 1975, № 11, с. 34–35.

6. Решетов Л.Н., Гулида И.И. Самоустанавливающаяся опора вращающейся печи. – Известия ВУЗов. Машиностроение, 1976, № 2, с. 183–186.

7. Решетов Л.Н., Гулида И.И. Автоматическое выравнивание нагрузок на опоры вращающихся печей. – Механизация и автоматизация производства, 1976, № 6, с. 18–20.

8. А.С. 469035 (СССР) Роликоопора вращающейся печи /Л.Н. Решетов, И.И. Гулида. – Опубл. в Б.И., 1975, № 16.

9. А.С. 573701 (СССР) Роликоопора вращающегося барабана /И.И. Гулида. – Опубл. в Б.И., 1977, № 35.

10. Гулида И.И. Роликовые опоры вращающихся печей и транспортных барабанов. – В кн.: Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. – М.: Машиностроение, 1979, – 334 с.

Л-85898 от 3/Ш-81 г. объем 0,75 п.л. зак. 229 тир. 100 экз.

Типография МВТУ им. Баумана

МВТУ
им. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА