

ной природы к универсальному формату. Задание массива данных в виде совокупности параметров, привязанных к узлам создаваемой исследователем сетки, которая покрывает исследуемую область, позволяет распространять на поля различного происхождения операции вычитания, суммирования (интегрирования по областям или под областям), а также любые другие операции. Этот формат, отделенный от форматов данных эксперимента и численных исследований, можно трактовать как некоторый „экран”, на который проецируются два потока информации („ E ” и „ N ”). При этом данный носитель информации по структуре формально независим от структуры носителей „ E ”, „ N ”. Указанные особенности позволяют абстрагироваться от технологии проведения численных и экспериментальных исследований в каждом конкретном случае, а также распространить на задачу минимизации функционала несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований классических методов математического программирования. Предложенная технология „зашивания” нерегулярностей геометрической формы позволяет привести все операции на поверхностях исследуемых объектов к операциям с односвязными областями. Таким образом, предложенные подходы обеспечивают приведение исходной задачи к ряду задач, технология решения которых достаточно отработана.

Заключение. В статье разработан единый подход к расчетно-экспериментальному исследованию тел с регулярными системами вырезов. При этом можно сделать выводы:

1. Разработанная обобщенная математическая модель для исследования прочностных и жесткостных характеристик тел с регулярными системами вырезов соединяет все этапы от составления систем уравнений до сравнения численных результатов с экспериментальными данными

2. Задача синтеза достоверных конечно-элементных моделей ТРСВ на основе „парциальных” критериев получила полную математическую формализацию.

3. Достоверность расчетных моделей ТРСВ обеспечивается соединением преимуществ метода конечных элементов и метода спекл-голографической интерферометрии: путем сравнения полей различного происхождения (причем каждый из методов – МКЭ и МСГИ – обладает высокой точностью и широкими возможностями) удается замкнуть цикл расчетно-экспериментальных исследований, получив не только конкретные результаты для конкретной задачи, но также достоверную численную модель.

4. Разработанные методы автоматизированного перевода графического портрета деформирования элементов сложных механических систем в численный формат данных обладают свойствами устойчивости и обеспечения плавности получаемых при расшировке полей искомых функций.

5. Конкретизация функционала несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований, проведенная в работе, позволяет получить численную характеристику при сравнении полей перемещений точек элементов сложных механических систем.

6. Разработка единого формата данных для вычисления функционала несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований да-

ет возможность удобного и точного его вычисления.

7. Модифицированные методы минимизации функционала позволяют экономно, с достаточной универсальностью и гарантированностью произвести поиск параметров, обеспечивающих высокое качество расчетных моделей исследуемых объектов.

8. Метод „регуляризации” формы тел с большим количеством отверстий, пазов, выборок позволяет формально перейти к сравнению распределения искомых величин в односвязной области.

Таким образом, предложенный в работе подход после формализации основных этапов исследований при помощи соответствующего математического аппарата реализован в виде конечного числа задач, методы решения которых приведены выше.

Список литературы: 1. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Глуценко Е.В., Ткачук Г.В.* Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – Харьков: НТУ „ХПІ”, 2004. – № 2. – С. 85-96. 2. *Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А.* Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения // Механіка та машинобудування. – 2005. – № 1. – С.184-194. 3. *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Четурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 4. *Вест Ч.* Голографическая интерферометрия. – М.: Мир, 1982. – 504 с. 5. *Лурье А.И.* Теория упругости. – М.: Наука, 1970. – 940 с. 6. *Кравчук А.С.* К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров // Прикл. мат. и мех. – 1977. –Т.41. – Вып.2. – С.329–337. 7. *Кравчук А.С.* Постановка задачи о контакте нескольких деформируемых тел как задачи нелинейного программирования // Прикл. мат. и мех. – 1978. – Т.42. – Вып.3. – С.466–474. 8. *Кравчук А.С., Сурьяков В.А.* Численное решение геометрически нелинейных контактных задач. // Доклады АН СССР, 1981. –Т.259. –№6.– С.1327–1329. 9. *Зенкевич О.К.* Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

Поступила в редколлегию 10.03.2009

УДК 621.01:539.3

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, канд. техн. наук, нач. бюро,
В.А. ШКОДА, канд. техн. наук, нач. бюро,
Л.Е. ПОЛЕТУН, гл. конструктор ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,
Т.В. ПОЛИЩУК, зам. генерального директора ОАО „Азовобщешаш”, г. Мариуполь

РАСЧЕТЫ МЕХАНИЗМОВ НАКЛОНА ДУГОВЫХ СТАЛЕПЛАВИЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

Наведено короткий опис конструкцій дугової сталеплавильної печі, вимоги, що пред'являються до механізму її нахилу, а також приклади розрахунків, що виконуються при проектуванні механізму

Short description of construction of arc steel-smelting furnace, requirements produced to the mechanism of its inclination and also examples of calculations executable at design of mechanism of inclination of arc steel-smelting furnace are resulted.

Краткое описание конструкции дуговой сталеплавильной печи. В производстве качественной стали ведущая роль принадлежит электросталеплавильному производству. Основными плавильными агрегатами в современных сталеплавильных цехах являются дуговые сталеплавильные печи (ДСП). Емкость печей составляет от 0,5 до 360 т. Наиболее крупная печь, спроектированная и изготовленная в странах СНГ, имеет емкость 200 т. Общий вид ее представлен на рис. 1. Конструкции печей большой емкости (свыше 50 тонн) во многом сходны.

Корпус печи 1 состоит из стального кожуха цилиндрической формы с днищем в виде сферического сегмента. Внутренняя поверхность кожуха и днища футерованы огнеупорным кирпичом. В кожухе печи имеются рабочие окна 2 для загрузки ферросплавов, заправки печи и скачивания шлака, а также выпускное отверстие со сливным носком 3 для слива металла. Корпус печи установлен на восьми тумбах на люльке 4. Плавильное пространство сверху накрывается сводом 5, который подвешен к полупорталу 6. Полупортал жестко соединен с шахтой 7, в которой перемещаются три подвижные колонны электрододержателей 9. Шахта с полупорталом установлена на поворотной тумбе. К дугообразной части поворотной тумбы крепится зубчатый сегмент, в зацепление с которым входит зубчатая пара отворота свода. В центральной части полукруга поворотная тумба опирается на опорно-поворотную ось, а по периферии имеет ряд роликов, которые при отвороте свода катятся по кольцевому рельсу, закрепленному на платформе люльки печи. Люлька имеет два опорных сектора, которыми опирается на фундаментные балки 10.

Для обеспечения плавки электропечь обслуживают такие основные механизмы: зажима электродов, перемещения электродов, подъема свода, поворота полупортала, поворота корпуса. Имеются также вспомогательные механизмы для открывания заслонки рабочих окон и др. Для наклона печи с целью скачивания шлака или слива металла печь имеет специальный механизм – механизм наклона. Составными частями механизма наклона являются

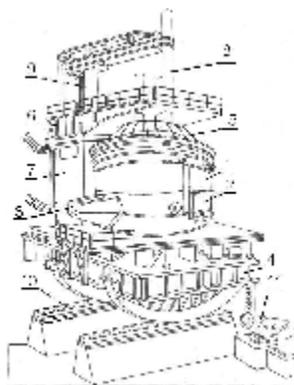


Рис. 1. Печь ДСП-200:

- 1 – корпус; 2 – рабочее окно;
- 3 – сливной носок; 4 – люлька;
- 5 – свод; 6 – полупортал; 7 – шахта;
- 8 – электрод; 9 – электрододержатель; 10 – фундаментная балка; 11 – привод механизма наклона

опорная конструкция печи (люлька) и привод 11. Механизм наклона данной печи является нижним с электромеханическим приводом.

Механизмы наклона по расположению относительно корпуса печи подразделяются на боковые и нижние. Боковые механизмы наклона применяются в печах малой емкости (до 12 т). В печах средней (12-50 т) и большой (свыше 50 т) емкости применяются нижние механизмы наклона. Пример бокового механизма наклона показан на рис. 2. Приводы механизмов наклона выполняются как электромеханические, так и гидравлические.

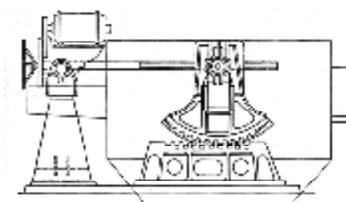


Рис. 2. Боковой механизм наклона печи малой емкости (кожух печи изображен тонкими линиями)

Требования, предъявляемые к механизму наклона ДСП.

Из рис. 1 видно, что практически вся конструкция ДСП и ее механизмы устанавливаются на люльке. Поэтому механизм наклона является одной из самых ответственных частей печи. Он должен быть надежным и долговечным и обеспечивать регулируемый плавный наклон корпуса на требуемый угол с соответствующей скоростью. Обычно угол наклона для слива металла в ковш составляет 40–45° (в сторону сливного носка), а для скачивания шлака – 10–15° (в сторону рабочего окна). В печах с эркерным выпуском, которые в последние годы получили широкое распространение, величина этого угла меньше: около 20° и 10° соответственно. С целью максимального сокращения маневрирования ковшом при сливе металла или скачивании шлака отклонение конца сливного носка при наклоне корпуса печи должно быть по возможности минимальным. Важнейшим требованием к механизму наклона является невозможность самопроизвольного опрокидывания печи при наклоне. Как и ко всем металлоконструкциям, к платформе и опорным секторам люльки предъявляются требования прочности, жесткости при минимальной металлоемкости.

Виды расчетов, выполняемых при проектировании механизма наклона ДСП.

Очевидно, что удовлетворение перечисленных выше требований возможно только на основе комплекса расчетов, по результатам которых на стадии проектирования принимаются оптимальные технические решения для каждого элемента механизма. Основными расчетами, выполняемыми при проектировании механизмов наклона ДСП, являются расчеты по определению координат центра масс печи, кинематический, силовой и прочностной расчеты. К настоящему времени базовые положения для возможности выполнения необходимых расчетов при проектировании механизмов наклона печей разработаны. Они содержатся в учебной литературе по металлургическим специальностям, в статьях периодических изданий и сборников научных трудов, в проектах ведущих предприятий по проектированию электротермического оборудования – Всесоюзного научно-исследовательского и проектно-технологического института электротермического оборудования (ВНИИЭТО), г. Москва, и Специального конструкторского бюро Новосибирского завода электротермического оборудования (СКБ НЗЭТО),

ныне ОАО „Сибэлектротерм“, в частности, в работах [1-15].

Определение координат центра масс печи. Основой правильного расчета механизма наклона является верное определение координат центра масс печи. При проектировании необходимо определение всех трех координат: вертикальной и горизонтальных: продольной и поперечной. Определение координат производится по формулам статики

$$X_c = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i}, \quad Y_c = \frac{\sum m_i \cdot y_i}{\sum m_i}, \quad Z_c = \frac{\sum m_i \cdot z_i}{\sum m_i},$$

где m_i – масса i -го элемента печи; x_i, y_i, z_i – координаты центра его массы (обычно x – продольная, y – поперечная, z – вертикальная).

Расчет выполняется дважды: предварительный – для разработки конструкции механизма наклона, и окончательный, когда механизм наклона спроектирован и известны массы всех его узлов и деталей.

Координаты центра масс печи не являются неизменными величинами. Они зависят от количества металла в печи, от материала футеровки и степени ее износа, от положения электродов, степени их окисления. Наиболее значительно в процессе работы изменяется координата центра масс по вертикали. Эта же координата в наибольшей степени влияет на устойчивость печи от опрокидывания. Для обеспечения устойчивости от опрокидывания необходимо, чтобы центр масс порожней печи располагался ниже центра кривизны опорных секторов. Весьма желательно, чтобы это условие выполнялось как для порожней, так и для загруженной печи.

Положение центра масс печи по вертикали необходимо определять для следующих условий:

- 1) новая футеровка, печь без металла, электроды максимальной длины находятся в крайнем верхнем положении;
- 2) то же, электроды максимальной длины – в крайнем нижнем положении;
- 3) то же, электроды минимальной длины – в крайнем верхнем положении;
- 4) то же, электроды минимальной длины – в крайнем нижнем положении;
- 5) условие 1 для печи с металлом;
- 6) условие 2 для печи с металлом;
- 7) условие 3 для печи с металлом;
- 8) условие 4 для печи с металлом;
- 9 – 16) условия 1 – 8, но для печи с максимальным износом футеровки.

По поперечной оси положение центра масс определяется для печи с металлом, без металла, без футеровки. Для печей с отворачивающимся сводом эти расчеты выполняются для каждого крайнего положения свода. Изменение положения центра масс вдоль продольной оси в основном происходит при сливе металла вследствие наклона печи и уменьшении массы металла. Это изменение определяется для ряда значений углов наклона.

Кинематический расчет. Кинематический расчет предполагает определение перемещений или изменений координат точек конструкции печи при ее наклоне. Наибольший практический интерес представляют величины продоль-

ного перемещения конца сливного носка печи, вертикального и продольного перемещений точек крепления реек (гидроцилиндров) привода наклона к корпусу печи, продольных и вертикальных перемещений крайних точек платформы люльки. Траектории этих точек зависят от типа опорной конструкции печи. По виду траектории конца сливного носка печи механизмы наклона делятся на механизмы с движением по окружности, по циклоиде, по эпициклоиде и по вертикали. Схемы таких механизмов представлены на рис.3.

Формулы для горизонтального перемещения конца сливного носка следующие:

- при движении по окружности $l = R(\cos a_1 - \cos a_2)$;
- при движении по циклоиде $l = R_1(\cos a_1 - \cos a_2) - pR_2 a$;
- при движении по эпициклоиде $l = R_1(\cos a_1 - \cos a_2) - 2R_2 \sin a/2$;
- при движении по вертикали $l = 0$.

Обозначения величин понятны из рис. 3. Очевидно, эти формулы справедливы также и для определения перемещений любой другой точки конструкции печи, жестко связанной с опорными сегментами.

Силовой расчет. Силовой расчет механизма наклона заключается в определении величин моментов и усилий, необходимых для наклона печи на требуемый угол. Для выполнения расчета составляется уравнение равновесия печи в виде равенства суммы опрокидывающих моментов моментам сил, создаваемым на зубчатых рейках или на штоках гидроцилиндров при наклоне печи. Опрокидывающие моменты создаются массовыми силами конструкции печи и жидкого металла. К ним также относят моменты сил трения и сил сопротивления при перекачивании опорных секторов люльки по фундаментным балкам или по роликам. Схемы для определения опрокидывающих моментов приведены на рис. 4 для

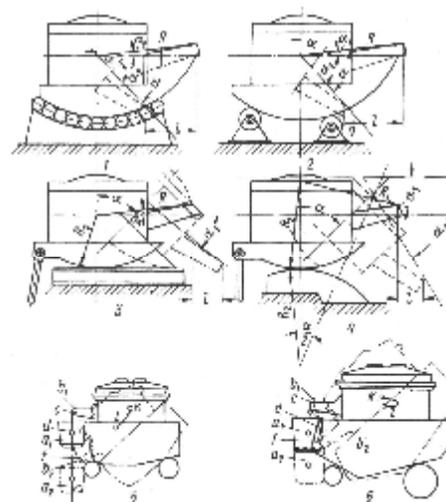


Рис. 3. Схема механизма наклона и траектория конца сливного носка: 1 и 2 – окружности; 3 – циклоида; 4 – эпициклоида; 5 и 6 – вертикали; a_1 и a_2 – положения ковша в начале и конце слива металла; b_1 и b_2 – положения конца сливного носка в начале и конце слива металла; $c - d - f$ – траектория конца сливного носка; $k - l$ – траектория центра масс всей печи

наиболее распространенного способа опирания печи – на фундаментные балки через опорные сектора.

Момент от веса печи составляет $M_n = G_n a = G_n r_0 \sin(a \pm j)$, где $r_0 = \sqrt{e^2 + f^2}$. Знаки „плюс” или „минус” берутся в зависимости от направления наклона печи: „плюс” принимается в случае наклона печи для слива металла, „минус” – при наклоне в обратную сторону – для скачивания шлака.

Момент от веса жидкого металла $M_m = G_m b$. Для определения веса остающегося в печи металла G_m его приближенно представляют в виде шарового сегмента и пользуются формулой $G_m = \rho V_m = \rho \pi h (R_1 - h/3)$, где V_m – объем металла; ρ – плотность металла; R_1 – радиус ванны печи; h – высота уровня металла.

При наклоне печи на угол j высота уровня оставшегося металла, его вес и плечо силы веса будут равны соответственно

$$h = R_1 [1 - \cos(d - j)], \quad G_m = \rho \pi R_1 [1 - \cos(d - j)]^2 \left[1 - \frac{1 - \cos(d - j)}{3}\right], \quad b = n \sin j.$$

Момент от сил сопротивления при перекачивании $M_c = (G_n + G_m) f$, где f – плечо, принимаемое равным одной четвертой ширины площадки контакта опорного сектора с фундаментной балкой. Ширина площадки контакта определяется по формуле Герца для случая контакта цилиндра с плоскостью $\Delta = 2,16 \sqrt{pD/E}$, где p – нагрузка, приходящаяся на единицу длины образующей цилиндра (сектора); D – диаметр цилиндра (сектора); E – модуль упругости материала (обычно балки и опорные сектора изготавливаются из одного и того же материала).

Общий опрокидывающий момент $M_o = M_n + M_m + M_c$. Усилие на зубчатые рейки (или штоки гидроцилиндров) $P_o = \frac{M_o}{m}$, где m – плечо усилия P_o , которое определяется расстоянием от мгновенного центра вращения C до рейки (или до оси штока) – прямой MN . Аналитическое определение величины плеча m представляет

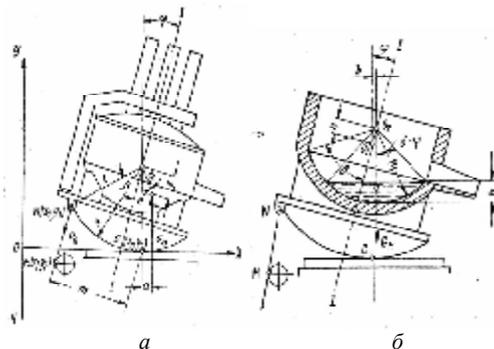


Рис. 4. Схемы для определения опрокидывающих моментов: a – от веса конструкции печи и силы сопротивления при перекачивании опорного сектора; b – от веса жидкого металла

некоторые трудности, поскольку точка крепления N гидроцилиндра к люльке совершает сложное движение. Формула для определения плеча следующая: $m = \frac{A(x_3 - x_1) + y_1}{\sqrt{A^2 + 1}}$, где $A = (y_2 - y_1)/(x_2 - x_1)$.

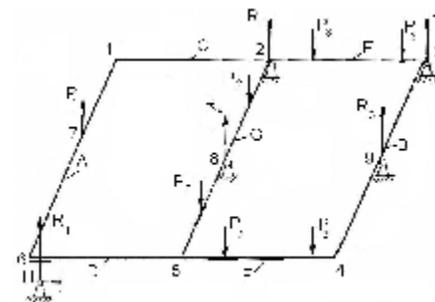
Координаты x_1 и y_1 точки N определяются по уравнениям циклоиды в зависимости от угла j наклона печи $x_1 = R(b + j) - l \sin(b + j)$, $y_1 = R - l \cos(b + j)$, где l – расстояние от центра кривизны опорного сектора до точки N .

В связи с тем, что центр масс всей печи по поперечной оси всегда смещен от оси симметрии печи, рекомендуется толкатели располагать симметрично относительно центра масс всей печи, а не относительно геометрической оси ее корпуса. Это способствует обеспечению равенства нагрузки на толкатели при наклоне печи.

По найденному значению усилия P производится расчет привода (определяется необходимая мощность электродвигателя или необходимое давление в гидроцилиндре и рассчитываются конструктивные параметры элементов привода).

Расчет на прочность. Надежность работы дуговой сталеплавильной печи во многом зависит от прочности и жесткости люльки – конструкции, на которой установлена печь. В печах большой емкости люлька представляет собой платформу из балок коробчатого поперечного сечения – плоской рамы – с настилами, опирающуюся на два параллельно расположенных сектора, имеющие возможность перекачиваться по фундаментным балкам. На этой платформе в проеме между секторами устанавливается корпус печи, а на консольной части монтируются системы подъема и поворота свода, электрододержатели, механизмы перемещения электродов, вспомогательные механизмы. В работе [12] приведена расчетная схема рамы люльки электропечи ДСП-200-И2, описан ход выполнения ее расчета на прочность и даны основные результаты. Расчетная схема рамы изображена на рис 5.

Рис. 5. Расчетная схема рамы люльки печи ДСП-200-И2: A, B, C, D, E, F, G – обозначения балок люльки; P_1 – нагрузка от оси системы поворота; P_2 – нагрузка от балансирных катков; P_3 – нагрузка от кожуха печи; R_1, R_2 – опорные реакции на гидроцилиндрах наклона люльки; R_3, R_4 – опорные реакции секторов люльки; R_H – опорная реакция промежуточной опоры



Опорами рамы являются опорные сектора (точки 8 и 9) и гидроцилиндры наклона (точки 2 и 3); опора H под консольной частью рамы – промежу-

точная (убирается, когда печь наклоняется на слив металла).

Для выполнения расчета во ВНИИЭТО была разработана программа для ЭВМ БЭСМ-6. С ее помощью определялись геометрические характеристики поперечных сечений балок и опорных секторов, величины изгибающих и крутящих моментов и напряжений, возникающих в поперечных сечениях балок при наклоне печи. Расчет выполнен для двух основных вариантов нагружения: 1 – свод печи поднят; 2 – свод поднят и повернут и двух вариантов поперечных сечений опорных секторов: открытого и замкнутого (коробчатого). Результаты расчета показали, что наиболее нагруженной частью рамы является консоль. Что касается конструкции опорных секторов, то для открытого поперечного сечения напряжения оказались на 25% выше, чем для замкнутого. Было получено также, что люлька с секторами открытого поперечного сечения имеет большую деформативность, чем люлька с секторами коробчатого сечения.

Анализ конструкций люлек печей большой емкости и результатов расчетов показывает, что для оценки прочности рамы можно рассматривать только ее консольную часть. Такое упрощение расчетной схемы позволяет значительно снизить трудоемкость расчета и относительно быстро выполнить его в условиях конструкторского бюро завода. В частности, при разработке технического проекта печи ДСП-200М2 [13] такой подход был применен. Расчетная схема, принятая для оценки прочности рамы люльки этой печи, представлена на рис 6. На схеме обозначено:

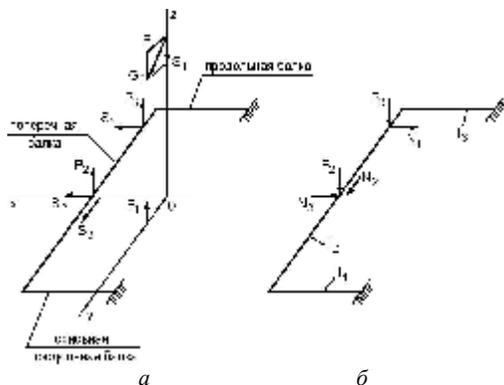


Рис. 6. Расчетная схема рамы люльки ДСП-200М2

но: G_0 – общий вес металлоконструкций, приходящийся на консольную часть рамы; P, S – горизонтальная и вертикальная составляющие веса печи при наклоне люльки; P_1 – реакция опорного ролика; P_2, S_2, S_3 – реактивные силы, действующие на ось поворотной тумбы; S_1, P_3 – реактивные силы, действующие на стопор. Вначале были определены реакции оборудования и опорных устройств консольной части рамы (рис. 6, а), затем по схеме нагружения, изображенной на рис 6, б), методом сил была раскрыта статическая неопределенность, построены эпюры внутренних силовых факторов и определены величины напряжений в поперечных сечениях балок рамы. Расчет выполнялся для двух положений печи: вертикального и наклонного.

Таким же ответственным несущим элементом люльки, как и рама, являются опорные сектора. На них передается вес всей печи, включая вес рамы.

Опорные сектора печей большой емкости имеют замкнутое коробчатое поперечное сечение, образованное двумя вертикальными листами (сегментами) и двумя горизонтальными. Внутри секторов располагаются ребра или диафрагмы. Люльки печей малой емкости имеют сектора с одним вертикальным листом – сегментом, подкрепленным вертикальными ребрами жесткости, и двумя горизонтальными листами. На нижнем горизонтальном листе (подошве) устанавливаются шипы, которые при перекачивании опорного сектора по фундаментной балке при наклоне печи входят в отверстия в горизонтальном листе фундаментной балки (рис. 7). Шипы предназначены

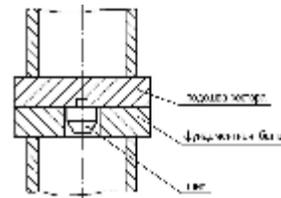


Рис. 7. Шип опорного сектора люльки

для предотвращения перекоса печи относительно продольной вертикальной плоскости при наклоне печи. При такой конструкции секторов их масса, по данным, приведенным в работе [14], составляет 4-17% всей массы металлоконструкции печи. В этой работе приведена сравнительная характеристика опорных конструкций печей по металлоемкости (см. табл. 1).

Таблица 1

Параметры	ДСП-6	ДСП-12	ДСП-25	ДСП-50	ДСП-100
Масса всей конструкции печи, т	49	90	168	265	510
Масса опорных секторов, т	2	11,2	18,0	25,7	87
Относительная металлоемкость опорных секторов, %	4	12	11	10,3	17

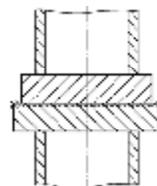


Рис. 8. Пластическое деформирование верхнего пояса фундаментной балки (показано штриховой линией)

Как видно из таблицы, для печей большой емкости и абсолютные, и относительные величины масс опорных секторов весьма значительны. Однако, как отмечается в [14], описанные типовые конструкции секторов не являются рациональными в отношении массы. Значительная часть металлоконструкции сектора оказывается нагруженной слабо. Напряжения в секторах достигают высоких значений только в небольшой окрестности зоны контакта подошвы сектора с фундаментной балкой. При высоких значениях контактных напряжений на контактных поверхностях возникает наклеп. Замечено, что если ширина верхнего пояса фундаментной балки превышает ширину подошвы сектора, металл пояса в верхних углах при наклепе выдавливается наружу (рис. 8). Если же ширина подошвы сектора и пояса балки одинакова, этого не наблюдается. По-

этому специалисты ОАО «Сибэлектротерм» рекомендуют ширину секторов и фундаментных балок принимать одинаковой (как показано на рис. 7).

Определение контактных напряжений в подошве сектора производится по формуле Герца для случая контакта цилиндра с плоскостью

$s_k = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{lR}}$, где P – нагрузка на сектор от веса печи; R – радиус кривизны поверхности качения; l – суммарная длина образующей, по которой сектор контактирует с фундаментной балкой; E – модуль упругости материала.

Для снижения металлоемкости опорных секторов во ВНИИЭТО предложена рамная конструкция секторов [15], состоящая из основания в виде арки и вертикальных стоек. Наружные очертания секторов традиционного и предложенного исполнения совпадают (рис. 9, а, б). Расчетная схема основания сектора представлена на рис 9, б. Для его расчета на прочность во ВНИИЭТО была разработана программа на языке ФОРТРАН для ЭВМ СМ1420 [14]. Результаты расчета, выполненного при проектировании печи ДСП-6, показали, что арочное исполнение сектора позволяет существенно (на 20%) уменьшить массу опорной части печи, обеспечивая при этом необходимые запасы прочности. Поперечное сечение основания может быть как замкнутым, так и открытым (рис. 9, в).

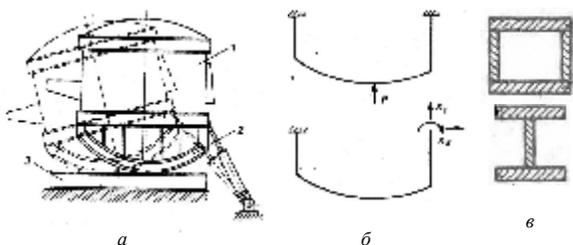


Рис. 9. Варианты исполнения опорного сектора льюльки: а – традиционный; б – арочного типа; в – формы поперечного сечения основания сектора арочного типа

Весьма ответственными элементами конструкции опорного сектора являются также шипы. Шипы, как уже говорилось, устанавливаются для того, чтобы при наклоне печь не могла сдвигаться вдоль фундаментных балок и вращаться относительно вертикальной оси. Нагрузками, вызывающими эти перемещения, являются горизонтальные проекции усилий в рейках (на штоках гидроцилиндров) и крутящий момент, созда-

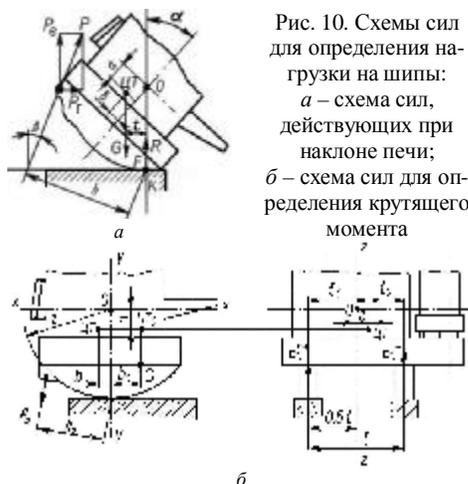


Рис. 10. Схемы сил для определения нагрузки на шипы: а – схема сил, действующих при наклоне печи; б – схема сил для определения крутящего момента

ваемый этими проекциями вследствие несимметричного расположения центра масс печи относительно реек (рис. 10). Максимальное усилие на шипы возникает в конечном положении печи при ее наклоне для слива металла. Методика определения нагрузок на шипы изложена в работе [16]. Из рис. 10, а можно определить горизонтальную и вертикальную проекции усилий P в рейках (штоках): $P_x = P \cos b$; $P_z = P \sin b$, где b – угол отклонения рейки от вертикали при максимальном наклоне печи, а из рис 10, б – крутящий момент от них относительно вертикальной оси печи $M_k = P_2 l_2 - P_1 l_1 = 2P_2 c$, где l_1 и l_2 – расстояния от центра масс печи до реек; c – эксцентриситет.

Так как обычно в печах большой емкости оси реек (штоков) совпадают с осями опорных секторов льюльки, вертикальные реакции секторов равны $R_1 = \frac{Gl_2}{l} - P_x$, $R_2 = \frac{Gl_1}{l} - P_x$, где G – вес печи.

Усилия на шипы секторов равны $N_1 = P_x - fR_1$, $N_2 = P_x - fR_2$, где f – коэффициент трения на контактных поверхностях сектора и фундаментной балки; рекомендуется принимать $f = 0,12$. Шипы рассчитываются на смятие, а швы приварки их к секторам – на совместное действие изгиба и среза. Плечо изгиба принимается равным половине диаметра шипа.

В работе [16] рекомендуется при расчете механизма наклона рассматривать также случай, когда печь будет наклоняться только одним приводом, т.е. только одной рейкой или одним гидроцилиндром, который может возникнуть при аварийной ситуации. В этом случае усилие на рейке возрастает более чем в два раза. Коэффициент перегрузки рекомендуется принимать равным 2,4+2,8. При этом большая нагрузка на шипы будет действовать в том случае, когда наклон печи производится более удаленным от центра масс печи приводом.

Выводы. Обзор материалов, касающихся расчетов механизмов наклона дуговых сталеплавильных печей [1-16], показал, что для проектирования основных положений по выполнению необходимых расчетов имеются. Во всех источниках обращается внимание на важность и ответственность данного механизма для обеспечения работоспособности печи. Достаточно подробно исследована кинематика печи при ее наклоне, также весьма подробно освещен порядок выполнения силового расчета механизма. Весьма серьезное значение придается вопросам обеспечения прочности металлоконструкций механизма. В работах [12-14, 16] изложены методики выполнения расчета на прочность основной несущей конструкции печи – льюльки. В них выделено главное, на что должно быть обращено внимание проектировщика – это рама и опорные сектора платформы. В силу условий, в которых выполнялись данные работы, расчеты производились либо вручную, либо с помощью создаваемых проектировщиками специальных программ для ЭВМ. Конечно-элементных программных комплексов в то время (1975-1982 гг.) еще не было, и проектировщики не имели возможности подробно определять и анализировать параметры НДС большинства элементов металлоконструкций. Поэтому, как отмечено в работе [14], материал конструкции льюлек большинства печей используется весьма нера-

ционально. К сожалению, эта картина существует и поныне, т.к. с 1991 г. после расформирования ВНИИЭТО, а впоследствии – и СКБ НЗЭТО работы по проектированию новых печей, исследованию напряженно-деформированного состояния их металлоконструкций в странах СНГ не ведутся.

Поэтому в настоящее же время при выполнении проектов дуговых сталеплавильных печей и, в частности, при проектировании механизмов наклона следует серьезное внимание уделить вопросам создания оптимальной в отношении прочности и металлоемкости конструкции люльки, используя для этого современные конечно-элементные программные комплексы.

Список литературы: 1. *Толоконников Л.С.* Расчет и конструирование механизмов электрических печей. – М. – Л.: Госэнергониздат, 1961. – 240 с. 2. *Иванченко Ф.К., Павленко Б.А.* Механическое оборудование электросталеплавильных цехов. – М.: Металлургия, 1964. – 440 с. 3. *Крамаров А.Д., Соколов А.Н.* Электросталеплавильная сталь и ферросплавов. – М.: Металлургия, 1976. – 376 с. 4. *Еднерал Ф.П.* Электросталеплавильная сталь и ферросплавов. – М.: Металлургия, 1977. – 488 с. 5. *Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др.* Машины и агрегаты металлургических заводов. Т. 2: Машины и агрегаты сталеплавильных цехов. – М.: Металлургия, 1978. – 328 с. 6. *Поволоцкий Д.Я., Роцин В.Е., Рысь М.А., Строганов А.И., Ярцев М.А.* Электросталеплавильная сталь и ферросплавов. – М.: Металлургия, 1984. – 568 с. 7. *Егоров А.В.* Электроплавильные печи черной металлургии. – М.: Металлургия, 1985. – 280 с. 8. *Огороков Н.В.* Дуговые сталеплавильные печи. – М.: Металлургия, 1985. – 344 с. 9. *Гребеник В.М., Иванченко Ф.К., Ширяев В.И.* Расчет металлургических машин и механизмов. – К.: Выща школа, 1988. – 448 с. 10. *Сойфер В.М., Кузнецов Л.Н.* Дуговые печи в сталелитейном цехе. – М.: Металлургия, 1989. – 176 с. 11. *Сапко А.И., Чернов Л.А.* Расчет механизмов наклона дуговых печей // *Сталь*, 1961. – №12. – С.1085-1087. 12. *Факторович Г.Е., Ройтенбург З.Н.* Оценка прочности люльки дуговой сталеплавильной печи // *Электротермическая промышленность. Серия «Электротермия»*, 1982. – Вып. 1 (227). – С.16-18. 13. *Электротермическая промышленность. Серия «Электротермия»*, 1982. – Вып. 1 (227). – С.16-18. 14. *Факторович Г.Е., Ройтенбург З.Н.* Рациональная конструкция опорного сектора дуговой сталеплавильной электротермической печи // *Сб. науч. тр. ВНИИЭТО*, 1991. – С.125-129. 15. *А.с. 1179075.* Устройство для наклона дуговой печи / Г.Е. Факторович, З.Н. Ройтенбург, Е.М. Пономарев // *Открытия. Изобретения*, 1985 – №34. 16. *Сморгонский В.И.* Расчет механизма наклона дуговых печей большой емкости // *Электротермическая промышленность. Серия «Электротермия»*, 1973. – Вып. 6 (130). – С.28-30.

Поступила в редколлегию 10.03.2009

УДК 531.8:621.747

А.В. ГРАБОВСКИЙ, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ“

1. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ИНЕРЦИОННЫХ ВИБРОМАШИН И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩИХ НАГРУЗОК В ВИБРОУДАРНОЙ СИСТЕМЕ

Представлений анализ існуючих методів дослідження динамічних характеристик інерційних машин. Запропонована багаторівнева схема методів розрахунків. Проведені дослідження вибівної машини згідно запропонованої схеми на всіх рівнях моделей динаміки. Для всіх розрахунків представлені теоретичні викладення по виведенню розв'язувальної системи рівнянь для динаміч-

них моделей. Проведений аналіз і верифікація отриманих результатів.

The analysis of existent methods of research of dynamic descriptions of inertia machines is presented. The multilevel chart of methods of calculations is offered. Researches of knock-out machine are conducted in obedience to the offered chart at all levels of models of dynamics. For all calculations theoretical letups are presented on the conclusion of the resolvent system of equations for dynamic models. The analysis and verifications of obtained results is conducted.

Введение. Инерционные машины получили большое распространение. Они достаточно широко используются в современной промышленности. Область их использования достаточно широкая, начиная от таких трудоемких операций, как выбивка отливок, транспортирование грузов, обработка деталей, и заканчивая горной промышленностью.

В литературе содержится достаточно большое количество моделей для описания различных динамических процессов [1-7], наблюдаемых в инерционных машинах. Однако в этих моделях присутствует большое число упрощений, допущений и гипотез. Это не дает возможности проводить адекватное описание рабочих процессов в этих машинах. При этом на сегодняшний день отсутствует единый обобщенный подход к исследованию динамических процессов в виброударных машинах как нелинейных виброударных системах. Поэтому разработка новых подходов к решению этой задачи является актуальной и важной задачей, имеющей большое практическое значение.

Имеющиеся теоретические наработки и модели виброударных процессов, как показали попытки решения ряда важных задач исследования динамики крупнотоннажных машин, обладают очень существенными принципиальными недостатками, в первую очередь, жесткой, изначально принимаемой за основу, структурой математических моделей. Это не позволяет модифицировать эти модели применительно к моделированию широкого класса машин. В свою очередь это требует разработки новых подходов к генерированию математической модели варьируемой структуры. Кроме того, требуется создание критериев оснований для выбора того или иного типа модели, а в пределах выбранного типа – идентификация параметров модели.

Постановка задачи. Исходя из особенностей поставленной в работе задачи, для моделирования сложных физико-механических процессов в вибрационных машинах предлагается использовать подход, позволяющий генерировать множество моделей, объединяющее наборы моделей по различным срезам и принципам:

- иерархический принцип: тип математической модели m_i изменяется от более простых к более сложным, сохраняя свойство преемственности и вложенности:

$$m_i \supset m_j \forall i < j, \quad m_i, m_j \in M, \quad (1) \quad \forall i \exists j > i: m_i(p_i^*) = m_j(p_j^*), \quad (2)$$

где p – набор обобщенных параметров, определяющих свойства той или иной модели m_k , $k = 1, 2, \dots$;