

На правах рукописи

Марков  
Дмитрий Геннадьевич



РАЗРАБОТКА, ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ  
РЕШЕНИЙ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ СИЛЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРЕССА  
С 200 ДО 350 МН

Специальность 05.03.05  
“Технологии и машины обработки давлением”

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва – 2009 г.

Работа выполнена в «Коломенском заводе тяжелых станков» (ЗАО «КЗТС») и «Всероссийском научно-исследовательском и проектно-конструкторском институте металлургического машиностроения имени академика А. И. Целикова» (АХК «ВНИИМЕТМАШ»)

Научный руководитель: Лауреат Государственной премии СССР и лауреат премии Совета Министров СССР,  
доктор технических наук  
Сурков Александр Иванович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,  
профессор Зимин Юрий Анатольевич  
кандидат технических наук,  
доцент Лешковцев Виталий Германович

Ведущая организация: ОАО «Челябинский трубопрокатный завод»

Защита диссертации состоится 2 июня 2009 г. В 14 часов 30 минут на заседании диссертационного совета Д520.016.01. при ОАО АХК «ВНИИМЕТМАШ» по адресу: 109428, г. Москва, Рязанский проспект, 8а.

Ваш отзыв на автореферат, заверенный печатью, просьба высыпать по указанному выше адресу.

Справки по тел.: (495)730-45-39; 171-63-92.

С диссертацией можно ознакомиться в технической библиотеке  
ОАО АХК «ВНИИМЕТМАШ»

Автореферат разослан 22 апреля 2009 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета

  
Дрозд В.Г.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### Актуальность

Магистральный трубопроводный транспорт является важнейшей составляющей топливно-энергетического комплекса (ТЭК). Реконструкция существующих и строительство новых магистральных трубопроводов требует как увеличения объемов производства трубной продукции, так и повышения ее качества. Для получения труб диаметром 1220 мм с увеличенными пределом текучести материала и толщиной стенки необходимо осуществлять окончательную формовку заготовок с силой 350 МН. На существующей линии по производству труб большого диаметра на ЗАО «ЧТПЗ» окончательная формовка заготовок осуществляется на прессе П0753 с максимальной силой 200 МН. То есть, для получения труб заданного сортамента, требуется строительство новой линии. Общий объем инвестиций в строительство нового цеха и линии производства труб составит около 350 млн. евро, на реализацию проекта потребуется не менее 5 лет.

Более выгодной экономически является модернизация существующей линии производства труб. Общий объем инвестиций в реконструкцию трубоэлектросварочного цеха составляет около 35 млн. евро, срок реализации 1 - 1,5 года, время остановки линии для проведения строительно-монтажных работ составляет 30 суток. Значительно больший экономический эффект будет получен за счет сокращения сроков ввода в эксплуатацию линии производства труб нового сортамента.

Обеспечение возможности получения нефтегазовых труб нового сортамента в кратчайшие сроки и с минимальными затратами определяет актуальность работы по модернизации линии производства труб диаметром 1220 мм с увеличением силы пресса окончательной формовки П0753 в 1,75 раза с 200 МН до 350 МН.

### Цель и задачи работы

Целью работы является получение технических решений направленных на увеличение силы пресса окончательной формовки заготовок нефтегазовых труб диаметром 1220 мм в 1,75 раза с 200 до 350 МН. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи.

1. Построить математическую модель пресса позволяющую исследовать условия взаимодействия базовых деталей, и определять величины реальных напряжений в зонах концентрации.
2. Исследовать базовые детали существующего пресса с целью определения возможности повышения его силы и выбора направлений модернизации.
3. Разработать конструктивно-техническое решение для увеличения силы пресса с 200 до 350 МН;
4. Выполнить теоретическое исследование и оптимизацию новых конструктивных решений по критерию прочностной надежности с целью обеспечения длительной безотказной работы базовых деталей модернизированного пресса;
5. Выполнить экспериментальное исследование базовых деталей модернизированного пресса для подтверждения достоверности результатов работы.

## Научная новизна

Диссертация содержит следующие элементы новизны.

1. Разработаны оптимальные параметры профиля гребенчатого соединения колонн пресса, за счет исследования влияния размера радиуса галтели впадин на величину максимальных напряжений, что позволило на 74% повысить его нагрузочную способность при сохранении габаритных и посадочных размеров.
2. Разработаны оптимальные параметры галтели фланца главного цилиндра, благодаря чему обеспечена неограниченная долговечность детали при повышении нагрузки в 1,15 раза.
3. Разработана конструкция дополнительных прессов с использованием цилиндров двойного действия, совмещающих в себе функции рабочего и возвратного цилиндров. Предложена конструктивная схема колонного пресса с встроенным в него дополнительным, позволяющая повысить его силу без увеличения нагрузки на базовые детали и изменения габаритов.

## Достоверность

Для подтверждения достоверности разработанных в работе теоретических положений и выбранных на их основе конструктивных параметров деталей и узлов модернизированного пресса проведено его экспериментальное исследование в промышленных условиях методом электротензометрии.

Модернизированный пресс успешно эксплуатируется с 2005 г.

## Практическая ценность

Увеличение силы пресса дало возможность увеличить толщину стенки трубной заготовки с 15 мм до 22 мм и повысить предел текучести материала с 460 МПа до 620 МПа, что позволяет более чем в два раза расширить сортамент выпускаемых труб.

## Внедрение

Проект модернизации реализован на Челябинском Трубопрокатном Заводе. Модернизированный пресс П0753 М силой 350 МН запущен в эксплуатацию в мае 2005 года. Линия производства труб с прессом окончательной формовки П0753 выпускает трубы диаметром 1220 мм с толщиной стенки 22 мм из материала категории прочности X70, предназначенные для строительства трубопроводов всех категорий во всех климатических зонах.

## Публикации

По теме диссертации в журналах опубликовано 3 статьи и получены 3 патента Р.Ф. на изобретения.

## Структура и объем

Диссертация состоит из шести глав. Основное содержание и выводы изложены на 129 страницах. В работе 66 рисунков, 4 таблицы, список литературы содержит 35 наименований.

## ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Реконструкция существующих и строительство новых магистральных трубопроводов требует как увеличения объемов производства трубной продукции, так и повышения ее качества. Для получения труб диаметром 1220 мм с увеличенными пределом текучести материала и толщиной стенки необходим пресс окончательной формовки заготовок силой 350 МН. Существующий пресс П0753 окончательной формовки заготовок развивает силу 200 МН (рис.1.1). Для обеспечения возможности получения нефтегазовых труб нового сортамента в кратчайшие сроки и с минимальными затратами необходима модернизация пресса окончательной формовки с увеличением силы пресса в 1,75 раза с 200 МН до 350 МН

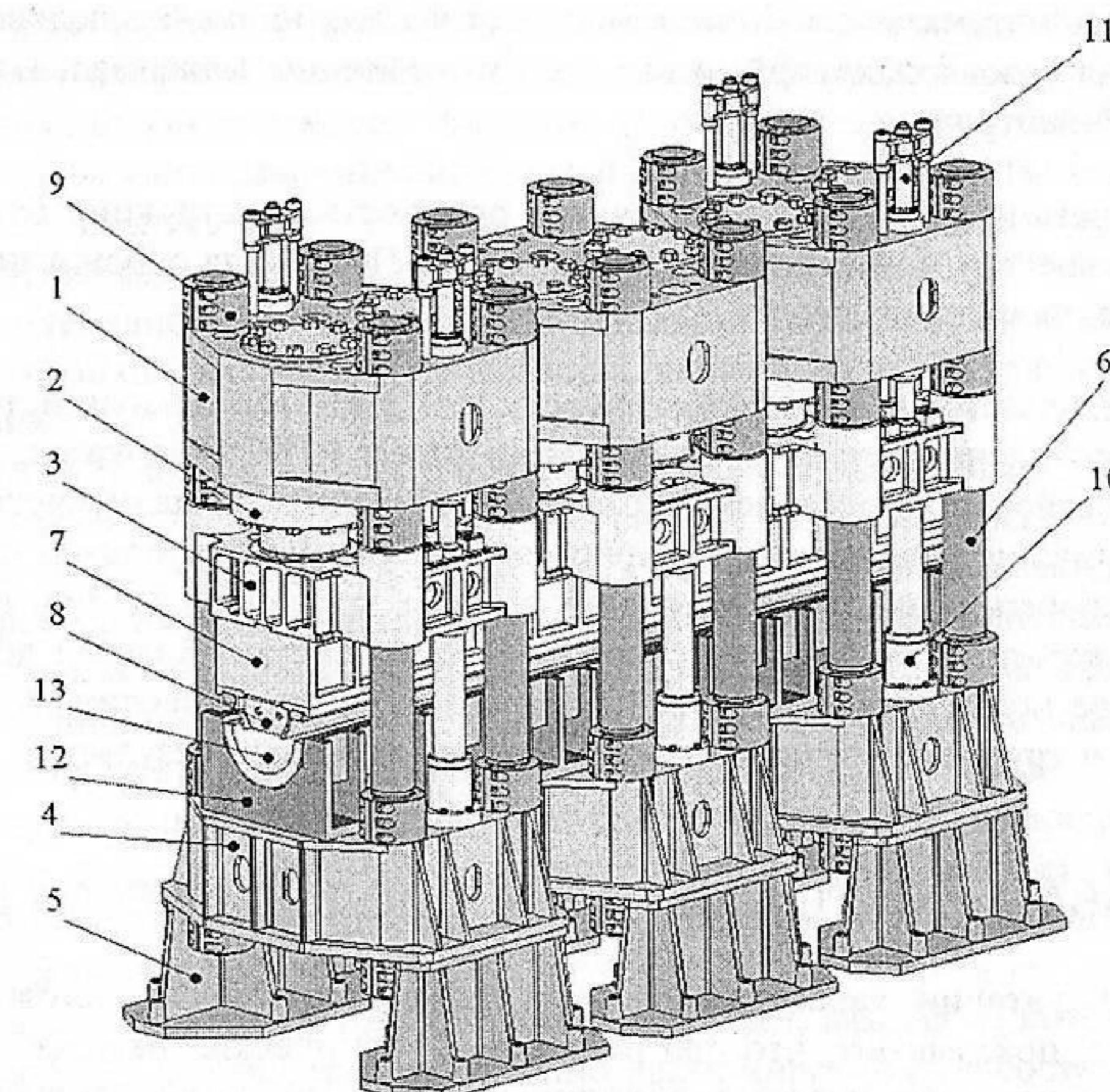


Рис.1.1. Пресс П0753:

1 – архитрав; 2 – главные цилиндры; 3 – подвижная поперечина; 4 – основание; 5 – башмак, 6 – колонны; 7 – балка; 8 – инструмент; 9 – гайки разъемные; 10 – цилиндры возвратные; 11 – цилиндры синхронизирующие; 12 – штамп; 13 – вкладыши сменные

Сила и габариты пресса определяются количеством рабочих цилиндров, величиной давления в гидросистеме, наличием подвижной и неподвижной рам. Обзор конструкций прессов силой 300 МН и выше показал, что ни одно из известных технических решений не может быть напрямую использовано для увеличения силы пресса П0753 с 200 МН до 350 МН. Исходя из этого, необходимо рассмотреть следующие направления модернизации пресса:

1. Увеличение силы существующих главных рабочих цилиндров.
2. Введение дополнительных рабочих цилиндров.
3. Увеличения силы существующих главных рабочих цилиндров совместно с введением дополнительных рабочих цилиндров.

Конструктивно-технологические решения для увеличения силы пресса, разработанные в соответствии с пунктами 1, 2, 3, должны обеспечивать неограниченную долговечность вновь изготовленных и существующих конструкций пресса П0753.

Для обоснования прочностной надежности конструкций, выполненных в соответствии пунктами 1, 2, 3 необходимо:

- построить математическую модель пресса позволяющую исследовать условия взаимодействия базовых деталей, и определять величины максимальных напряжений в зонах концентрации;
- исследовать напряженное состояние и прочность конструкций базовых деталей существующего и модернизированного пресса П0753 для обоснования возможности увеличения силы пресса в 1,75 раза с 200 МН до 350 МН.

Анализ результатов обзора теоретических и экспериментальных методов исследования, использованных при проектировании пресса П0753, показал, что эти методы не удовлетворяют поставленным выше требованиям. Аналитические методы расчета, получившие наибольшее распространение в конструкторской практике, не позволяют получить реальные напряжения в зонах концентрации при соблюдении фактических геометрии и условий силового взаимодействия узлов и деталей. Экспериментальное исследование моделей поляризационно-оптическим методом весьма длительно и трудоемко и не дает возможности получить результаты в заданные сроки.

## ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРЕССА П0753

Опыт эксплуатации, характер отказов, а также фактическое состояние базовых деталей пресса, показывают, что для разработки технических решений направленных на увеличение силы пресса необходим уточненный анализ напряженного состояния базовых деталей. Уточнения должны заключаться в максимальном приближении геометрии и схемы нагружения расчетной модели к геометрии и схеме нагружения натурной конструкции. Детали пресса сложной геометрической формы работают в силовом контакте, поэтому метод решения должен позволять находить как условия взаимодействия деталей, так и величины реальных напряжений в зонах концентрации. Для исследования напряженно-деформированного состояния деталей станины пресса, использован метод конечных элементов (МКЭ), реализованный в

конечно элементной программе «ANSYS». Как и всякая программа с весьма широкими возможностями для решения комплекса специальных задач, возникающих при исследовании базовых деталей гидравлических прессов, программа «ANSYS» требует подбора определенного класса конечных элементов и плотности их расположения в единице объема.

В ряде работ по исследованию особенностей различных типов конечных элементов, используемых при дискретизации непрерывных трехмерных объектов для проведения расчетов на прочность определено, что для расчета конструкций гидравлических прессов наиболее подходит 8-узловой гексаэдрический элемент 1-го порядка SOLID45 с 3-мя степенями свободы в узле. Оценка точности решения при использовании выбранных для расчета параметров конечных элементов получена на задачах имеющих точное аналитическое и экспериментальное решение.

Однако ни в одной из этих задач не рассмотрен случай, при котором на распределение контактного давления между деталями влияют такие факторы как неравномерная жесткость сопрягаемых деталей и их совместный изгиб.

В то же время из литературы известно, что на величину напряжений в галтели фланца цилиндра существенное влияние оказывает жесткость поперечины, в которой он монтируется. Вследствие прогиба поперечины происходит перераспределение контактных давлений по опорной поверхности фланца. В зонах поперечины, имеющих наибольшую жесткость, давления на опорной поверхности фланца резко возрастают, что вызывает значительное повышение напряжений в галтели фланца.

Как уже отмечалось ранее, одно из направлений модернизации пресса заключается в увеличение силы существующих рабочих цилиндров.

То есть, очевидно, что при расчете цилиндра и анализе возможности повышения его силы необходимо учесть все факторы, влияющие на картину его напряженного состояния.

Для оценки точности решения при использовании выбранных для расчета параметров конечных элементов результаты расчета сопоставлены с результатами эксперимента по определению напряжений в галтели фланца цилиндра с учетом концентраторов проведенного на пространственных моделях из оптически чувствительного материала методом фотоупругости с применением замораживания.

Разница величин составила 4%. При решении столь сложных задач соответствие результатов расчета и эксперимента следует считать приемлемым.

Таким образом, при использовании выбранных для расчета параметров конечных элементов и построении математической модели учитывающей все факторы, влияющие на характер распределения напряжений, результаты, полученные по программе ANSYS вполне достоверны.

Так как пресс состоит из трех одинаковых секций, каждая из которых работает в равных условиях, для оценки напряженно-деформированного состояния базовых деталей будем рассматривать только одну из них.

Секция пресса содержала локальные математические модели трех узлов: узел архитрав – цилиндр – колонна, узел подвижная поперечина – балка – плунжер, узел основание – штамп – колонна.

### ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ СИЛЫ ПРЕССА ПУТЕМ УВЕЛИЧЕНИЯ СИЛЫ СУЩЕСТВУЮЩИХ РАБОЧИХ ЦИЛИНДРОВ

Сила пресса определяется величиной силы рабочего цилиндра, количеством рабочих цилиндров, и двумя этими факторами одновременно. В настоящем разделе дан анализ возможности повышения силы пресса путем увеличения силы существующих рабочих цилиндров. Внешний диаметр цилиндра увеличить нельзя, так как он ограничен диаметром посадочного места архитрава, поэтому рассматривается возможность повышения силы за счет увеличения диаметра рабочих цилиндров и увеличения давления рабочей жидкости в этих цилиндрах.

Расчетными напряжениями для цилиндра, работающего под действием внутреннего давления, являются эквивалентные напряжения  $\sigma_{\text{экв}}$  на внутренней стенке цилиндра, определяемые с использованием формул Ляме

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{3}}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \cdot p \quad (3.1)$$

где  $D_1$  и  $D_2$  – внутренний и внешний диаметры цилиндра.

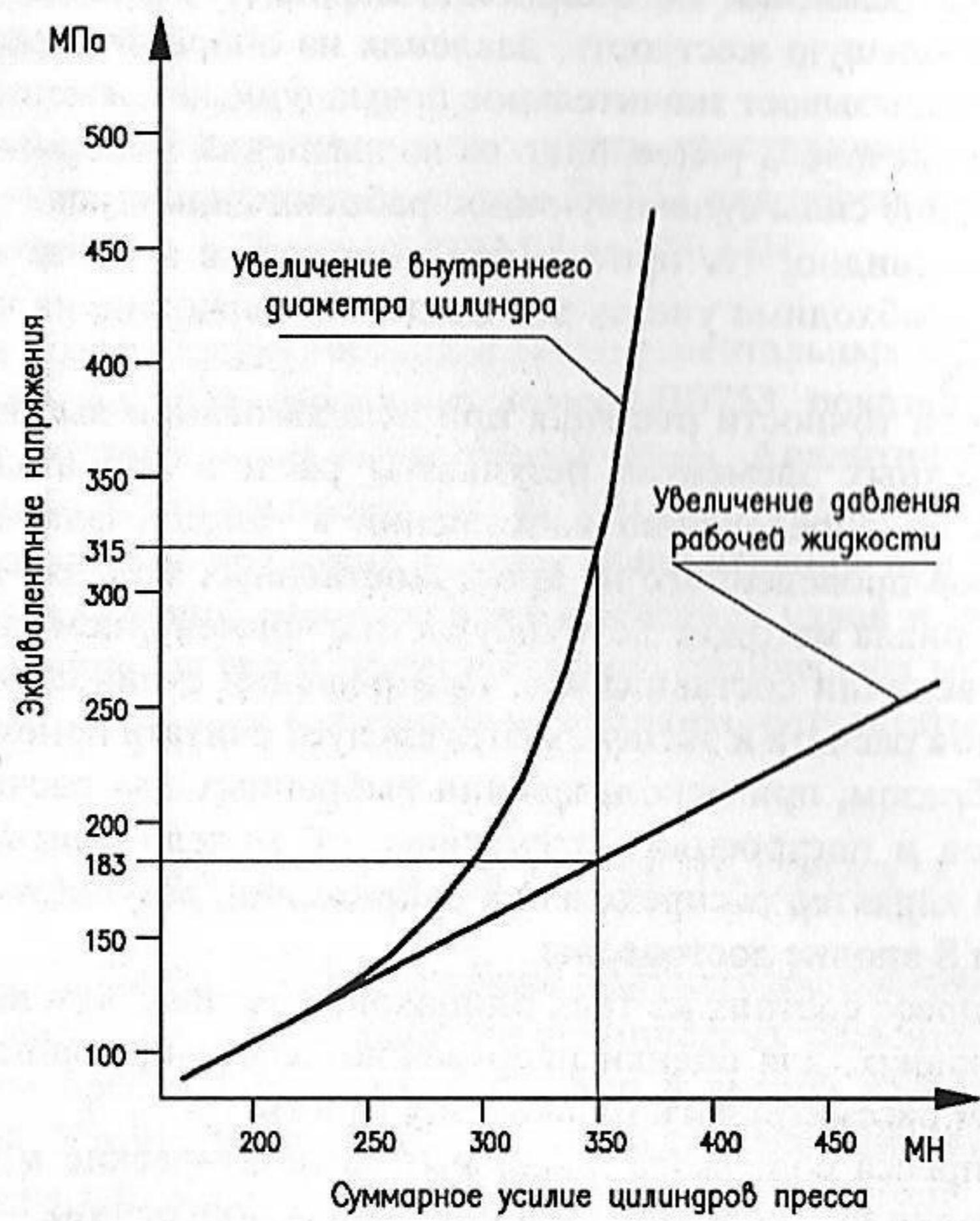


Рис. 3.1. Зависимость эквивалентных напряжений на внутренней поверхности стенки рабочего цилиндра от увеличения силы цилиндра

При постоянных  $D_1$  и  $D_2$  эквивалентные напряжения на внутренней поверхности стенки цилиндра находятся в прямой зависимости от рабочего давления и, следовательно, от усилия цилиндра. Зависимость эквивалентного напряжения от усилия цилиндра при увеличении внутреннего диаметра имеет более сложный характер. Взяв в качестве обобщенного параметра усилие цилиндра  $F_c$ , можно получить сопоставление  $\sigma_{\text{экв}}$  при увеличении усилия пресса за счет увеличения давления рабочей жидкости и за счет увеличения внутреннего диаметра рис. 3.1. Для удобства анализа по оси абсцисс показано суммарное усилие шести рабочих цилиндров.

Повышение силы пресса до 350 МН за счет увеличения внутренних диаметров рабочих цилиндров вызывает более высокий уровень напряжений, чем при повышении давления. Расчетные напряжения по формуле (3.1) при увеличенных внутреннем диаметре и давлении рабочей жидкости составляют, соответственно, 315 и 183 МПа. Предел выносливости материала цилиндра (кованая сталь 35) составляет  $\sigma_0 = 250$  МПа, запас прочности по усталости при увеличенном внутреннем диаметре  $n = 250/315 = 0,79 < 1$ , поэтому вариант с увеличением внутреннего диаметра цилиндра исключается из дальнейшего рассмотрения.

При увеличении силы пресса до 350 МН за счет повышения давления рабочей жидкости до 55 МПа максимальные напряжения на внутренней поверхности цилиндра остаются ниже предела выносливости (185 МПа). Но цилиндры пресса имеют опору на фланец, в галтели которого даже при равномерных по окружности контактных давлениях максимальные напряжения в 1,3 – 1,6 раза превышают напряжения на внутренней поверхности стенки цилиндра. Кроме того, на поверхности этой галтели максимумы напряжений увеличиваются за счет неравномерной жесткости цилиндрового стакана и общего изгиба архитрава. Сказанное выше определило необходимость исследования напряженного состояния галтели фланца цилиндра в условиях совместной работы с архитравом. Исследование проведено на модели узла, содержащей архитрав, цилиндр и колонну. Наличие двух плоскостей симметрии позволило рассматривать четвертую часть конструкции с наложением соответствующих граничных условий по плоскостям симметрии.

На рис. 3.2 показана эпюра максимальных напряжений по окружности галтели фланца при давлении рабочей жидкости 55 МПа, соответствующей силе пресса 350 МН. Напряжения в галтели фланца возрастают по мере приближения к сечению, параллельному поперечной оси пресса, что связано с изгибом архитрава при рабочем нагружении. Величина максимальных напряжений в галтели фланца достигает 415 МПа, что почти в два раза больше предела выносливости материала цилиндра. Следовательно, при существующей конструкции цилиндра увеличить его силу в 1,75 раза за счет повышения давления рабочей жидкости не представляется возможным.

Методом математического моделирования были проведены расчеты напряженного состояния архитрава, подвижной поперечины и основания. Результаты расчетов показали, что увеличение силы пресса до 350 МН за счет повышения силы существующих рабочих цилиндров вызывает в этих базовых деталях уровни напряжений, превышающие предел прочности материала деталей. Возможность разрушения существующих базовых деталей при увеличении силы пресса до 350 МН делает необходимым поиск новых конструктивных решений, позволяющих обеспечить длительную безотказную работу этих деталей.

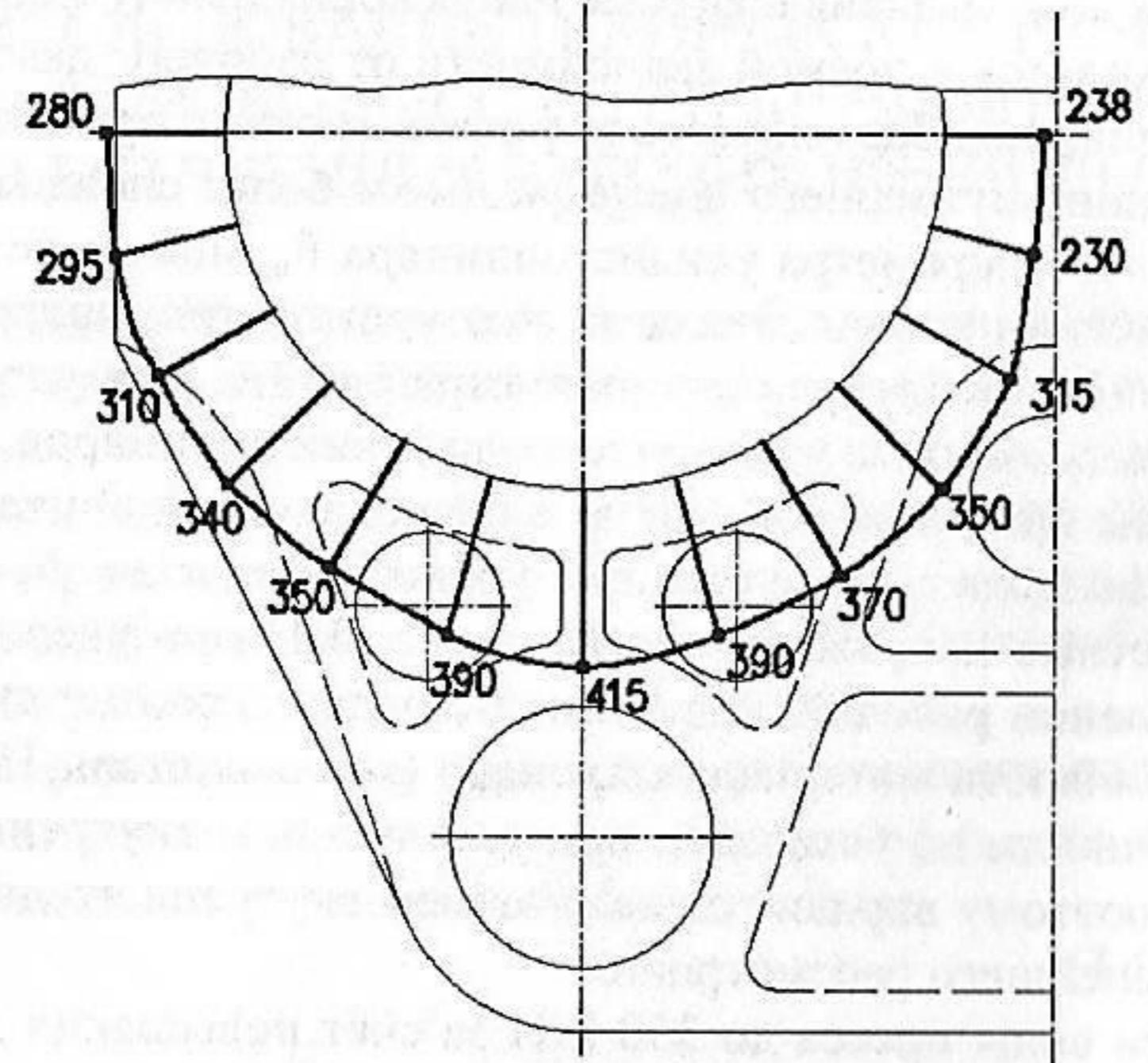


Рис.3.2. Напряжения в галтели фланца цилиндра П0753

#### ГЛАВА 4. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ ПО УВЕЛИЧЕНИЮ СИЛЫ ПРЕССА П0753 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ПРЕССОВ

В прессе П0753 (рис. 1.1) между колоннами каждой секции размещаются возвратные цилиндры, передающие нагрузку на подвижную поперечину при возврате ее в исходное верхнее положение. Возвратный цилиндр 10 закреплен на основании 4. Плунжер возвратного цилиндра, перемещающий подвижную поперечину 3, располагается в свободном пространстве между колоннами 6.

Замена возвратного цилиндра на цилиндр двойного действия дает принципиальную возможность догрузить штамп без увеличения размеров подвального пространства и перегрузки существующих базовых деталей. Для сохранения существующей схемы взаиморасположения деталей, обеспечивающих возврат подвижной поперечины, ось цилиндра двойного действия (в дальнейшем дополнительного цилиндра) должна совпадать с осью существующего возвратного цилиндра. Место расположения дополнительного цилиндра определяет его внешний и внутренний диаметры и, следовательно, диаметр плунжера и силу цилиндра, которая пропорциональна площади сечения плунжера.

Принципиальная схема дополнительного пресса, встроенного в каждую секцию пресса П0753, показана на рис. 4.1. Секция основного пресса с встроенным дополнительным прессом показана на рис. 4. 2.

В дополнительном прессе (рис.4.1) имеются два цилиндра 14, которые расположены между колоннами основного пресса в местах, где ранее располагались возвратные цилиндры. Корпуса цилиндров соединены малыми дополнительными колоннами 15 и накладкой 16 с подвижной поперечиной 3. Штоки плунжеров 17 соединены с большими дополнительными колоннами 18 разъемными гайками 19, которые установлены неподвижно и закреплены на дополнительной нижней поперечине 20 при помощи гаек 21.

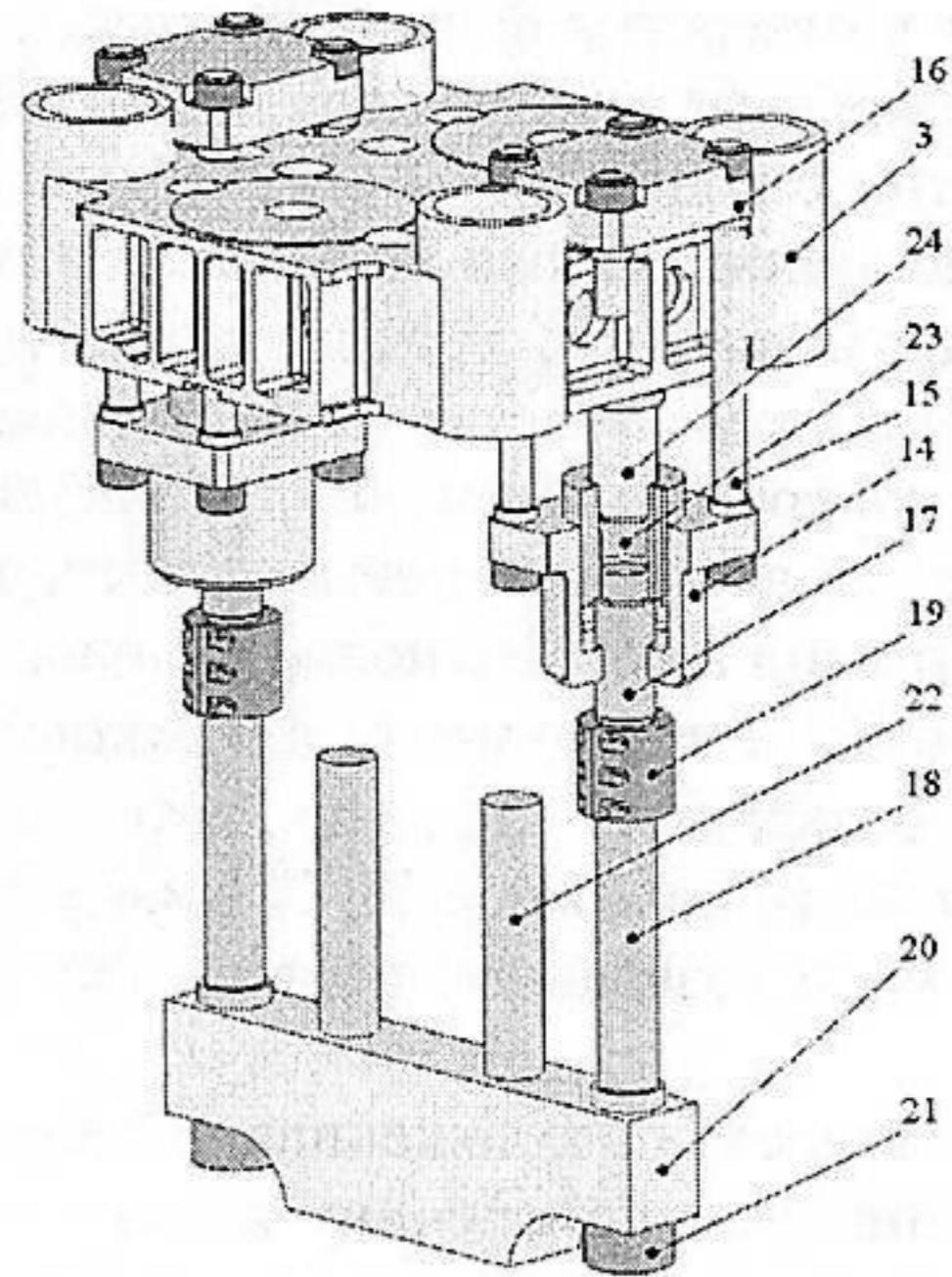


Рис 4.1. Дополнительный пресс, расположенный в секции основного пресса:

3 – подвижная поперечина; 14 – цилиндр; 15 – малая дополнительная колонна; 16 – накладки; 17 – плунжер; 18 – большая дополнительная колонна; 19 – гайка разъемная 20 – траверса; 21 – гайка; 22 – штырь; 23 – цилиндр возвратного хода; 24 – плунжер возвратного цилиндра

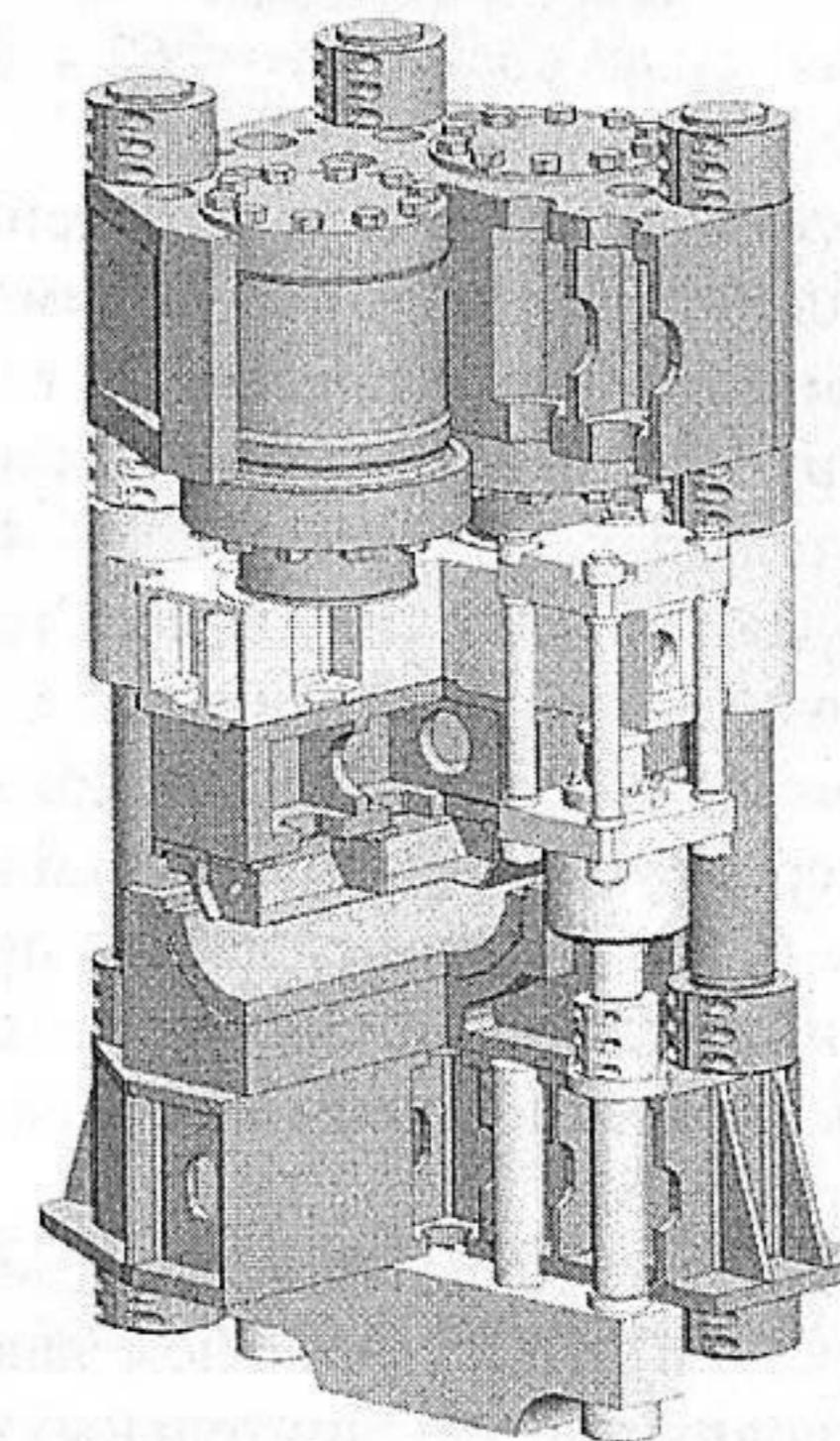


Рис. 4.2. Секция основного пресса (темный тон) с встроенным дополнительным прессом (светлый тон)

В центральной части дополнительной нижней поперечины смонтированы два штыря 22, которые проходят в отверстия основания пресса и упираются в нижнюю плоскость штампа 12. В верхней части плунжера выполнен цилиндр возвратного хода 23, с плунжером возвратного хода 24.

В плунжере цилиндра дополнительного секционного пресса верхняя часть одновременно является цилиндром, в котором размещается плунжер возврата подвижной поперечины (рис. 4.3). Плунжер 17 остается постоянно неподвижным. В верхнем положении подвижной поперечины (рис. 4.3, а) рабочая жидкость подается в дополнительный цилиндр по каналу,циальному в плунжере. Дополнительный цилиндр 14 совершает рабочий ход в нижнее положение на 300 мм (рис. 4.3. б). Для возврата подвижной поперечины и инструмента в исходное верхнее положение рабочая жидкость подается в возвратный цилиндр, который выполнен в виде центральной полости в верхней части плунжера 17. Плунжер возвратного цилиндра 24 совершает ход вверх на 300 мм и возвращает подвижную траверсу и инструмент в исходное положение.

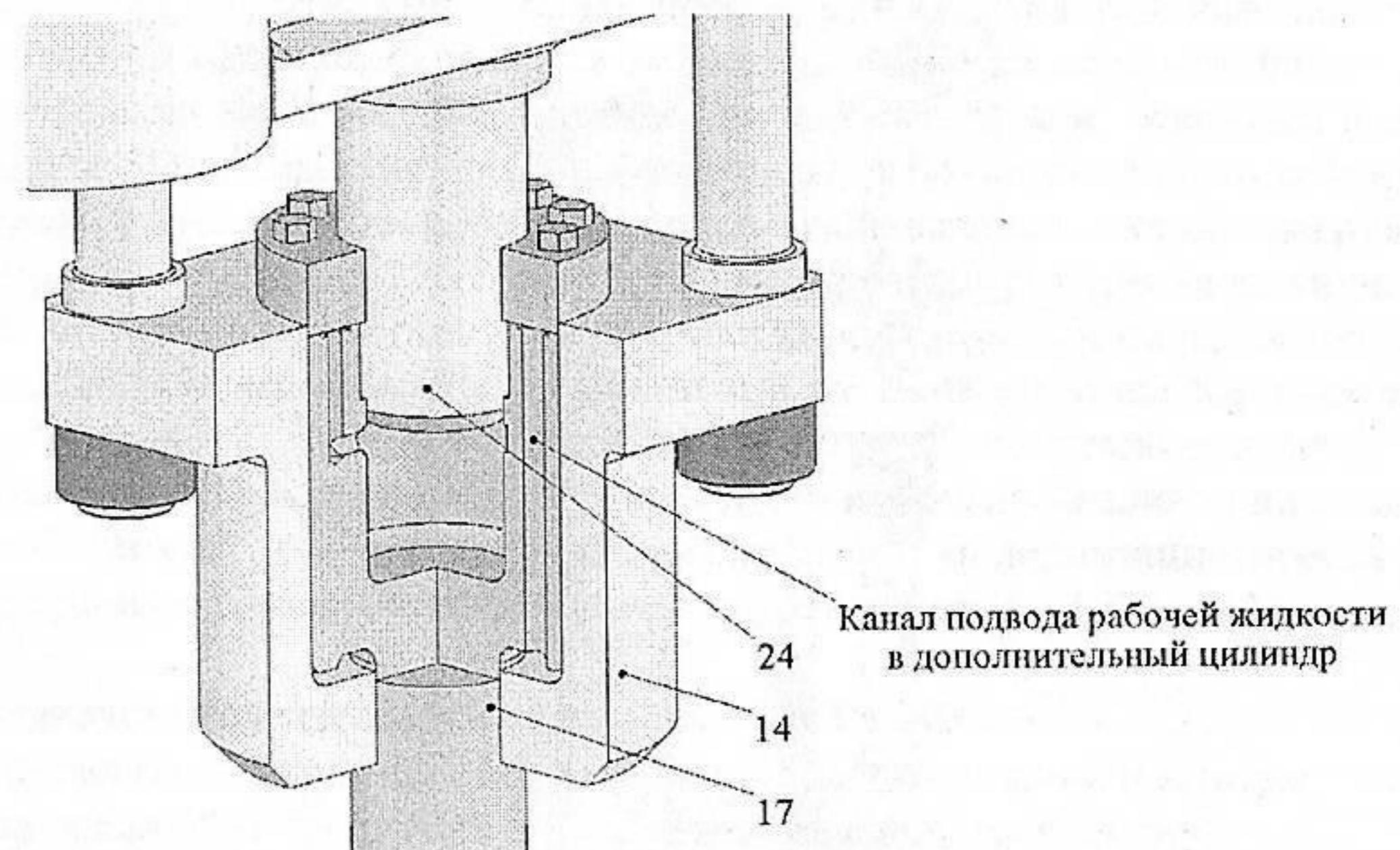
В отличие от схемы тандем предложенная конструкция дополнительного пресса имеет неподвижную нижнюю поперечину и два узла плунжер-колонна, оси которых лежат в плоскости, проходящей через оси основных колонн. Такая конструкция позволяет разместить дополнительные прессы без углубления существующего подвального помещения и фундаментов пресса. Нагрузка от нижней неподвижной поперечины 20 передается непосредственно на штамп штырями 22, поэтому сила дополнительных прессов не увеличивает нагрузку на существующее основание пресса. Из существующих базовых деталей дополнительную нагрузку несет только подвижная поперечина 3.

При давлении рабочей жидкости  $q = 32 \text{ МПа}$  два цилиндра дополнительного пресса развивают силу  $20,8 \text{ МН}$ . Дополнительные прессы размещаются в трех основных секциях, их общая сила составит  $= 62,4 \text{ МН}$ , а общая сила пресса  $N_{\text{пр}} = N_{\text{осн}} + N_{\text{доп}} = 200 + 62,4 = 262,4 \text{ МН} < 350 \text{ МН}$ .

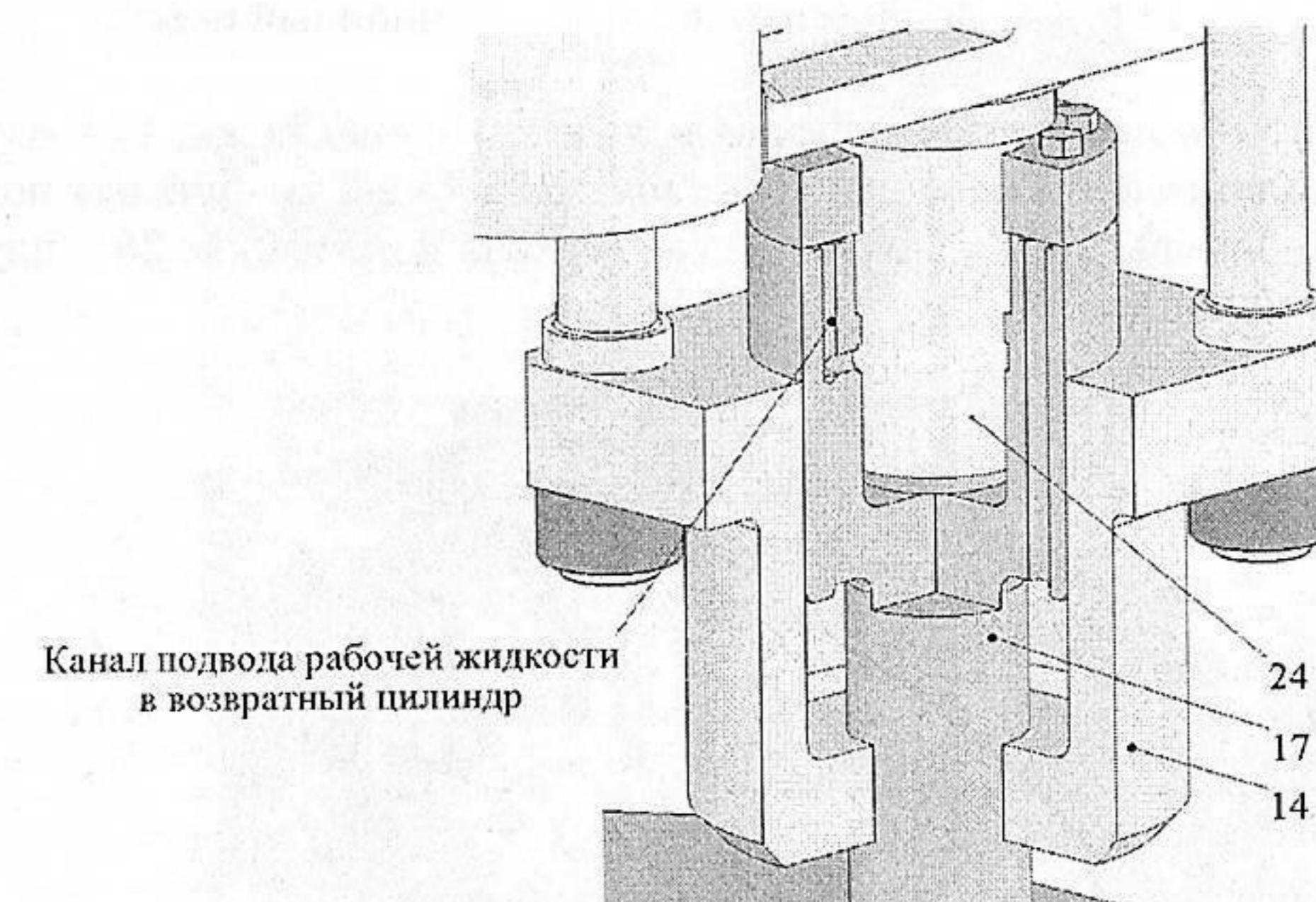
Для дальнейшего увеличения силы пресса и обеспечения более равномерного распределения нагрузки по длине заготовки необходимо расположить дополнительные прессы и между секциями основного пресса. С этой целью используется предложенная выше общая конструктивная схема секционного дополнительного пресса. В межсекционных дополнительных прессах (рис. 4.4) вводится дополнительная верхняя поперечина 25, которая передает силу пресса на верхнюю балку 7 (рис. 1.1). В поршневой части плунжера 26 цилиндры возвратного хода не предусмотрены.

В дальнейшем дополнительный пресс, расположенный в секции основного пресса и передающий силу через существующую подвижную поперечину, будем называть секционным прессом (СП). Дополнительный пресс, расположенный между секциями основного пресса и передающий силу через дополнительную подвижную поперечину, будем называть межсекционным прессом (МП). Комплекс дополнительных прессов показан на рис. 4.5.

Увеличение силы пресса осуществляется встраиванием в его конструкцию пяти дополнительных прессов (рис. 4.6). При проектном давлении рабочей жидкости во всех рабочих цилиндрах (основных и дополнительных)  $q = 32 \text{ МПа}$  пресс П0753М развивает силу  $304 \text{ МН}$ . Для увеличения суммарной силы пресса до  $350 \text{ МН}$  давление рабочей жидкости во всех рабочих цилиндрах увеличивается до  $37 \text{ МПа}$ .



а



б

Рис. 4.3. Дополнительный секционный пресс. Схема работы узла плунжер – цилиндр возврата подвижной поперечины:

а – перед началом рабочего хода, подвижная поперечина в верхнем положении;  
б – конец рабочего хода, подвижная поперечина в нижнем положении

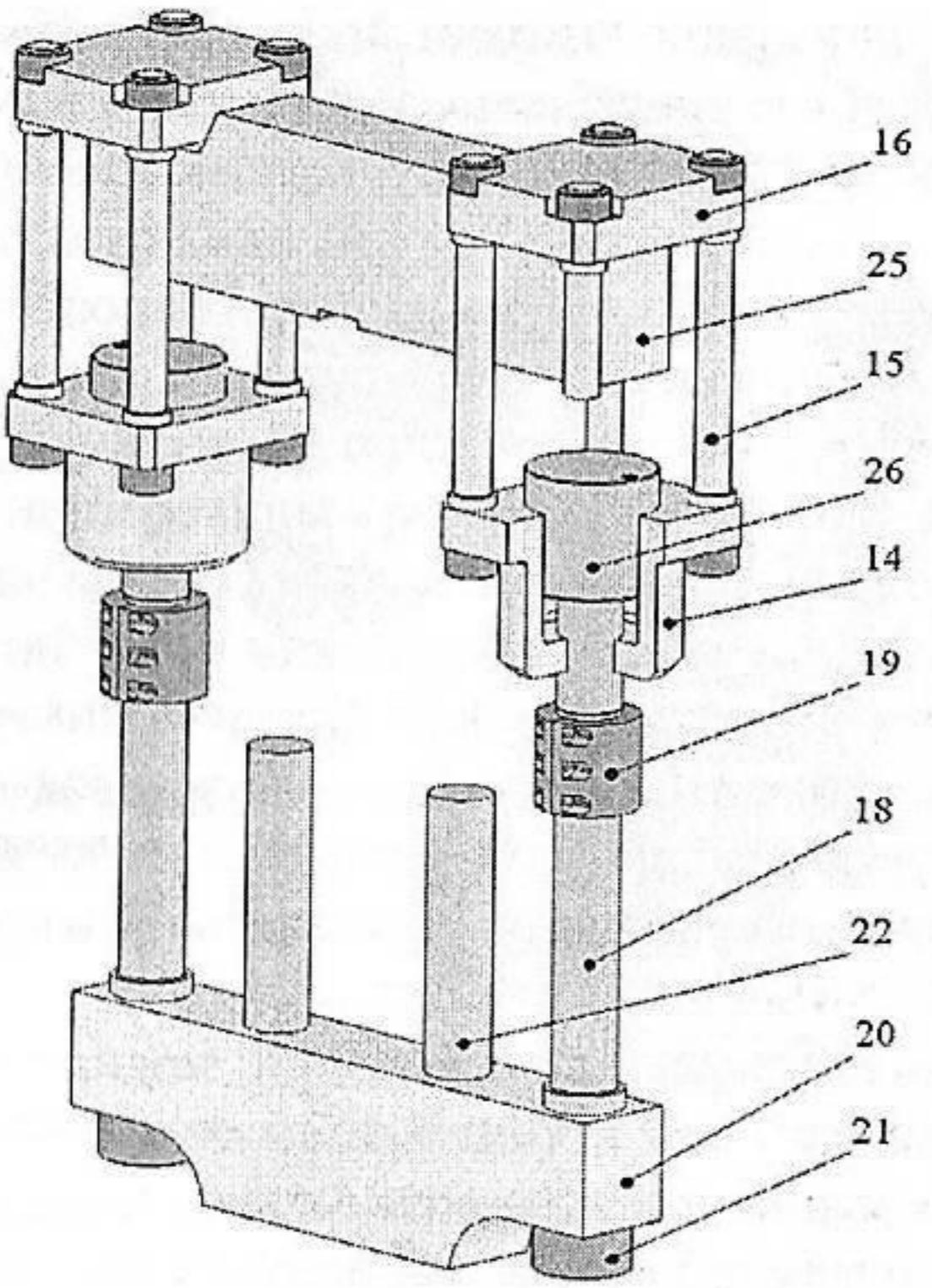


Рис. 4.4. Дополнительный межсекционный пресс:

14 – цилиндр; 15 – малая дополнительная колонна; 16 – накладки; 17 – плунжер; 18 – большая дополнительная колонна; 19 – гайка разъемная; 20 – нижняя поперечина; 21 – гайка; 22 – штырь; 25 – дополнительная верхняя поперечина; 26 – плунжер дополнительного цилиндра

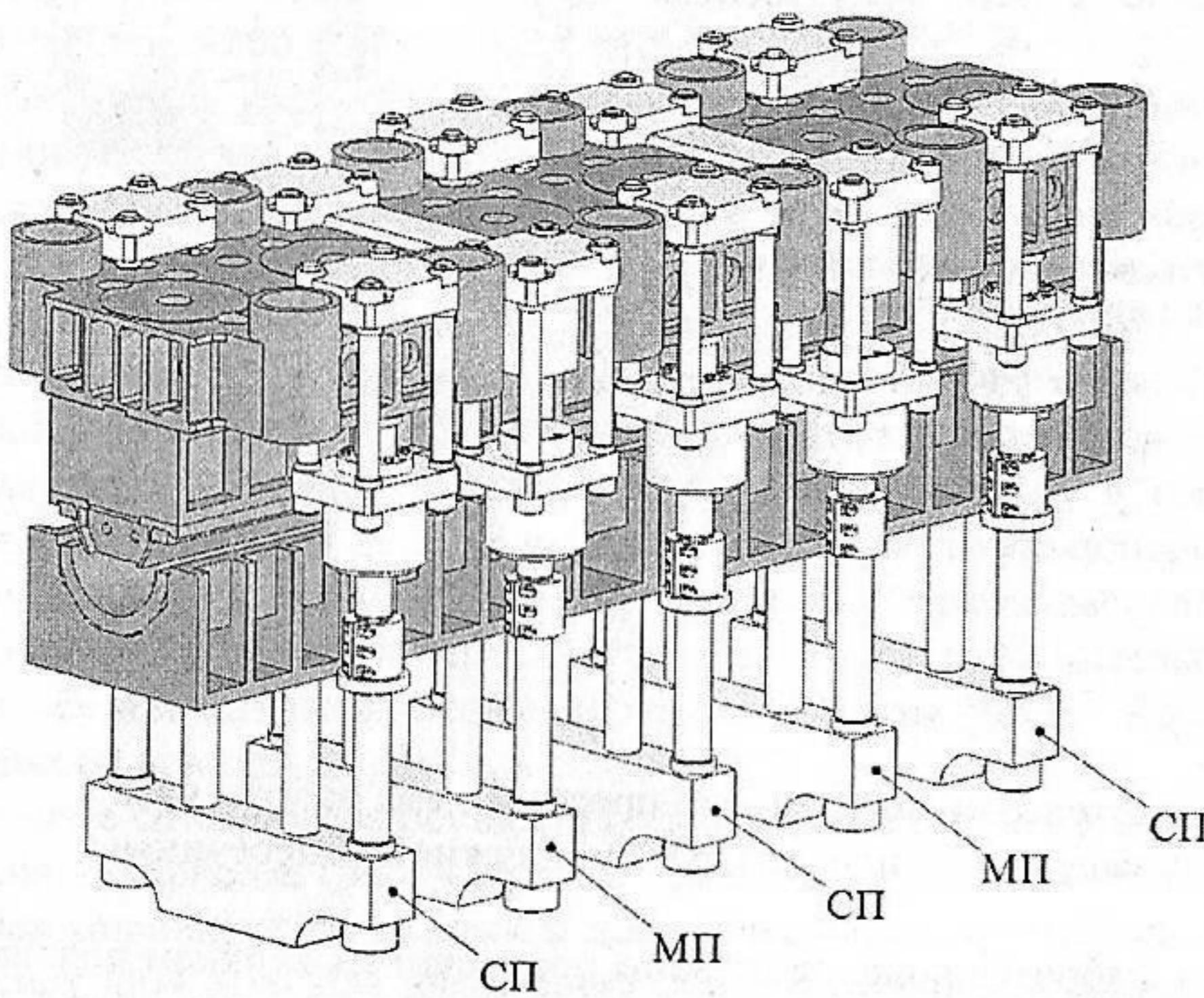


Рис. 4.5. Комплекс дополнительных прессов (показаны светлым), передающих силу на подвижную поперечину и нижний штамподдержатель (показаны темным)

В конструкции модернизированного пресса сила 120 МН, развиваемая пятью дополнительными прессами, передается непосредственно на верхнюю балку, замыкается на нижнем штампе и не воздействует на базовые детали основных прессов, за исключением подвижных поперечин. Архитравы, рабочие цилиндры, колонны и основания основных прессов работают при первоначальных схемах нагружения, а воспринимаемая ими сила 230 МН в 1,15 раза превышает первоначальную проектную силу 200 МН. Кроме того, на большинстве режимов работы пресса сила дополнительных прессов для получения одной и той же силы всего пресса позволяет снизить давление рабочей жидкости и уменьшить нагрузку на базовые детали.

Настоящее конструктивно-технологическое решение по увеличению силы пресса полностью отвечает требованиям, предъявляемым к модернизации пресса окончательной формовки заготовок нефтегазовых труб диаметром 1020 – 1220 мм, а именно:

- увеличивает силу пресса в 1,75 с 200 МН до 350 МН;
- осуществляется в кратчайшие сроки, так как изготовление и монтаж новых деталей не требует разработки специальных технологий;
- не требует доработки существующих базовых деталей и фундамента;
- не увеличивает габаритных размеров пресса.

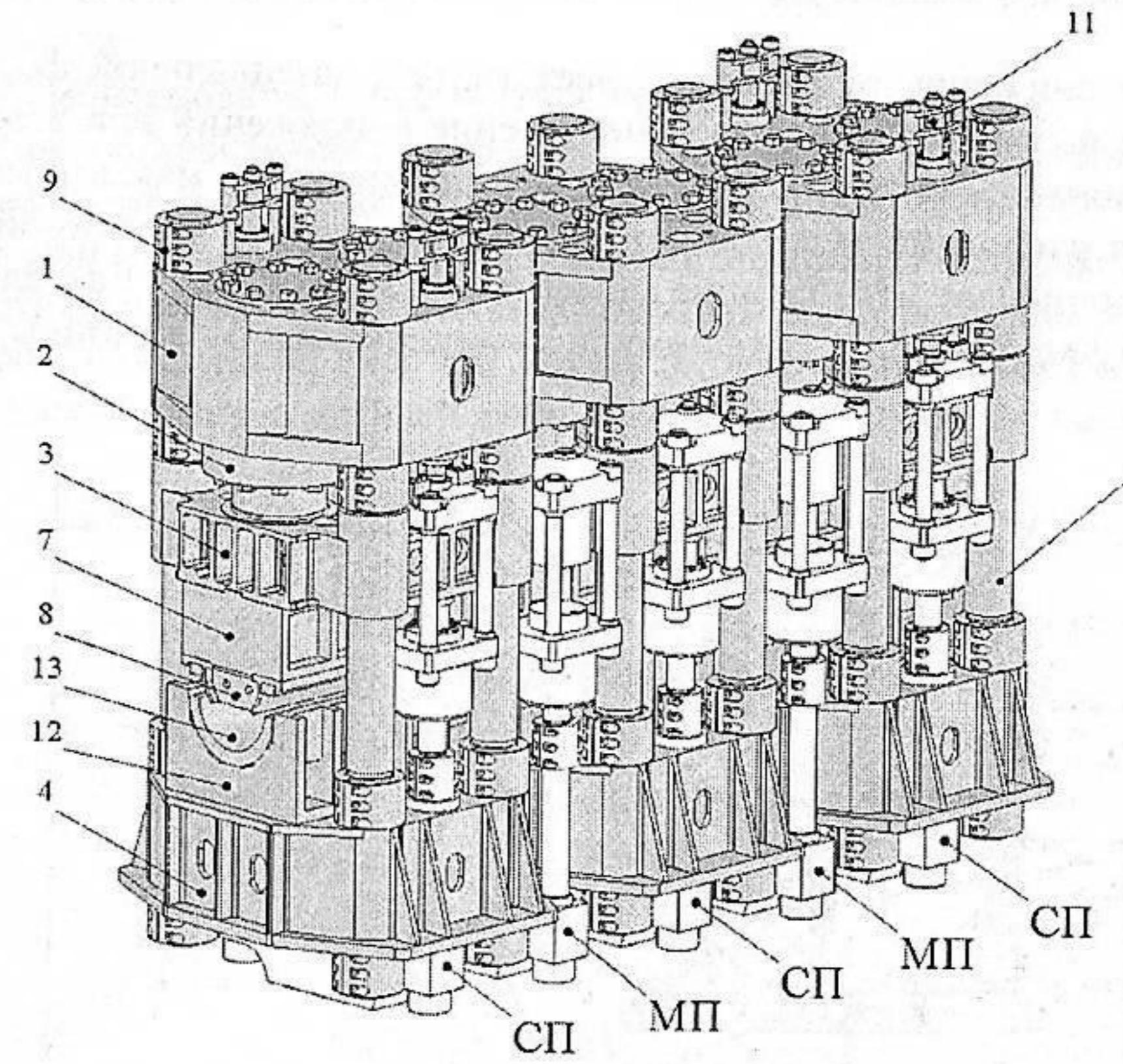


Рис. 4.6. Конструкция пресса силой П0753М силой 350 МН (детали дополнительных прессов показаны светлым):

1 – верхняя поперечина; 2 – главные цилиндры; 3 – подвижная поперечина; 4 – основание, 6 – колонны; 7 – балка, 8 – инструмент; 9 – гайки разъемные; 10 – цилиндры возвратные; 11 – цилиндры синхронизирующие; 12 – штамп; 13 – вкладыши сменные; СП – секционный дополнительный пресс; МП – межсекционный дополнительный пресс

## ГЛАВА 5. ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЛОЖЕННОЙ СХЕМЫ МОДЕРНИЗАЦИИ ПО КРИТЕРИЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Методом математического моделирования проведено исследование напряженного состояния существующих базовых деталей основного пресса при нагрузках, соответствующих увеличению давления рабочей жидкости в главных цилиндрах в 1,15 раза с 32 МПа до 37 МПа. Результаты исследований показали, что уровни максимальных напряжений в базовых деталях при силе пресса, увеличенной в 1,15 раза, не превышают минимально допустимого запаса прочности по усталости, что гарантирует их неограниченную долговечность. Исключение составили главные цилиндры, в галтелях фланцев которых максимальные напряжения превышали предел прочности материала по усталости.

В галтелях фланцев цилиндров при давлении рабочей жидкости 37 МПа максимальные напряжения фланца  $\sigma_{max} = 280$  МПа, предел выносливости материала  $\sigma_0 = 250$  МПа и запас прочности по усталости  $n = 250/280 = 0,89 < 1$ . Сохранение существующей формы галтели фланца не обеспечивает неограниченную долговечность цилиндра.

Значительное снижение напряжений дает галтель специальной формы с поднутрением стенки цилиндра (рис. 5.1). Уменьшение напряжений при этом происходит как за счет уменьшения кривизны в местах возникновения максимумов, так и за счет приближения равнодействующей контактных давлений к срединной поверхности стенки, что уменьшает изгибающие моменты в ее сечениях. Галтель выполняется несколькими радиусами, находящимися в зависимости от толщины стенки цилиндра.

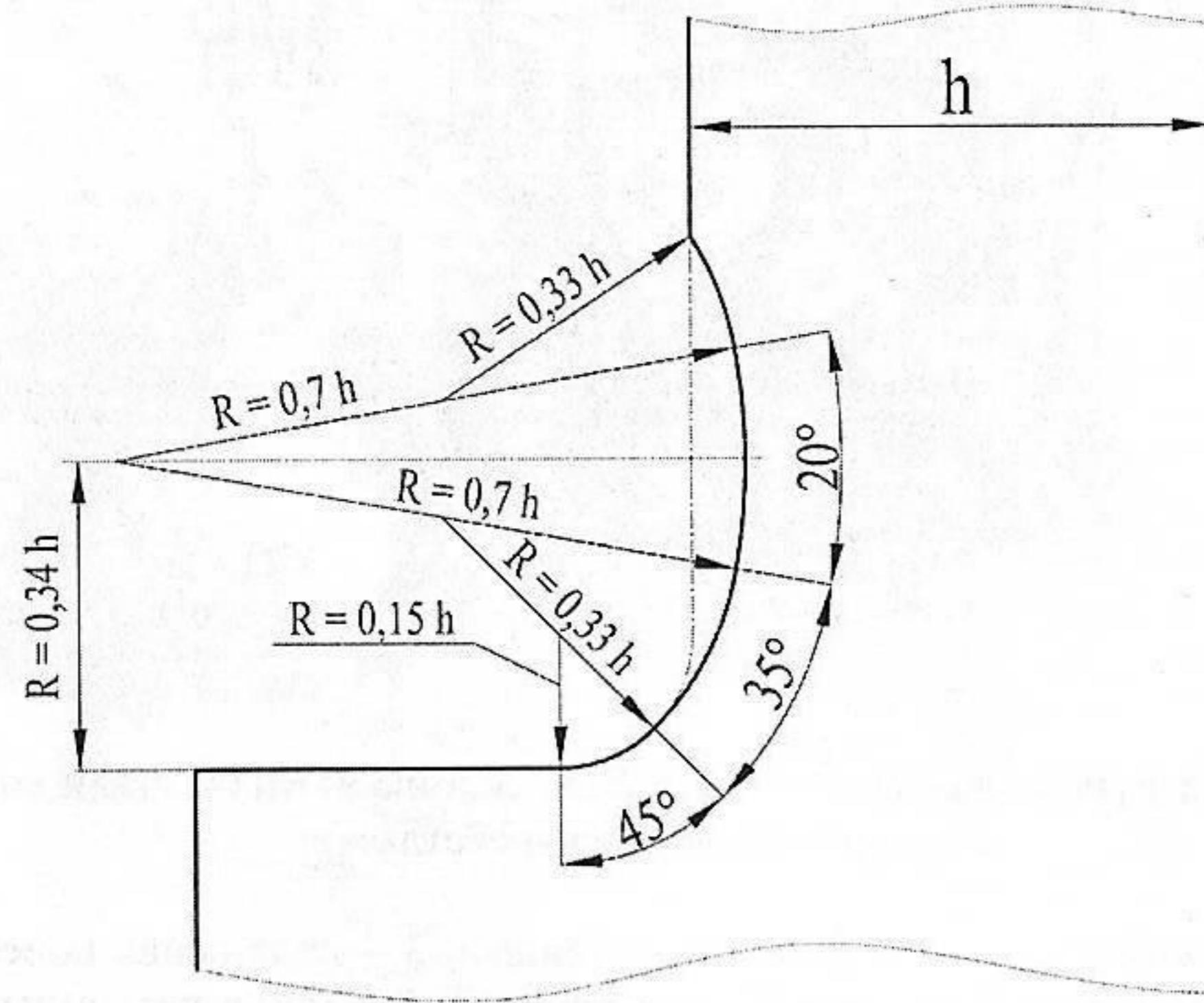


Рис. 5.1. Геометрия галтели фланца цилиндра с поднутрением стенки цилиндра

Расчет главного цилиндра на давление 37 МПа с новой формой галтели фланца показал, что максимальные главные напряжения составляют 206,4 МПа. Запас прочности по усталости для цилиндра

$$n = \sigma_0 / \sigma_{1max} = 250 / 206,5 = 1.21$$

Коэффициент запаса по усталости для цилиндра больше минимально допустимого значения  $[n]=1.2$ , что позволяет гарантировать неограниченную долговечность детали.

Исследования напряженного состояния деталей дополнительных прессов показали, что уровень максимальных напряжений в них не превышает пределов выносливости материала и обеспечивает необходимый запас прочности. Исключение составили детали узла составная колонна – разъемная гайка, напряжения в которых превышали допустимый уровень, что потребовало изысканий новой конструкции деталей узла.

Конструкция деталей узла составная колонна – разъемная гайка, определяемая ограниченным пространством для размещения и технологией сборки, должна отвечать следующим требованиям:

- обеспечивать прочностную надежность и неограниченную долговечность соединяемых деталей;
- размещаться в заданных габаритах между колоннами основного пресса и штампом;
- легко монтироваться и демонтироваться.

В колоннах гидравлических прессов и испытательных машин для передачи больших осевых сил применяются гребенчатые соединения рис.5.2. На конце круглого стержня или колонны нарезают кольцевые впадины, в которые входят выступы гайки. Геометрия впадин колонны, выполненных по существующим конструкторским нормам, показана на рис. 5.3. Такую же геометрию имеют впадины разъемной гайки. Центрирование деталей осуществляется по посадке на диаметре  $\varnothing 340$  мм.

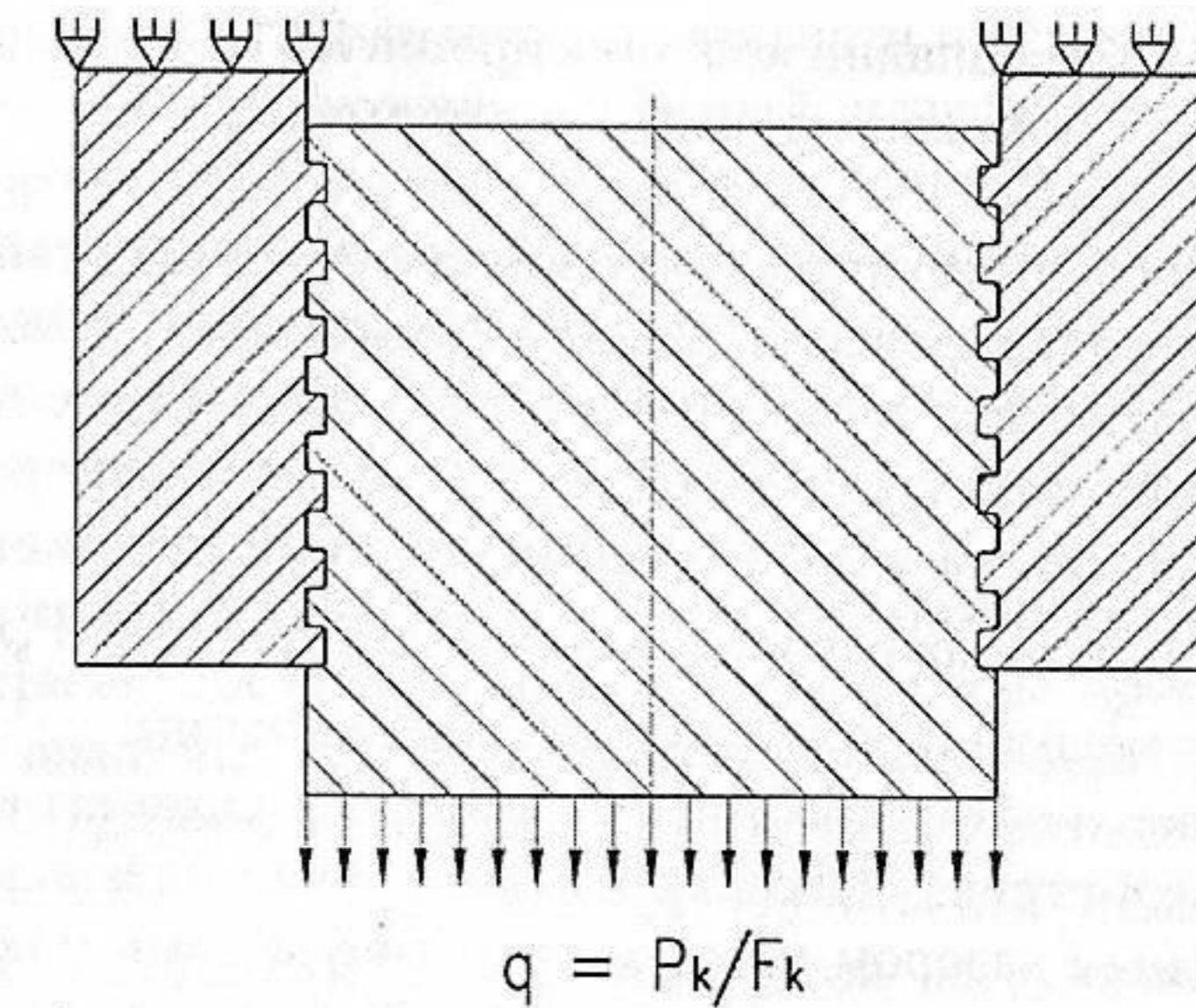


Рис.5.2. Расчетная схема узла  
составная колонна – разъемная гайка

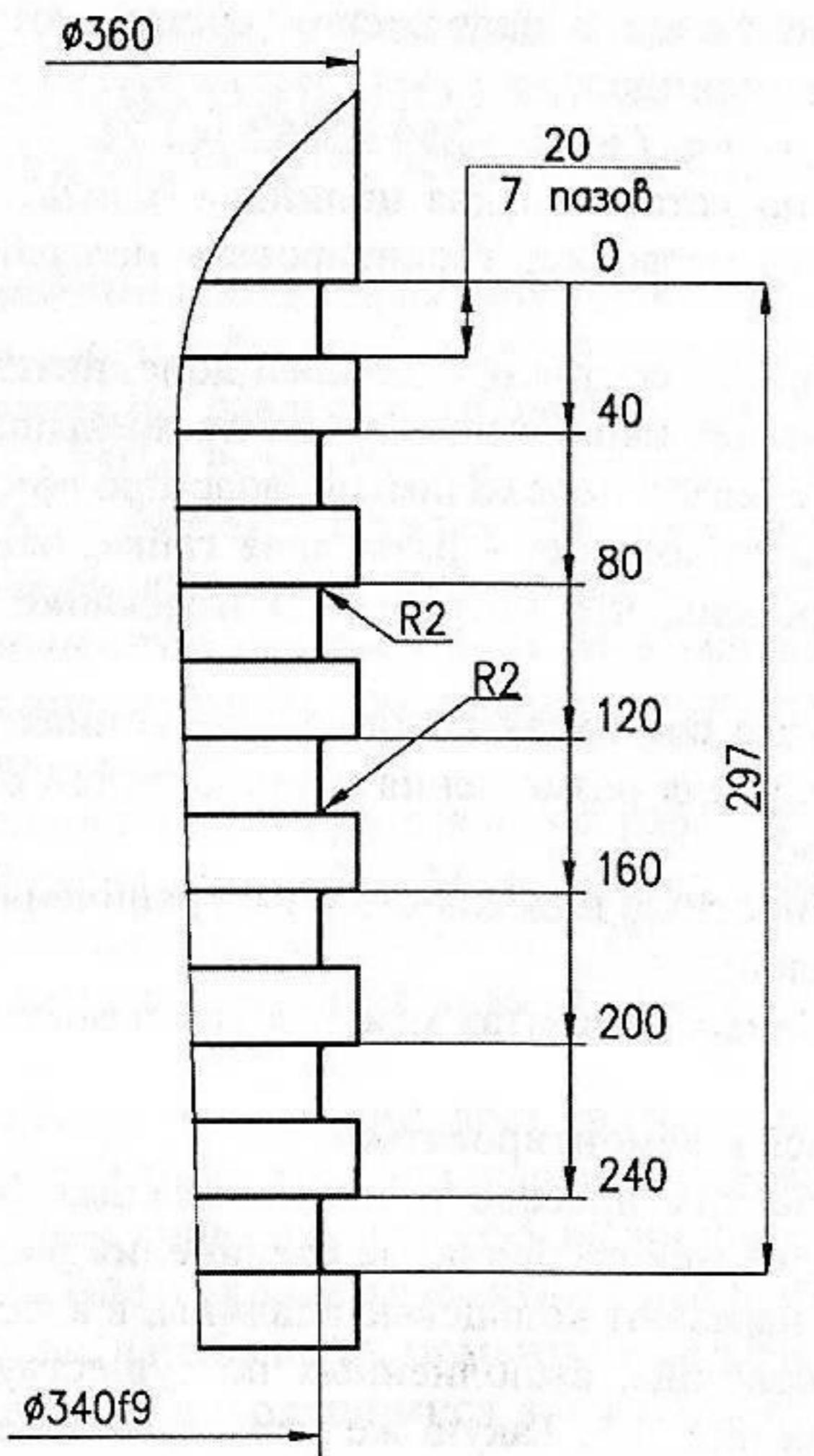


Рис. 5.3. Геометрия впадин колонны пресса П0753М, выполненных по конструкторским нормалиям

Расчет напряженного состояния узла колонна - разъемная гайка выполнен методом математического моделирования. В силу симметрии наиболее нагруженных частей узла колонна – разъемная гайка относительно средней горизонтальной плоскости стяжной гайки рассматривается верхняя половина стяжной гайки и нижняя часть колонны. Расчетная схема узла в осесимметричной постановке представлена на рис. 5.2. К колонне приложена распределенная нагрузка  $q = P_k/F_k$ , где  $P_k$  и  $F_k$  – сила, воспринимаемая колонной и площадь сечения колонны.

На контактных поверхностях колонны и гайки расположены конечные элементы контактного взаимодействия. Рассматривается случай идеального изготовления с нулевым первоначальным зазором между контактирующими поверхностями. Коэффициент трения между поверхностями  $f = 0,15$ . В углах впадин радиус галтели  $r = 2$  мм, профили каналов колонны и гайки одинаковы.

На рис. 5.4. представлено распределение максимальных напряжений в галтелих впадин колонны. Наибольшие напряжения возникают в галтели первой впадины, их величина достигает 1010 МПа.

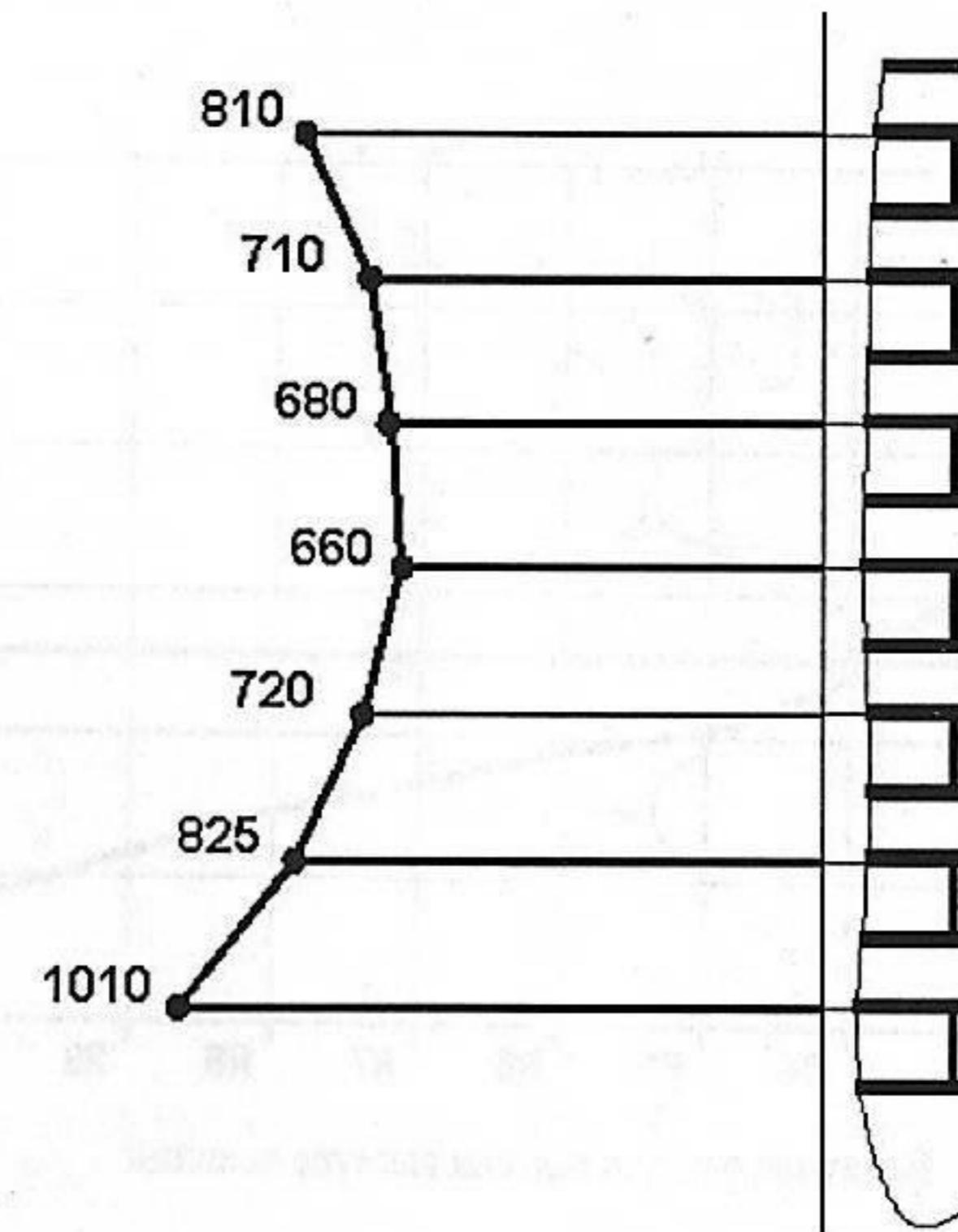


Рис. 5.4. Максимальные напряжения, МПа, в галтелих впадин колонны дополнительного пресса

Колонна изготовлена из стали 38ХН3МА. Предел выносливости для данного материала при пульсационном цикле  $\sigma_0 = 755$  МПа, запас прочности по усталости для плунжера и колонны

$$n = \sigma_0 / \sigma_{1\max} = 755 / 1010 = 0.75 < 1,$$

что делает закономерным возникновение трещин в галтелих впадин колонны.

Для повышения запаса прочности по усталости необходимы разработка и обоснование специальных конструктивных решений, позволяющих уменьшить уровень максимальных напряжений в галтели впадины первого нагруженного выступа.

Напряжения в галтелих впадин являются суммой номинальных (расчетных) напряжений за счет растягивающей нагрузки по телу колонны и напряжений от изгиба выступа нагрузкой со стороны гайки. Номинальные напряжения увеличиваются за счет концентрации напряжений, обусловленной резким изменением формы сечения.

Проведя аналогию с резьбовым соединением, можно сказать, что концентрация напряжений в метрической резьбе может быть снижена простым увеличением радиуса скругления впадины. Проанализируем, как меняется уровень напряжений в галтели наиболее нагруженного выступа колонны в зависимости от ее радиуса при исходном шаге. На рис. 5.5 представлены результаты исследования.

Максимальные напряжения в галтели первой нагруженной впадины колонны при  $R=10$  мм равны 580 МПа, что в 1.75 раза меньше чем в галтели с радиусом  $r = 2$  мм. Новая конфигурация профиля впадин колонны дает запас прочности по усталости

$$n = \sigma_0 / \sigma_{1\max} = 755/580 = 1,3$$

и может быть принята за основу конструкции впадин гребенчатого соединения.

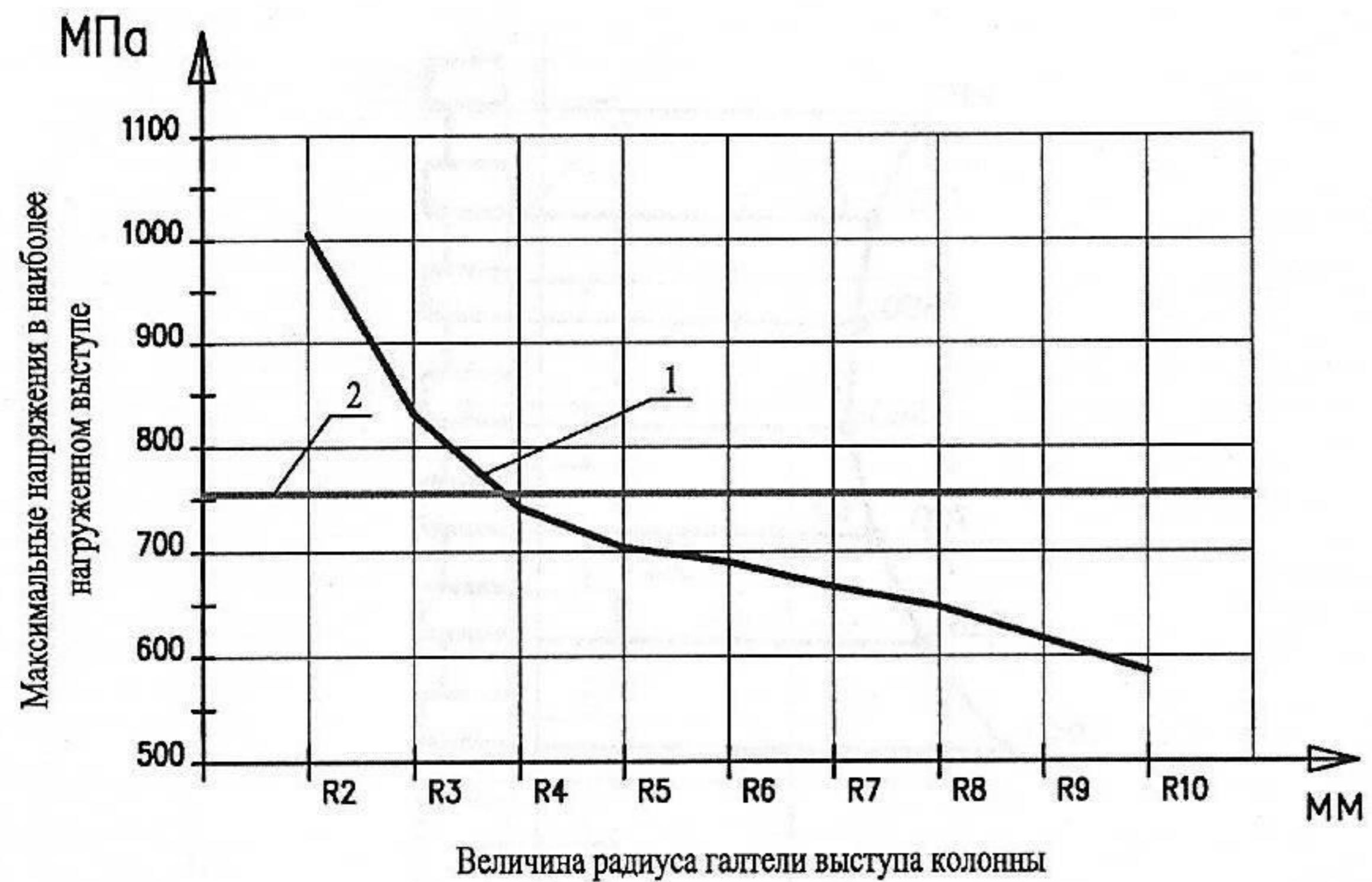


Рис. 5.5. Зависимость максимальных напряжений в колонне от радиуса галтели  
 1 – максимальные напряжения в , МПа  
 2 – предел выносливости  $\sigma_0$  стали 38ХН3МА

Максимальные напряжения в галтели первой нагруженной впадины гайки при увеличении радиуса галтели впадины колонны снижаются, однако по прежнему выше предела выносливости. Выступы колонны и гайки имеют одинаковую геометрию, схему нагружения и работают в равных условиях, следовательно увеличение радиуса галтели выступов гайки должно принести такой же эффект как и в колонне. Но для стабильной работы гребенчатого соединения необходимо обеспечить соосность соединяемых деталей и разъемной гайки. Ранее соосность обеспечивалась за счет центрирования деталей по внутреннему диаметру впадин колонны и наружному диаметру. В новой конструкции соединения для центровки деталей профиль галтели впадины гайки выполняется комбинированным. Со стороны восприятия нагрузки радиус галтели впадины делается достаточно большим для обеспечения примерного равенства максимальных напряжений в галтелях впадин колонны и гайки. В тоже время, этот радиус должен позволить со стороны торца колонны создать цилиндрический поясок, высота которого достаточна для центрирования деталей. Ряд последовательных расчетов позволил остановиться на профиле, показанном на рис.5.6. Новая геометрия узла колонна – разрезная гайка показана на рис 5.7.

Результаты расчета показали, что максимальные напряжения в колонне  $\sigma_{max,k} = 580$  МПа возникают в галтели впадины первого нагруженного выступа колонны. Максимальные напряжения в гайке также возникают в галтели впадины первого нагруженного выступа и равны  $\sigma_{max} = 550$  МПа. Плунжер и колонна выполнены из одного материала, места их соединения имеют одинаковую геометрию. Запас прочности по усталости для плунжера и колонны:

$$n = \sigma_0 / \sigma_{max} = 755 / 580 = 1.3$$

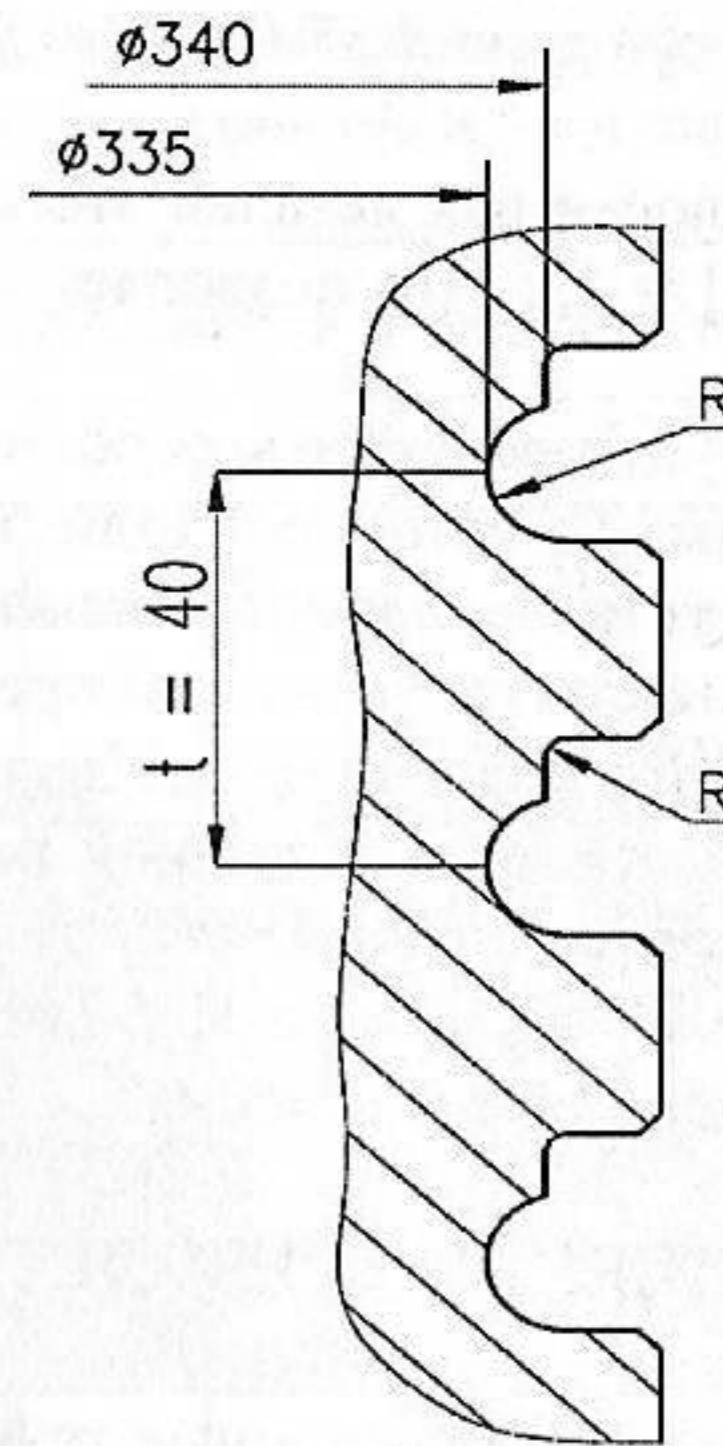


Рис. 5.6. Комбинированный профиль впадины гайки для центровки деталей гребенчатого соединения

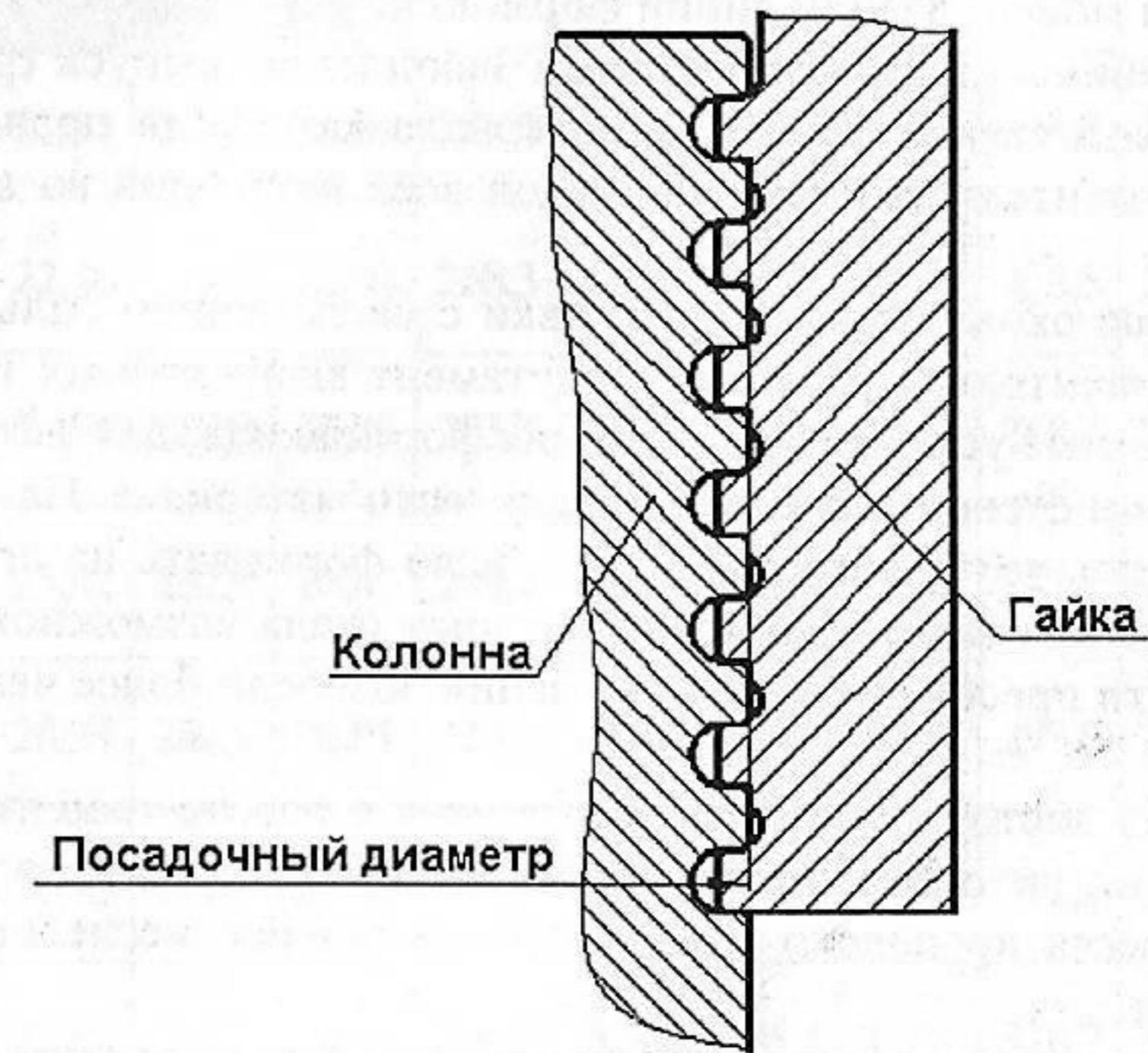


Рис. 5.7. Новая геометрия впадин узла колонна – гайка

Запас прочности по усталости для разъемной гайки:

$$n = \sigma_0 / \sigma_{\max} = 755 / 550 = 1.37$$

Коэффициент запаса по усталости для деталей этого соединения больше минимально допустимого значения  $[n] = 1.2$ , что позволяет гарантировать неограниченную долговечность детали.

Однако при работе пресса будут возникать дополнительные нагрузки, связанные с изгибом составной колонны. То есть, необходимы дополнительные меры по повышению запаса прочности по усталости и предотвращению появления трещин.

Для повышения запаса прочности по усталости предложено упрочнение галтелей впадин методом поверхностного пластического деформирования. Эта операция выполняется на обычном токарном станке с заменой резца державкой с накатным роликом, выполненным с радиусом равным радиусу галтели впадины. Накатка повышает предел выносливости не менее чем на 10 %, что позволяет гарантировать неограниченную долговечность деталей соединения.

## ГЛАВА 6. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Разработанные, исследованные и обоснованные технические решения по увеличению силы прессов формовки заготовок труб использованы при модернизации пресса П0753 с увеличением силы с 200 МН до 350 МН. Модернизированному прессу присвоен индекс П0753М.

Реализация проекта модернизации на Челябинском Трубопрокатном Заводе началась в начале 2004 г. Весной 2005 года трубоэлектросварочный стан 1220 был остановлен на 58 суток для модернизации линии формовки.

В июле 2005 г. Челябинский Трубопрокатный Завод начал выпуск труб диаметром 1220 мм с толщиной стенки 22 мм из материала категории прочности X70, предназначенных для строительства трубопроводов всех категорий во всех климатических зонах страны.

Модернизация пресса окончательной формовки с увеличением силы с 200 МН до 350 МН позволила значительно расширить сортамент выпускаемых труб. В таблице 6.1. показаны расчетные усилия ( $P$ ) и давления формовки ( $q$ ) для заготовок труб с различными толщинами стенок и пределами текучести материала. На сером фоне показана область заготовок труб, которые можно было формовать на прессе ранее, на белом фоне – область заготовок, формовка которых стала возможной после модернизации. Возможности пресса после модернизации возросли более чем в два раза (Таблица 5.1).

Для подтверждения достоверности разработанных в работе теоретических положений и выбранных на их основе конструктивных параметров деталей и узлов модернизированного пресса проведено его экспериментальное исследование методом электротензометрии.

Неравномерность нагружения колонн пресса и отклонение фактического усилия от расчетного находится в допустимых пределах, что свидетельствует о правильности выбора конструктивных параметров рабочих цилиндров и соединений.

Таблица 5.1.

Расчетные усилия ( $P$ ) и давления формовки ( $q$ ) для заготовок труб с различными толщинами стенок ( $s$ ) и пределами текучести материала  
Категории прочности материалов и их пределы текучести, МПа

Категории прочности материалов и их пределы текучести, МПа												
$\sigma_t$ max	K52		K55		K60		X60		X65		X70	
	460	490	580	514	548	621						
$s$ , мм	$P$ , МН	$q$ , МПа										
10	125,9	13,28	134,1	14,15	158,8	16,74	140,7	14,84	150,0	15,82	170,0	17,93
11	138,4	14,60	147,4	15,55	174,5	18,40	154,6	16,31	164,9	17,39	186,8	19,70
12	150,8	15,91	160,7	16,95	190,2	20,06	168,6	17,78	179,7	18,95	203,6	21,48
13	163,3	17,22	173,9	18,34	205,9	21,71	182,4	19,24	194,5	20,51	220,4	23,25
14	175,7	18,53	187,1	19,74	221,5	23,36	196,3	20,70	209,3	22,07	237,2	25,01
15	188,1	19,84	200,3	21,13	237,1	25,01	210,2	22,16	224,1	23,63	253,9	26,78
16	200,4	21,14	213,5	22,52	252,7	26,66	224,0	23,62	238,8	25,18	270,6	28,54
17	212,8	22,44	226,7	23,91	268,3	28,30	237,8	25,08	253,5	26,74	287,3	30,30
18	225,1	23,74	239,8	25,29	283,9	29,94	251,6	26,53	268,2	28,28	303,9	32,05
19	237,4	25,04	252,9	26,67	299,4	31,57	265,3	27,98	282,8	29,83	320,5	33,80
20	249,7	26,34	266,0	28,05	314,9	33,21	279,0	29,43	297,5	31,37	337,1	35,55
21	262,0	27,63	279,1	29,43	330,3	34,84	292,7	30,87	312,1	32,91	353,7	37,30
22	274,2	28,92	292,1	30,81	345,7	36,46	306,4	32,31	326,7	34,45	370,2	39,04

$\sigma_t$  - предел текучести, МПа

$s$  — толщина стенки, мм

## ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработана конструкция дополнительных прессов с использованием цилиндров двойного действия, совмещающих в себе функции рабочего и возвратного цилиндров. Предложена конструктивная схема колонного пресса с встроенным в него дополнительным прессом, позволяющая повысить его силу без увеличения нагрузки на базовые детали и изменения габаритов.
2. На основании анализа математической модели выбраны оптимальные параметры галтели фланца главного цилиндра, благодаря чему удалось обеспечить неограниченную долговечность детали при увеличении давления рабочей жидкости в 1,15 раза с 32 до 37 МПа.
3. На основании анализа математической модели выбраны оптимальные параметры профиля гребенчатого соединения колонн пресса. Благодаря этим исследованием удалось повысить несущую способность соединения, при сохранении габаритных и посадочных размеров. Разработанная конструкция узла позволяет гарантировать неограниченную долговечность его деталей.
4. Проведенные исследования и предложенные конструктивно-технологические решения позволили разработать и осуществить проект модернизации пресса П0753М с увеличением его силы с 200 до 350 МН. при сохранении существующих базовых деталей Увеличение силы пресса осуществлено встраиванием в его конструкцию пяти дополнительных прессов и общим увеличением давления рабочей жидкости с 32 до 37 МПа. Модернизированный пресс П0753 запущен в эксплуатацию на ЧТПЗ в июле 2005 г., что позволило расширить сортамент выпускаемых труб более чем в два раза.
5. Для подтверждения достоверности разработанных в работе теоретических положений и выбранных на их основе конструктивных параметров деталей и узлов модернизированного пресса проведено его экспериментальное исследование в промышленных условиях методом электротензометрии. Неравномерность нагружения колонн пресса и отклонение фактического усилия от расчетного находится в допустимых пределах, что свидетельствует о правильности выбора конструктивных параметров рабочих цилиндров и соединений.
6. Модернизация мощного гидравлического пресса с увеличением его силы в 1,75 раза с 200 до 350 МН, при сохранении существующих базовых деталей и общей компоновки пресса осуществлена впервые в мировой практике.

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ

1. Модернизация гидравлических прессов с увеличением силы рабочих цилиндров. Кулагин Д.А., Марков Д.Г., Сурков И.А. и др. Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. №1. 2008 г, С. 40-43.
2. Модернизация пресса окончательной формовки заготовок нефтегазовых труб с увеличением силы с 200 МН до 350 МН. Марков Д.В., Марков Д. Г., Сурков И.А., и др. Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. №12. 2007 г. С 30-33

3. Выбор оптимального профиля впадин гребенчатого соединения колонн мощных гидравлических прессов. Кулагин Д.А., Марков Д.Г., Сурков И.А. и др. Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. №11. 2007 г. С 29-32.
4. Получено положительное решение о выдаче патент РФ на изобретение.: Корпус рабочего цилиндра мощного гидравлического пресса / Марков Д.Г., Моисеев А.П., Сурков И.А. и др// Заявка № 2007128882. Опубл. 10.02.2009. Бюл. №4.
5. Получено положительное решение о выдаче патент РФ на изобретение.: Устройство системы диагностики гидравлического штамповочного пресса колонной конструкции / Марков Д.Г., Моисеев А.П., Сурков И.А. и др// Заявка № 2007128885. Опубл. 10.02.2009. Бюл. №4.
6. Получено положительное решение о выдаче патент РФ на изобретение.: Гидравлический пресс с разгрузкой базовых деталей / Марков Д.Г., Чеботарев В.Н., Чикалов С.Г. и др// Заявка № 2007128886. Опубл. 10.02.2009. Бюл. №4.

Размножено в ЗАО «КЗТС»

25.02.2009 г

Тираж 100 экз.