854103 Д

Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР

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

На правах рукописи

Инж. Э. Ф. БОГДАНОВ

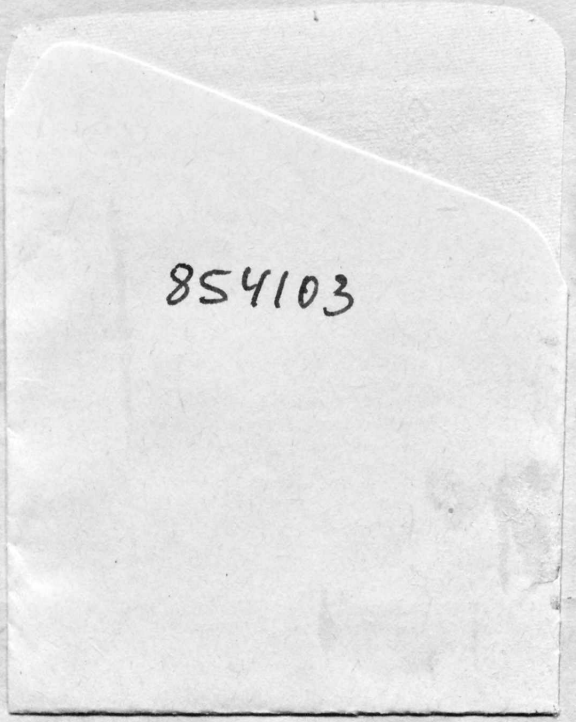
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор *А. И. Зимин*

Москва 1963

Экспериментальная часть диссертации была выполнена в лаборатории кафедры «Машины и автоматизация обработки давлением» МВТУ им. Н. Э. Баумана



854103
Богданов Э. Ф. Исследование

Введение

Главная экономическая задача, поставленная в Программе КПСС, принятой на XXII съезде, состоит в том, чтобы в течение двух десятилетий создать материально-техническую базу коммунизма. Первостепенное значение для технического перевооружения всего народного хозяйства имеет развитие машиностроения. Огромные задачи по совершенствованию технологии машиностроения возлагаются на отрасль кузнечно-прессового машиностроения. Для этого предусматривается опережающее развитие производства кузнечно-прессовых машин по сравнению с металлорежущими станками. В общем выпуске кузнечно-прессовых машин все время увеличивается удельный вес гидравлических прессов. В течение семилетки производство кузнечно-прессовых машин увеличится почти в 2,5 раза, а производство гидравлических прессов в три раза.

854103

За последние годы наблюдается значительный рост рабочих усилий гидравлических прессов. В Советском Союзе имеются гидравлические ковочные прессы усилием 15000 *т*. В связи с необходимостью ковки слитков большого развеса из жаропрочных сплавов возникает потребность в ковочных прессах усилием 25000—40000 *т*.

Значительное развитие за последние годы получил метод прессования труб, прутков и профилей. Для получения широких панелей и труб большого диаметра на Уралмаше были изготовлены горизонтальные гидравлические прессы усилием до 20000 *т*. Ведутся работы по созданию еще более мощных прессов для выдавливания тонкостенных ребристых панелей и труб.

И у нас и за границей большое распространение получили гидравлические прессы для штамповки деталей из алюминиевых и магниевых сплавов. На Уралмаше изготовлен пресс усилием 30000 *т*. Новокраматорский завод в содружестве с ЦНИИТМАШем и ВНИИМЕТМАШем построил и пустил самый крупный пресс в мире усилием 75000 *т*.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

Несмотря на такое развитие гидропрессостроения существующие типовые расчеты основных элементов конструкций гидравлических прессов (колонн, станин, поперечин и цилиндров) не удовлетворяют требованиям практики конструирования.

Как известно, наиболее нагруженной и ответственной деталью гидравлического пресса является рабочий цилиндр, от работоспособности которого зависят эксплуатационные качества и надежность всего пресса.

При проектировании гидравлического пресса конструктор в первую очередь должен решить вопрос о давлении рабочей жидкости, так как величина давления определяет конструкцию всех основных узлов пресса, и в первую очередь рабочего цилиндра.

В течение длительного времени давление рабочей жидкости в гидравлической системе пресса выбиралось, в основном, в зависимости от наличия насосов высокого давления и состояния техники уплотнения цилиндров. Многолетний опыт гидропрессостроения различных заводов и фирм позволил выработать отдельные чисто практические рекомендации по выбору давления рабочей жидкости в зависимости от конструкции привода пресса, которые приводятся в целом ряде работ различных авторов.

Однако даже в специальных работах по определению основных параметров гидравлических прессов выбору давления рабочей жидкости не уделено достаточно внимания.

Вопрос о выборе давления рабочей жидкости теоретически разработан недостаточно. Анализ ряда конструкций гидравлических прессов показывает, что в связи с отсутствием научно обоснованных рекомендаций еще нередко давление рабочей жидкости бывает выбрано нецелесообразным. Подчас это приводит к неверным конструктивным решениям цилиндров и привода прессов, к ухудшению эксплуатационных качеств и в некоторых случаях к серьезным осложнениям при изготовлении и отладке прессов.

Чем крупнее пресс, тем важнее задача определения наиболее выгодного давления рабочей жидкости. За счет более рационального выбора величины давления рабочей жидкости стоимость изготовления пресса и эксплуатационные затраты могут быть значительно снижены.

Цель данной работы состояла в том, чтобы проанализировать влияние величины давления рабочей жидкости на параметры цилиндров гидравлических прессов и разработать для промышленности конкретные рекомендации по выбору

давления в зависимости от особенностей конструкции пресса и цилиндра.

Основным параметром при определении величины давления принят наружный диаметр цилиндра, так как он определяет габариты и вес наиболее тяжелой детали пресса — поперечины.

Рассмотрено так же влияние давления рабочей жидкости на вес цилиндра, на его прочность в цилиндрической части, удаленной от концов, и в местах концентрации напряжений у опорного фланца и днища.

Все рекомендации по выбору давления приводятся в зависимости от допускаемого напряжения материала цилиндра и увязаны с нормализованным рядом давлений рабочей жидкости для гидросистем прессов.

В связи с применением в последние годы в гидравлических прессах многослойных цилиндров и отсутствием разработанных методов их расчета, в работе дается анализ эффективности применения многослойных цилиндров по сравнению с однослойными, определено рациональное количество слоев, приводятся формулы для расчета скрепленных и бандажированных цилиндров.

Выбор давления рабочей жидкости для однослойных цилиндров гидравлических прессов

Прежде чем рассматривать вопрос о выборе давления рабочей жидкости, необходимо было уточнить, по каким формулам более правильно и просто можно рассчитать на прочность цилиндр гидравлического пресса.

Цилиндры гидравлических прессов бывают двух типов: с опорой на фланец и с опорой на днище. Наибольшее распространение получили цилиндры первого типа, которые состоят из трех основных частей: фланца, днища и трубы цилиндра.

Основным параметром из всех, которые приходится учитывать при выборе давления рабочей жидкости, является наружный диаметр цилиндра в его средней части. Размеры фланца и толщина днища не влияют на величину наружного диаметра трубы цилиндра. Поэтому за основу при выводе зависимостей, связывающих габариты цилиндра и давление рабочей жидкости, всеми исследователями были приняты формулы для расчета на прочность цилиндра в его средней части, напоминающей толстостенную трубу с закрытыми концами. В наиболее опасной точке на внутренней поверхно-

сти цилиндра главные нормальные напряжения определяются по известным формулам Ляме. Для определения эквивалентного напряжения исследователями использовались различные теории прочности.

Цилиндры гидравлических прессов в основном изготовляются из конструкционных и слаболегированных сталей, для которых коэффициент, характеризующий неодинаковость работы материала на растяжение и сжатие $\nu_s = 0{,}7 \div 1$. Из теорий прочности, учитывающих неодинаковость работы материала на растяжение и сжатие, основными являются теория прочности предельных напряженных состояний О. Мора и теория прочности П. П. Баландина. Теория прочности О. Мора не учитывает влияния среднего главного напряжения. Применение теории прочности П. П. Баландина при $\nu_s \neq 1$ значительно усложняет расчеты и в то же время при расчете цилиндров не дает существенных уточнений по сравнению с расчетом по энергетической теории прочности, по которой и следует рассчитывать цилиндры гидравлических прессов. Разница в определении отношения внутреннего диаметра цилиндра к наружному по теории прочности П. П. Баландина при $\nu_s = 0{,}7$ и по энергетической теории прочности ($\nu_s = 1$) составляет менее 1%. Применение других теорий прочности приводит или к занижению (за счет габаритов) или к завышению действительных напряжений в цилиндре по сравнению с допускаемыми напряжениями.

При постоянном усилии цилиндра вначале увеличение давления рабочей жидкости приводит к уменьшению внутреннего и наружного диаметра, но при дальнейшем повышении давления увеличение толщины стенок цилиндра становится более быстрым, чем уменьшение внутреннего диаметра, что приводит к возрастанию наружного диаметра. Давление рабочей жидкости, при котором наружный диаметр цилиндра при том же развиваемом рабочем усилии имеет минимальный размер, принято называть оптимальным.

Впервые аналитическое решение оптимального давления рабочей жидкости ($p_{опт}$) было выполнено Н. М. Копыловым, который получил

$$p_{опт} = 0{,}36\,[\sigma],$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала цилиндра.

Однако при выводе этой формулы Н. М. Копылов использовал теорию прочности наибольших линейных дефор-

маций, которая в настоящее время для пластичных материалов не применяется.

Позднее Р. Линднером по аналогичной методике, разработанной Н. М. Копыловым, но с использованием теории прочности наибольших нормальных напряжений была выведена другая формула

$$p_{опт} = 0{,}414\,[\sigma].$$

Для расчета толстостенных труб, цилиндров и баллонов из пластичных материалов в литературе рекомендуется и широко применяется на практике энергетическая теория прочности. Анализ прочности цилиндров гидравлических прессов, проведенный Л. Д. Гольманом по энергетической теории прочности, позволил получить новое выражение для оптимального давления

$$p_{опт} = 0{,}289\,[\sigma].$$

Во всех исследованиях по определению давления рабочей жидкости обращалось внимание лишь на оптимальное давление, которое затем и рекомендовалось для применения. Из рассмотрения зависимостей наружного диаметра цилиндра от давления рабочей жидкости по различным теориям прочности видно, что все они имеют одинаковый характер и относительно мало изменяются около точек экстремума при значительных изменениях аргумента и поэтому за счет незначительного увеличения наружного диаметра цилиндра можно резко снизить величину давления рабочей жидкости. Так, наружный диаметр цилиндра по энергетической теории прочности при $p = 0{,}20\,[\sigma]$ больше, чем при оптимальном давлении ($p_{опт} = 0{,}29\,[\sigma]$) всего лишь на 5%, а давление рабочей жидкости при этом снижается более чем на 30%. Такое пониженное давление рабочей жидкости получило название рационального.

Особенно большие преимущества дает применение рациональных давлений в диапазоне

$$p_{рац} = (0{,}20 \div 0{,}23)\,[\sigma].$$

Теоретический анализ позволил вывести расчетные формулы для определения геометрических размеров и весовых характеристик цилиндров в зависимости от выбора давления рабочей жидкости.

Приведенные в диссертации формулы и графики дают возможность выбрать наиболее выгодный конструктивный вариант цилиндра без излишних расчетов и позволяют полностью отказаться от применения различных вспомогательных таблиц.

Применение рациональных давлений рабочей жидкости позволяет за счет использования насосов и гидроаппаратуры более простой и экономичной конструкции значительно удешевить привод пресса, упростить гидравлические уплотнения, снизить утечки рабочей жидкости.

Рациональные давления открывают более широкую дорогу индивидуальному насосному приводу, так как они снижают требования к конструкции и материалам насосов, гидроаппаратуры, упрощают изготовление и значительно уменьшают их себестоимость. Рациональные давления дают возможность более широко применять имеющуюся нормализованную и серийно выпускаемую гидроаппаратуру на давление 200 и 320 *кг/см*^{2} для гидросистем современных прессов.

Как показал теоретический анализ и испытания двух прессов фирмы Дэви усилием 6000 и 2200 *т*, применение рациональных давлений позволяет резко снизить величину вредной работы сжатия жидкости и этим повысить экономичность привода пресса.

Сжатие жидкости и упругая деформация деталей пресса требуют дополнительного времени на повышение давления жидкости внутри цилиндра во время рабочего хода пресса и так же дополнительного времени на разгрузку накопленной потенциальной энергии перед началом обратного хода, что увеличивает время одного машинного цикла и тем самым снижает быстроходность пресса. Применение рациональных давлений вместо оптимального уменьшает величину потенциальной энергии упругой деформации системы пресса и снижает дополнительное время при рабочем ходе и разгрузке.

Расчет многослойных цилиндров гидравлических прессов и выбор для них давления рабочей жидкости

Непрерывный рост мощности гидравлических прессов заставляет искать все новые и новые конструктивные решения рабочих цилиндров, развивающих большие номинальные усилия при ограниченных габаритах. Особенно актуальной эта проблема является для крупных уникальных прессов,

у которых габариты и вес цилиндров достигают такой величины, что их изготовление даже на крупнейших заводах тяжелого машиностроения встречает серьезные затруднения. Основным методом уменьшения наружного диаметра и веса цилиндра, нашедшим применение в промышленности, является скрепление.

Анализ многослойных скрепленных труб имеется в работах А. В. Гадолина, Н. Ф. Дроздова, Э. К. Лармана, М. Э. Бермана, С. С. Крюковского, З. Б. Канторовича и др. В диссертации имеется обзор работ этих авторов и приведено более точное решение многослойного скрепленного цилиндра с опорой на днище по энергетической теории прочности.

Основной целью анализа было определение влияния количества скрепленных слоев при их наивыгоднейших геометрических размерах на уменьшение наружного диаметра цилиндра постоянного номинального усилия $P_н$. Прежде всего было найдено выражение оптимального давления рабочей жидкости для многослойного цилиндра, которое для частного случая, когда допускаемые напряжения для всех колец одинаковы, имеет вид

$$p_{опт} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \beta_i}{2(n+1)} [\sigma],$$

где

$$\beta_i = \frac{2}{\sqrt{3 + \left(\frac{i}{n+i}\right)^2}};$$

n — количество скрепленных слоев в цилиндре;

i — порядковый номер текущего слоя, считая от центра.

При оптимальном давлении рабочей жидкости наружный диаметр цилиндра равен

$$D_{н\,опт} = \alpha \sqrt{\frac{8 \prod_{i=1}^{n} \beta_i P_н}{\pi [\sigma]} \left(\frac{n+1}{\sum_{i=1}^{n} \beta_i}\right)^{n+1}},$$

где α — коэффициент, учитывающий зазор между плунжером и внутренней поверхностью цилиндра.

Как показывают расчеты по этой формуле, применение двухслойного скрепленного цилиндра взамен однослойного при одинаковых допускаемых напряжениях уменьшает наружный диаметр цилиндра на 8%, трехслойного — на 10,8%, четырехслойного — на 12,5% и т. д. Следовательно, применение скрепленных цилиндров с числом слоев более двух дает незначительное уменьшение наружного диаметра цилиндра и для этой цели не может быть рекомендовано.

Рассмотрено так же влияние количества слоев в скрепленном цилиндре на снижение веса всего цилиндра и веса отдельных его слоев. Установлено, что с увеличением количества слоев чистый вес цилиндра изменяется незначительно, а вес наружного наиболее крупного кольца даже у двухслойного цилиндра почти в два раза меньше, чем у однослойного.

Применение двухслойных скрепленных цилиндров позволяет существенно уменьшить габариты цилиндра и вес поковок и тем самым увеличивает технологические возможности машиностроительных заводов в изготовлении цилиндров крупных уникальных прессов.

При расчете таких цилиндров нужно подобрать давление рабочей жидкости, определить прочностные размеры труб и необходимый натяг между трубами для обеспечения их равнопрочности.

В диссертации рассмотрен общий случай скрепленного цилиндра, когда кожух и гильза имеют неодинаковые допускаемые напряжения. Анализ позволил выявить практически целесообразный интервал значения отношения допускаемых напряжений гильзы $[\sigma]_1$ и кожуха $[\sigma]_2$

$$1 \leqslant \frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2} < 1{,}25;$$

при этом $p_{опт} = (0{,}368 \div 0{,}408)\,[\sigma]_2$.

При увеличении отношения $\frac{[\sigma]_1}{[\sigma]_2}$ величина относительного натяга между кожухом и гильзой уменьшается, что облегчает их скрепление.

Для двухслойных скрепленных цилиндров, так же как и для однослойных, существует область рациональных давлений рабочей жидкости. При увеличении наружного диаметра скрепленного цилиндра на 2% давление рабочей

жидкости по сравнению с оптимальным может быть снижено, приблизительно, на 20%.

В диссертации имеется обзор существующих конструкций скрепленных цилиндров и показано, что некоторые из них спроектированы явно нерационально, их вес сильно завышен, цилиндры имеют увеличенные габариты и излишне высокое давление рабочей жидкости. Так, цилиндр горячештамповочного пресса ПМ-1 (НЗТСГ) усилием 1000 *т* рассчитан на давление рабочей жидкости 1250 *кг/см*^{2}. При рациональной конструкции этого цилиндра давление рабочей жидкости можно было бы снизить более, чем в два раза, при этом наружный диаметр и вес цилиндра так же были бы значительно меньше.

В конструкциях мощных специализированных прессов нашли применение составные цилиндры, скрепленные бандажем. Как показал анализ, их расчет имеет большое сходство с расчетом двухслойных скрепленных цилиндров.

Выбор давления рабочей жидкости и прочность цилиндров в зонах опорного фланца и днища

Разрушение цилиндров обычно происходит вблизи опорного фланца или днища, поэтому определение напряженного состояния в этих зонах представляет особый интерес.

Наиболее совершенная методика по расчету цилиндров вблизи фланца и днища была разработана Б. В. Розановым, Л. Д. Гольманом и Л. Ю. Максимовым (ВНИИМЕТМАШ), которая позволила вскрыть качественную и количественную картину напряженного состояния вблизи фланца и предложить конструктивные решения для обеспечения равнопрочности цилиндра в этой области и на его внутренней поверхности.

Однако расчетные формулы, полученные авторами для определения напряжений по этой методике, не дают возможности провести общий анализ напряженного состояния цилиндров вблизи фланца, так как в формулы вошли конкретные значения внутреннего и наружного радиусов цилиндра, размеры фланца. Такая структура формул требует для их проверки большого количества экспериментов при различных числовых значениях входящих в них величин. Таких экспериментов было проведено очень мало.

С целью упрощения расчетов и создания предпосылок для разработки более общих рекомендаций по конструкции фланцев цилиндров в зависимости от выбора давления ра-

бочей жидкости на базе методики ВНИИМЕТМАШа были выведены формулы для определения напряжений на наружной поверхности цилиндра вблизи фланца, в которые вошли только безразмерные параметры цилиндра и фланца. По этим формулам аксиальные и тангенциальные напряжения вблизи фланца совершенно не зависят от абсолютных размеров и у геометрически подобных цилиндров в идентичных точках при равном внутреннем давлении напряжения одинаковы.

Анализ показал, что прочность цилиндра вблизи фланца определяется напряженным состоянием на его наружной поверхности. В наиболее опасной точке, лежащей в сечении контактной плоскости фланца аксиальные и тангенциальные напряжения определяются по формулам

$$\sigma_{z\,н} = p\left[\frac{k^2}{1-k^2} + \frac{6m'}{(1-k)^2}\right];$$

$$\sigma_{t\,н} = p\left[\frac{2k^2}{1-k^2} - \frac{6(1-\mu^2)}{(\beta')^3(1-k)^3}(\beta' m' - q') + \frac{6\mu m'}{(1-k)^2}\right],$$

где

$$m' = \frac{B_1' C_2' - B_2' C_1'}{A_2' B_1' - A_1' B_2'};$$

$$q' = \frac{A_1' C_2' - A_2' C_1'}{A_2' B_1' - A_1' B_2'};$$

$$\Lambda_1' = \frac{3(1-\mu^2)(2+\beta' K_h)}{(\beta')^2(1-k)^3};$$

$$A_2' = 1 + \frac{2K_h^3(1-\mu^2)}{\beta'(1+k)(1-k)^3}\ln\frac{K_н}{k};$$

$$B_1' = \frac{k(1+k)}{2K_h}\left[\frac{(1-2\mu)+(1+\mu)K_н^2}{K_н^2-k^2}\right] + \frac{A_1'}{\beta'};$$

$$B_2' = \frac{A_2' - \beta' K_h - 1}{2\beta'};$$

$$C_1' = \frac{k^2(2-\mu)}{1-k^2};$$

$$C_2' = k^2 \left(\frac{K_p}{1+k} - \frac{1}{2} \right);$$

$$\beta' = \sqrt[4]{\frac{6(1-\mu^2)}{(1+k)(1-k)^3} \ln \frac{1}{k}};$$

$$k = \frac{r_1}{r_2}; \quad K_h = \frac{h}{r_2}; \quad K_н = \frac{r_4}{r_2}; \quad K_p = \frac{r_3}{r_2},$$

где r_1 и r_2 — внутренний и наружный радиусы цилиндра;
r_3 — расстояние от оси цилиндра до результирующей опорной реакции на фланце цилиндра;
r_4 и h — наружный радиус и высота фланца;
μ — коэффициент Пуассона.

По этим формулам можно сделать поверочный расчет на прочность принятого варианта опорного фланца. Но формулы не позволяют непосредственно определить необходимую высоту фланца, поэтому конструктор должен вычислить напряжения у нескольких вариантов фланца. Эти вычисления очень трудоемки. Поэтому на основе выведенных формул был построен график для нахождения высоты фланца в зависимости от параметра k. При этом эквивалентное напряжение в месте сопряжения фланца с цилиндром будет равно эквивалентному напряжению на внутренней поверхности в средней части трубы цилиндра.

Напряженное состояние в стенках цилиндра вблизи днища является наиболее опасным и во многом зависит от формы днища. Особенно большие напряжения бывают у цилиндров с плоским днищем.

Специально поставленные эксперименты показали, что при определении напряжений в зоне переходной галтели у днища необходимо учитывать добавочные напряжения, вызванные прогибом днища под действием давления рабочей жидкости. В диссертации приведены расчетные формулы для определения напряжений в стенках цилиндра вблизи днища у цилиндров с опорой на фланец и у цилиндров с опорой на днище, которые учитывают влияние прогиба днища. Эти формулы позволили провести анализ влияния толщины днища на рост эквивалентного напряжения в опасной точке. Были разработаны рекомендации по выбору толщины днища в зависимости от параметра k и построены расчетные графики для правильного выбора запаса прочности материала цилиндра в зависимости от k и относительной толщины днища.

Методика экспериментального исследования напряженного состояния в зонах опорного фланца и днища цилиндров гидравлических прессов

Все основные выводы по выбору давления рабочей жидкости и рациональному проектированию цилиндров гидравлических прессов были сделаны на основе анализа формул для их прочностного расчета. Формулы Ляме для определения напряжений в средней части цилиндра, не испытывающей влияния жестких концов, были неоднократно проверены и подтверждены многими исследователями.

Задача экспериментального исследования состояла в проверке расчетных формул для определения напряжений вблизи опорного фланца и днища при различных значениях отношения внутреннего радиуса цилиндра к наружному (k).

Для исследования был принят метод тензометрирования, который позволяет определить напряжения на наружной или внутренней поверхности экспериментального цилиндра при различных значениях k одними и теми же проволочными датчиками.

Принятая схема нагружения модели цилиндра соответствовала обычным условиям работы цилиндров гидравлических прессов.

Для определения напряжений вблизи фланца непосредственно на переходной галтели и на наружной поверхности цилиндра на определенных расстояниях от фланца были наклеены прямоугольные розетки из проволочных датчиков с базой 10 *мм* в направлении оси цилиндра и с базой 20 *мм* в перпендикулярном направлении. Кроме того на галтели в направлении оси цилиндра были наклеены датчики с базой 3 и 5 *мм*.

Эксперименты проводились при давлении жидкости до 550 *атм*. Напряжения определялись при восьми значениях k от 0,642 до 0,818, для чего цилиндр после каждой серии экспериментов растачивался на новый размер.

Для определения напряжений вблизи днища на внутренней поверхности цилиндра на переходной галтели и на определенных расстояниях от днища так же были наклеены прямоугольные розетки из проволочных датчиков с базой 10 и 20 *мм*. Обточка экспериментального цилиндра по наружной поверхности позволяла определять напряжения при различных значениях k. Напряжения во всех точках определялись как при опоре цилиндра на фланец, так и при опоре цилиндра на днище.

Таким образом, две модели цилиндра позволили получить всю сумму необходимых сведений о распределении напряжений вблизи фланца и днища при различных значениях параметра k.

При измерении деформаций и напряжений проволочными датчиками с малой базой необходимо учитывать их поперечную тензочувствительность. В диссертации на основе работ Г. А. Митиченко выведены формулы, позволяющие быстро определять главные напряжения по показаниям проволочных датчиков с малой базой.

Для прямоугольной розетки из двух различных датчиков при плоском напряженном состоянии главные напряжения могут быть подсчитаны по формулам:

$$\sigma_1 = X_1 \frac{I_1}{U_1} + X_2 \frac{I_2}{U_2};$$

$$\sigma_2 = Y_1 \frac{I_2}{U_2} + Y_2 \frac{I_1}{U_1},$$

где I — сила тока в измерительной диагонали моста;

U — напряжение на зажимах моста;

X и Y — коэффициенты, учитывающие геометрические размеры датчиков, тензочувствительность проволоки датчика, тензометрическое сопротивление измерительного моста, модуль упругости и коэффициент Пуассона материала, из которого изготовлена исследуемая деталь.

Были выведены также формулы для определения главных напряжений на внутренней поверхности цилиндра для случая, когда компенсационные датчики наклеены на стальной пластинке, помещенной внутри цилиндра.

Принятая методика не требует никаких тарировок датчиков и позволяет производить измерения при любом виде симметрии измерительного моста с учетом изменения величины напряжения на его зажимах.

Анализ результатов исследования

Теоретический анализ напряженного состояния в стенках цилиндра вблизи фланца и днища позволил вывести расчетные зависимости для определения напряжений в зонах переходных галтелей, которые получились линейными по давле-

нию рабочей жидкости. Многочисленные эксперименты подтвердили линейный характер увеличения напряжений с повышением давления рабочей жидкости. Лишь при измерении напряжений непосредственно на переходных галтелях фланца и днища аксиальные напряжения получились меньше теоретических. Это объясняется влиянием галтели, увеличивающей толщину стенки цилиндра, и тем, что часть тензочувствительной решетки датчиков, расположенная ближе к фланцу или днищу, испытывала меньшие продольные деформации и снижала общую деформацию всего датчика.

На переходной галтели фланца с увеличением давления рабочей жидкости разница между теоретическими и экспериментальными значениями аксиального напряжения значительно увеличивается. При повышении давления фланец под действием сил реакции поперечины пресса все больше и больше прогибается, что вызывает смещение результирующей опорной реакции к оси цилиндра. Сокращение расстояния от результирующей опорной реакции до осевой линии цилиндра приводит к уменьшению изгибающего момента и напряжений, действующих в стенках цилиндра вблизи фланца.

С целью проверки влияния прогиба фланца на снижение напряжений был проделан такой опыт. После определения напряжений при обычных условиях опирания цилиндра между опорным кольцом и фланцем была помещена свинцовая кольцевая прокладка, обеспечивающая более равномерное прилегание фланца к опоре. В этом случае при росте давления жидкости в цилиндре напряжения получались выше, чем без прокладки.

При измерении напряжений на наружной поверхности цилиндра основными являлись эксперименты по определению аксиальных и тангенциальных напряжений вблизи фланца при различных значениях параметра k. Эксперименты показали, что, несмотря на отдельные отклонения, расчетные формулы правильно отражают напряженное состояние стенок цилиндра в этой зоне.

Эксперименты по определению напряжений на внутренней поверхности цилиндра вблизи днища показали, что при значениях k от 0,7 до 0,8 прогиб днища дает увеличение напряжений на 25÷35%. Эксперименты хорошо подтверждают правильность расчетных формул для определения наибольших аксиальных и тангенциальных напряжений в стенках цилиндра рядом с днищем. При опоре цилиндра на днище эти напряжения несколько меньше, чем при опоре цилиндра на фланец. Следовательно, при опоре цилиндра на днище за-

пасы прочности могут быть соответственно снижены. Особого внимания заслуживает конструкция опоры, при которой исключается прогиб днища, при этом эквивалентное напряжение на внутренней поверхности цилиндра на переходной галтели имеет минимальную величину.

Выводы

1. Результатом исследования является разработка методики расчета различных по конструкции цилиндров гидравлических прессов, в основу которой положен обоснованный выбор давления рабочей жидкости. Теоретический анализ позволил выявить преимущества применения в цилиндрах гидравлических прессов рационального давления рабочей жидкости взамен ранее рекомендованного оптимального давления.

2. Проанализирована эффективность применения в гидравлических прессах многослойных скрепленных цилиндров по сравнению с однослойными, определено рациональное количество слоев в скрепленном цилиндре и разработана методика расчета таких цилиндров.

3. Для расчета однослойных и скрепленных цилиндров гидравлических прессов разработаны конкретные рекомендации по выбору давления рабочей жидкости и допускаемых напряжений. Выведены зависимости для определения рациональных геометрических размеров однослойных и скрепленных цилиндров гидравлических прессов при рекомендуемых значениях давлений рабочей жидкости.

4. Уточнена и развита методика прочностного расчета фланцев и днищ цилиндров гидравлических прессов и проанализировано влияние выбора давления рабочей жидкости на прочность фланцев и днищ однослойных и скрепленных цилиндров.

5. Экспериментально проверены правильность рекомендаций по выбору давления рабочей жидкости и методика прочностного расчета фланцев и днищ цилиндров гидравлических прессов.

6. Разработана методика определения напряжений на наружной и внутренней поверхности цилиндров гидравлических прессов проволочными датчиками с малой базой.

7. Полученные при исследовании результаты позволяют обоснованно подходить к назначению давления рабочей жидкости, геометрических размеров и допускаемых напряжений при проектировании цилиндров гидравлических прес-

сов, что дает возможность снизить габариты, вес цилиндров и улучшить эксплуатационные показатели гидропрессовых установок по сравнению с существующими конструкциями.

* * *

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. *Богданов Э. Ф.* К расчету цилиндров гидравлических прессов, «Известия вузов. Машиностроение», № 6, 1958 г.

2. *Богданов Э. Ф.* Выбор давления рабочей жидкости и жесткость цилиндров гидравлических прессов, «Известия вузов. Машиностроение», № 1, 1959 г.

3. *Богданов Э. Ф.* Выбор давления рабочей жидкости в гидропрессах для пластмасс, «Известия вузов. Машиностроение», № 3, 1959 г.

4. *Богданов Э. Ф.* Выбор давления и допускаемых напряжений в цилиндрах гидравлических прессов. «Кузнечно-штамповочное производство», № 6, 1959 г.

5. *Богданов Э. Ф.* Выбор давления рабочей жидкости для скрепленных цилиндров гидравлических прессов, «Вестник машиностроения», № 12, 1959 г.

6. *Богданов Э. Ф.* Выбор давления рабочей жидкости при проектировании гидравлических прессов, Сб. МВТУ № 98, Машгиз, 1960 г.

7. *Богданов Э. Ф.* О применении скрепленных цилиндров в гидравлических прессах, «Кузнечно-штамповочное производство», № 9, 1960 г.

8. *Богданов Э. Ф.* Расчет скрепленных и бандажированных цилиндров гидравлических прессов, «Кузнечно-штамповочное производство», № 12, 1961 г.

9. *Богданов Э. Ф.* О напряжениях в цилиндрах гидравлических прессов вблизи фланца, «Кузнечно-штамповочное производство», № 11, 1962 г.

Л 67203 от 17/I-63 г. Тип. МВТУ Заказ 35 Тираж 200