

УДК 621.979.065

А. В. Корнилова, канд. техн. наук
 (АХК ВНИИМЕТМАШ — ЗАО "Прочность", Москва)

Новые подходы к проектированию станин кривошипных прессов открытого типа

Большое место среди всех металлургических машин занимают машины для обработки металлов давлением (кузнечно-прессовое оборудование). Наиболее распространенной группой этого вида оборудования являются открытые кривошипные прессы, обеспечивающие доступ к штамповому пространству с трех сторон. Не будет большим преувеличением сказать, что технологические свойства таких машин непосредственно влияют на качество жизни, так как большинство изделий народного потребления изготавливается именно на этом оборудовании. Их популярность объясняется простотой конструкции и соответственно технологичностью изготовления, удобством автоматизации, низкой стоимостью. На стадии проектирования станин (базовых деталей, на которые замыкается сила штамповки) прессов открытого типа должны быть удовлетворены следующие требования:

- обеспечение заданного уровня жесткости. Существующие прессы этого типа имеют один существенный недостаток — перекосящий стол относительно стола. Это отрицательно сказывается на качестве изделия и стойкости инструмента. Большинство предлагаемых ранее технических решений (например, введение в конструкцию прессы дополнительных устройств или реконструкция направляющих ползуна) позволяет уменьшить перекосящий стол, но ведет к потере вышеперечисленных достоинств открытых кривошипных прессов или к существенному увеличению материальных затрат. В настоящее время доказано, что наиболее рационально решать эту задачу путем увеличения изгибной жесткости станины;
- обеспечение заданной долговечности. Хотя поломки станин встре-

чаются не так часто как, к примеру, поломки штоков молотов или зубчатых передач привода кривошипных машин, обеспечение заданной долговечности станин — задача актуальнейшая. Во-первых, потому что внезапный отказ станины может привести к аварийной ситуации на производстве (вплоть до смертельных случаев). Во-вторых, замена станины — дело трудоемкое и затратное (сюда входит стоимость демонтажа — монтажа, стоимость новой станины и потери от простоя оборудования, которые составляют для универсальных ма-

шин с литыми станинами до четырех календарных месяцев, а для станин уникальных прессов до двух лет);

- при обеспечении необходимого уровня жесткости и долговечности желательно получить минимально возможную металлоемкость. Повышать жесткость и долговечность за счет бесконтрольного увеличения металлоемкости (массы машины) нельзя даже для машин, выпускаемых малыми сериями, где экономия металла на стадии проектирования не всегда является экономической выгодой. Металлоемкость станины (ос-

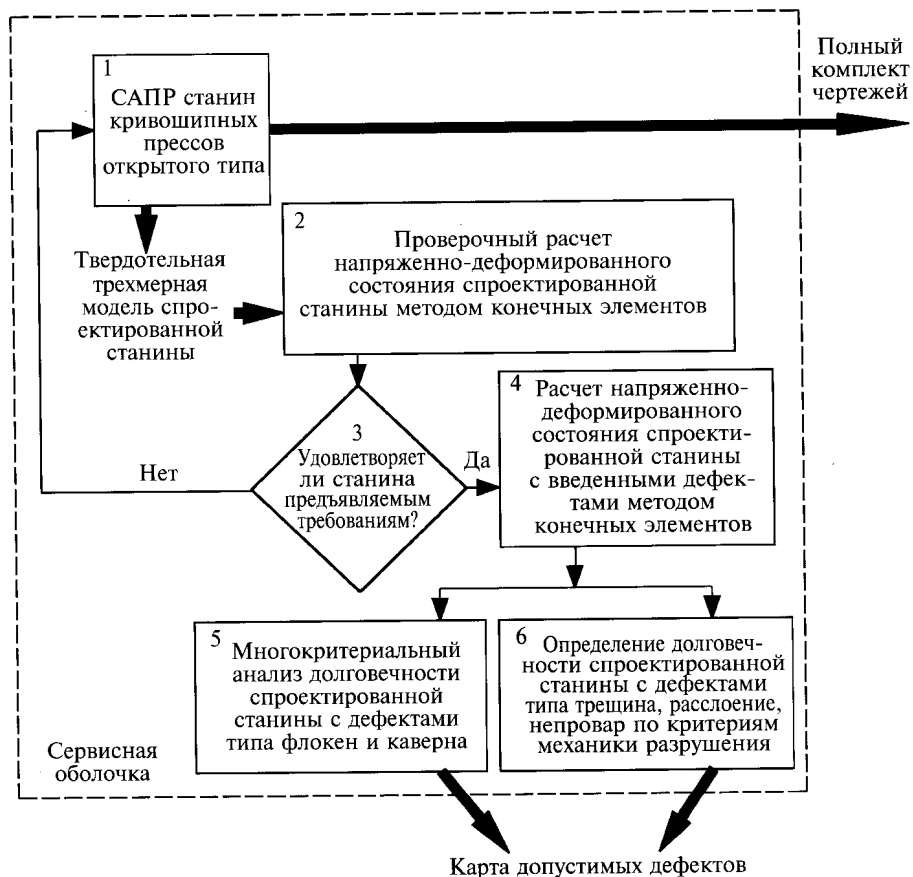


Рис. 1. Схема расчетной системы

новная составляющая металлоемкости всей машины) определяет фундаменты и крановое оборудование, которое применяется при монтаже и демонтаже пресса. Крайний случай бесконтрольного увеличения металлоемкости хорошо известен в российской истории — Царь-пушка и Царь-колокол;

■ грамотно спроектированная станина должна быть максимально (для данной схемы нагружения) равнопрочной.

Все эти требования учтены в расчетной системе (разработка автора статьи), содержащей несколько блоков и объединенной единой сервисной оболочкой. Схема системы приведена на рис. 1. Результатом работы системы является полный комплект чертежей и карта допустимых дефектов спроектированной станины.

Блок № 1 расчетной системы — САПР (система автоматического проектирования) станин открытого типа. Он представляет собой интеллектуальную конструкторскую среду, реализованную в программном комплексе T—FLEX CAD. САПР охватывает все типы открытых станин — двухстоечную ненаклоняемую, двухстоечную наклоняемую и одностоечную. Основные параметры открытых кривошипных прессов регламентируются ГОСТ 9408—77. Этот ГОСТ реализован во встроенной базе данных блока № 1 расчетной системы. Первоначальными исходными данными являются лишь тип станины, материал, номинальная сила пресса (P_n) и расположение кривошипного вала (перпендикулярно или параллельно фронту пресса). Первым шагом является составление эскизного проекта и твердотельной трехмерной модели вала по эмпирическим зависимостям, приведенным в [1]. Это необходимо для определения диаметров отверстий под подшипники кривошипного вала и для проверочного конечно-элементного расчета спроектированной станины методом конечных элементов, где для повышения точности результата решается контактная задача вал—подшипники. Следующим шагом является проектирование базового сечения станины. Базовое сечение находится в зоне активной деформации (от стола до кривошипного вала пресса). При анализе существующих конструкций станин кривошипных прессов отечественного и импортного производства замечена тенденция увеличения высоты сечения h (рис. 2) для по-

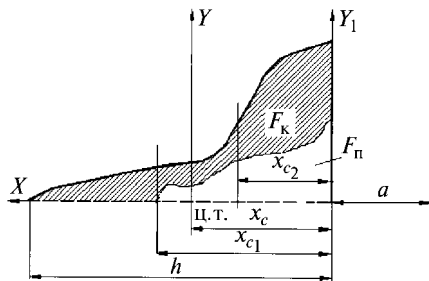


Рис. 2. Сечение станины открытого типа произвольной формы:

a — вылет станины; Y — центральная ось сечения; Y_1 — произвольная ось, направленная вдоль фронта пресса; x_c, x_{c1}, x_{c2} — координаты центра тяжести всего сечения, площади, ограниченной наружным контуром, и внутренней полости соответственно; F_k, F_n — площадь, ограниченная наружным контуром сечения, и площадь внутренней полости; ц. т. — центр тяжести сечения

вышению жесткости и прочности, так как момент инерции имеет степенную зависимость от h . Но такой подход приводит к тому, что не весь металл сечения работает равномерно, задняя стенка сечения практически не нагружена. Кроме того, это увеличивает габариты машины и, следовательно, ее вес. И самое интересное, что увеличение высоты сечения увеличивает изгибающий момент в сечении за счет роста его плеча. Более рационально решать задачу минимизации податливости и повышения прочности путем рационального расположения внутренней полости сечения (у двухстоечных станин) и изменения формы сечения (для всех типов станин).

В блоке № 1 использованы зависимости, позволяющие проектировать два вида базовых сечений для двухстоечных станин — традиционное прямоугольное и комбинированное. Открытые станины с таким типом сечения (рис. 3) защищены

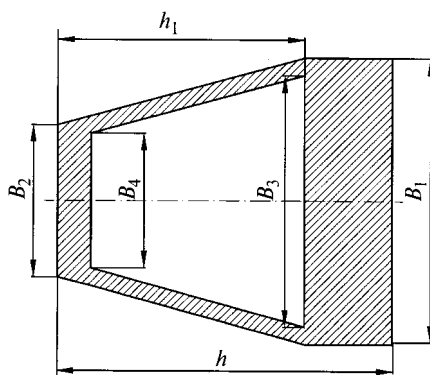


Рис. 3. Сечение комбинированной формы:

h, h_1 — высота сечения и высота внутренней полости соответственно; B_1 — ширина сечения вдоль фронта пресса; B_2 — ширина сечения в задней части станины; B_3, B_4 — большее и меньшее основания внутренней полости

патентом [2]. Комбинированная форма сечения позволяет снизить податливость станины, выровнять напряжения по сечению при снижении металлоемкости на 15...30%. В САПР реализованы зависимости, позволяющие спроектированным сечениям доставлять минимум следующим функционалам:

$$U_1(x, y) = \frac{a + x_c}{J} = \frac{a \int y dx + \int y x dx}{\int y dx \int x^2 y dx - \left(\int y x dx \right)^2}, \quad (1)$$

$$U_2(x, y) = \frac{F}{J} = \frac{\int y dx}{\int x^2 y dx - x^2 \int y dx}, \quad (2)$$

где J — момент инерции сечения; a — вылет станины; x, y — координаты точки сечения; h — высота сечения; F — площадь сечения.

Кроме того, желательно, чтобы сечения обеспечивали выполнение следующего условия (равнопрочность):

$$\frac{\sigma_p}{\sigma_c} = \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_c]}, \quad (3)$$

где σ_p — напряжения растяжения в сечении; σ_c — напряжения сжатия в сечении; $[\sigma_p]$ — допускаемые напряжения растяжения в сечении; $[\sigma_c]$ — допускаемые напряжения сжатия в сечении.

Условие (3) при схеме нагружения, которая имеет место в прессах открытого типа, строго выполнено быть не может. К тому же допускаемые напряжения сжатия для всех материалов, из которых изготавливаются станины, больше допускаемых напряжений растяжения (в зоне сжатия трещина не растет). Тем не менее, зависимости, реализованные в блоке № 1, позволяют при прочих равных условиях максимально приблизиться к условию равнопрочности базового сечения.

Кроме того, должны выполняться следующие условия:

$$\sigma_p \leq [\sigma_p], \quad \sigma_c \leq [\sigma_p], \\ C_\alpha \geq [C_\alpha], \quad C \geq [C], \quad (4)$$

где C_α — коэффициент угловой жесткости станины; C — коэффициент линейной жесткости станины

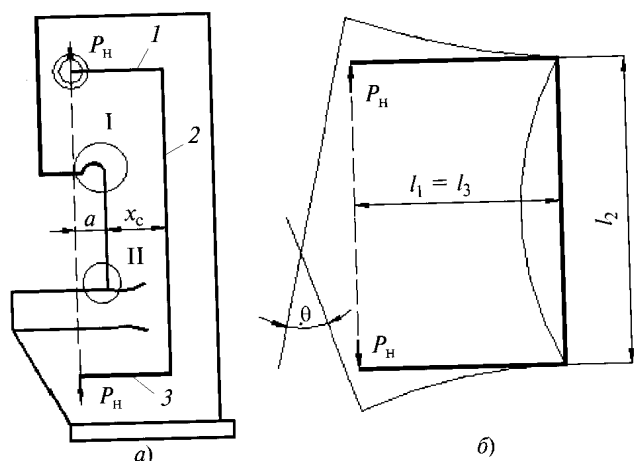


Рис. 4. Схема открытой ненаклоняемой станины:

а — конструктивная; б — расчетная; — — исходное и деформированное состояние соответственно; l_1, l_2, l_3 — длина участка рамы; θ — угол перекоса инструмента; 1, 2, 3 — участки рамы аппроксимирующие участки станины

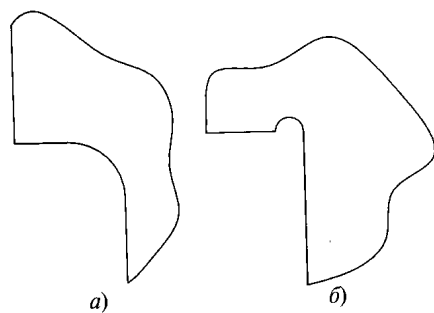


Рис. 5. Исполнение переходных зон (I и II на рис. 4):

а — галтель; б — поднутрение

(согласно [3] приняты рекомендуемые допустимые значения $[C] = 3\sqrt{10^{-2}P_n}$, кН/мм; $[C_\alpha] = 400 \times \sqrt{P_n}$, кН/рад).

Проблемными местами (места концентрации напряжений, где чаще всего растет трещина) всех открытых станин являются верхний и нижний переходы (зоны I и II на рис. 4, а). Применяется два основных вида исполнения этих переходов — галтель и поднутрение (рис. 5). Второй вариант наиболее рационален для стальных станин, когда возможно применение небольшого радиуса поднутрения при последующей накатке роликами. Этот вид поверхностной обработки повышает предел выносливости станины до 1,5 раз. Галтельный переход более распространен и для станин из чугуна наиболее приемлем. Здесь использованы полученные автором расчетные зависимости рационального радиуса галтельного перехода от номинального усилия пресса для различного исполнения открытых станин. Выбор варианта переходов и некоторых других параметров станины выполняется в диалоговом режиме после

определения всех основных размеров.

Далее автоматически происходит проверочный расчет полученной конструкции по расчетной схеме в виде незамкнутой рамы (для ненаклоняемых станин) или по формулам кривого бруса (для наклоняемых). Если конструкция удовлетворяет поставленным условиям (1)–(4), то блок № 1 заканчивает работу.

Результатом работы блока № 1 является полный комплект чертежей и твердотельная трехмерная модель станины с кривошипным валом. Модель строится автоматически по чертежам, что позволяет учесть все отверстия в станине, вплоть до отверстий для анкерных болтов. Большинство этих отверстий не являются концентраторами напряжений при расчете напряженно-деформированного состояния станины без дефекта. Но при близком залегании дефекта картина может измениться. И еще один принципиальный момент — расчет в блоках № 2 и № 4 производится всей станины, а не ее половины. Обычно конструкция станины принимается симметричной, и в конечно-элементном расчете станин открытого типа участвует лишь ее половина для сокращения времени подготовки данных и времени счета. Для определения напряженно-деформированного состояния станины с дефектом такой подход не приемлем, потому что наличие дефекта в одной стойке станины делает картину напряженно-деформированного состояния несимметричной. Блоки № 2 и № 4 используют расчетную конечно-элементную систему NASTRAN.

Блок № 3 в диалоговом режиме проверяет, удовлетворяет ли полученная конструкция вышеперечисленным требованиям. Это необходимо сделать после конечно-элементного расчета, потому что применение расчетных схем в виде незамкнутой рамы и кривого бруса дает для открытых станин большую погрешность 20...40%. Если условия не удовлетворяются, можно вернуться в блок № 1 и в режиме диалога изменить какие-либо параметры, а затем пройти весь цикл снова.

Вопрос определения долговечности базовых деталей кузнечно-прессового оборудования еще находится в стадии активного обсуждения. Был ряд предложений проектировать станины на ограниченную (например, моральным износом) долговечность. Легко можно сформулировать условие проектирования на ограниченную долговечность:

$$N_{\text{ЭКВ}} \leq N \leq N_0, \quad \sigma_{a\text{ЭКВ}} \geq \sigma_{-1}, \quad (5)$$

где $N_{\text{ЭКВ}}$ — эквивалентное число циклов; N — желаемое число циклов до разрушения; N_0 — базовое число циклов (10^7); $\sigma_{a\text{ЭКВ}}$ — амплитудные эквивалентные напряжения; σ_{-1} — предел выносливости станины.

Современное кузнечно-прессовое оборудование развивается по пути увеличения быстроходности (числа ходов в минуту), поэтому, если принять срок морального износа 25 лет, первая часть условия (5) выполняться не может. Это означает, что базовые детали должны обладать неограниченной долговечностью (горизонтальная ветвь кривой усталости):

$$\sigma_{a\text{ЭКВ}} = \frac{\sigma_{-1}}{n},$$

где n — коэффициент запаса.

Коэффициент запаса n представляет собой произведение коэффициентов:

$$n = n_1 n_2 n_3,$$

которые характеризуют соответственно следующие параметры: n_1 — степень достоверности определения сил и напряжений; n_2 — степень однородности механических свойств материала детали и условий ее изготовления; n_3 — повышение прочности (долговечности) из соображений особой безопасности.

Рекомендуемые в литературе коэффициенты запаса носят эмпирический характер и нуждаются в уточнении. Уточнение, видимо, в сторону уменьшения значений рекомендуемых коэффициентов запаса приведет к снижению массы конструкции, ее стоимости. В настоящее время с развитием численных методов первый множитель в коэффициенте запаса можно принять равным 1. Второй множитель, к сожалению, еще долгое время не может быть уменьшен. Разброс механических свойств — проблема металловедческая. Обзор литературных источников позволяет принять для листового материала второй множитель равный — 1,2; для стальных отливок — 1,3; для чугунных от-

дивок — 1,8. Третий множитель предлагается для станин принять равным 1,1.

В настоящее время для основных материалов, из которых изготавливаются станины, построены кривые усталости с 99 % вероятностью безотказной работы, которые используются в данной расчетной системе.

Дефекты снижают долговечность станин. Принимается, что допустимым является дефект, долговечность станины с которым не менее 10 лет при двухсменном режиме работы. Остальные дефекты должны приводить к списыванию станины. Наличие допустимого дефекта и долговечность, которую способна достичь конструкция с допустимым дефектом, должны быть указаны в паспорте станины. Все дефекты, обнаруживаемые в станинах открытого типа, можно разделить на следующие подгруппы: флокен, каверна (наиболее характерны для литых станин), расслоение, непровар, трещина (наиболее характерны для сварных и сварно-литых). Станины с первой группой дефектов предлагается рассчитывать по многокритериальной методике, подробно изложенной в [4].

Обычно принято вести расчет станин на номинальную силу, но это не совсем верно и приводит к занижению расчетных значений долговечности. Существующие методики выбора оборудования под технологическую операцию приводят к тому, что кривошипные пресса недогружены и только в отдельных случаях работают на номинальных силах. По данным обследования универсальных кривошипных прессов заводов "Коммунар", ЗИЛ, АЗЛК, выявлено: пресса с $P_H < 2$ МН эксплуатируются с максимальными силами $P_{max} = (0,8 \div 0,55)P_H$; пресса с $2 \text{ МН} < P_H < 4$ МН эксплуатируются с $P_{max} = (0,55 \div 0,4)P_H$; пресса с $P_H > 4$ МН — с $P_{max} = (0,45 \div 0,35)P_H$. [5]. Целесообразно учитывать этот резерв при оценке долговечности. В соответствии с [1] можно принять: кривошипные пресса работают с номинальной силой P_H всего 10 % времени, с силой $P = 0,7P_H$ — 30 % времени, с силой $P = 0,5P_H$ — 60 % времени. Доказано [4], что наиболее опасной перестановкой блоков нагружения является гистограмма, приведенная на рис. 6. По ней и ведется многокритериальный расчет долговечности станины с дефектами типа флокен и каверна (блок № 5). Используются гипотезы

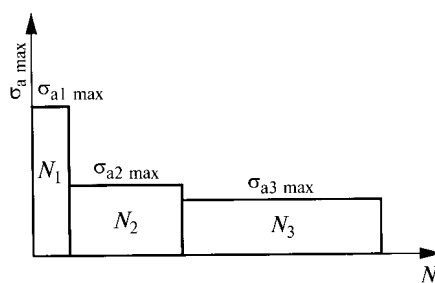


Рис. 6. Гистограмма, соответствующая наиболее опасному варианту нагружения станины кривошипного пресса открытого типа:

σ_{amax} — максимальное амплитудное напряжение; N — количество циклов; $\sigma_{a1 \max}$, N_1 — для первого блока (нагружение номинальной силой P_H в течение 10 % времени работы пресса при двухсменном режиме за 10 лет); $\sigma_{a2 \max}$, N_2 — для второго блока (нагружение силой $0,7P_H$ в течение 30 % времени работы пресса при двухсменном режиме за 10 лет); $\sigma_{a3 \max}$, N_3 — для третьего блока (нагружение силой $0,5P_H$ в течение 60 % времени работы пресса при двухсменном режиме за 10 лет)

Пальмгрена, Марко—Старки, Генри, Гатса, Кортена—Долана, Марина и билинейное правило суммирования повреждений Мэнсона.

Определение долговечности станины с дефектами типа трещина, непровар, расслоение ведется в блоке № 6 по критериям механики разрушения. Этот блок применим для стальных станин. Рост трещины начинается с того момента, когда значение коэффициента интенсивности напряжений (КИН) за цикл K_I становится равным пороговому значению K_{Ith} . Максимальное за цикл напряжение определяется зависимостью [6]:

$$K_{I \max} = \sigma_{\max} \sqrt{\pi l_T} f_{IK},$$

где l_T — длина трещины; f_{IK} — безразмерная поправочная функция, зависящая от схемы нагружения, длины трещины, формы и размеров детали [6].

Минимальное значение КИН $K_{I \min}$ за цикл можно принять равным нулю, так как станины испытывают пульсирующий (отнулевой) цикл.

Тогда разница коэффициентов интенсивности напряжений за цикл нагружения

$$\Delta K_I = K_{I \max} - K_{I \min} = K_{I \max}$$

Участок диаграммы Париса для сталей в общем виде описывается выражением [7]:

$$\frac{dl_T}{dN} = M \Delta K_I^3,$$

где $\frac{dl_T}{dN}$ — скорость роста трещи-

ны, м/цикл; M — константа, характеризующая материал.

Тогда можно принять

$$\frac{dl_T}{dN} = M \sigma_{\max}^3 (\sqrt{\pi l_T} f_{IK})^3.$$

Моменту времени, когда $\Delta K_I = K_{Ith}$, соответствует начальная длина трещины l_{Tth} . Критическому моменту времени $\Delta K_I = K_{Ic}$ (K_{Ic} — критическое значение коэффициента интенсивности напряжений) соответствует конечная длина трещины l_{Tc} , после которой начинается мгновенный рост трещины. Таким образом, с учетом гистограммы, приведенной на рис. 6, определяется долговечность станины с трещинами, непроварами, расслоениями.

По данным, полученным в результате действия блоков № 5 и № 6, строится карта допустимых дефектов. Эти блоки вполне применимы и в том случае, если в процессе эксплуатации обнаруживается дефект и необходимо определить остаточный ресурс станины.

Аналогичная методика может быть применена для других видов металлургического оборудования с учетом их специфики.

Выводы

Современные станины открытого типа должны удовлетворять требованиям — обеспечение жесткости и долговечности при минимально возможной металлоемкости и максимально достижимой равнопрочности.

История нагружения влияет на долговечность станин, поэтому предлагается расчет вести по наиболее опасной гистограмме. Обычно принято вести расчет станин на номинальную силу, но это не совсем верно и приводит к занижению расчетных значений долговечности.

Расчет долговечности станины с дефектами типа флокен и каверна ведется по многокритериальной методике. Используются гипотезы Пальмгрена, Марко—Старки, Генри, Гатса, Кортена—Долана, Марина и билинейное правило суммирования повреждений Мэнсона.

Расчет станин с дефектами типа трещина, непровар, расслоение предлагается вести по критериям механики разрушения. Предлагается обоснованно снизить коэффициенты запаса, что позволит уменьшить металлоемкость конструкций.