

УДК 621.81

А. В. Удалов, А. А. Удалов

КОНТАКТНЫЕ ДАВЛЕНИЯ В ПРЕССОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ВАЛА И СТУПИЦЫ

В технологических и транспортных машинах широко используются прессовые соединения деталей, способные передавать различные виды нагрузок. В существующих теоретических и практических работах посвященных проектированию машин рассмотрено влияние на прочность прессовых соединений различных факторов, к которым относятся способ сборки, вид покрытия и качество обработки посадочных поверхностей, коэффициент трения и геометрические параметры деталей, а также величина контактных давлений. Однако в них отсутствуют системные практические рекомендации, позволяющие в удобной и доступной форме выполнять проектирование конкретного прессового соединения. В статье представлена общая последовательность работ при определении требуемой величины контактных давлений, обеспечивающих прочность прессового соединения вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), с учетом факторов влияющих на его прочность. Получена аналитическая и графическая зависимости для определения требуемого давления на сопрягаемых поверхностях деталей, которые могут быть использованы на практике проектирования прессовых соединений вала и ступицы.

Ключевые слова: соединение, вал, ступица, трение, контактное давление, натяг.

Прессовые соединения, благодаря высокой нагрузочной способности и технологичности, широко используются в технологических и транспортных машинах для передачи крутящего момента от вала к ступице детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), и наоборот. Кроме того, прессовое соединение способно воспринимать и передавать значительные осевые нагрузки и изгибающие моменты без использования дополнительного крепежа. В основном используют прессовые соединения по цилиндрическим поверхностям

деталей, которыми являются вал (охватываемая деталь) и ступица детали (охватывающая втулка).

Существуют три основных способа сборки прессового соединения:

- запрессовка вала в отверстие втулки под прессом;
- сборка соединения с предварительным нагревом втулки;
- сборка соединения с предварительным охлаждением вала.

Исходное положение вала и втулки перед сборкой соединения показано на рис. 1. Нагрузочная способность прессовых соединений зависит, главным образом, от величины натяга, который определяется положительной разностью исходных посадочных диаметров вала d_o и втулки D_o , т. е. до сборки должно выполняться условие $d_o - D_o > 0$.

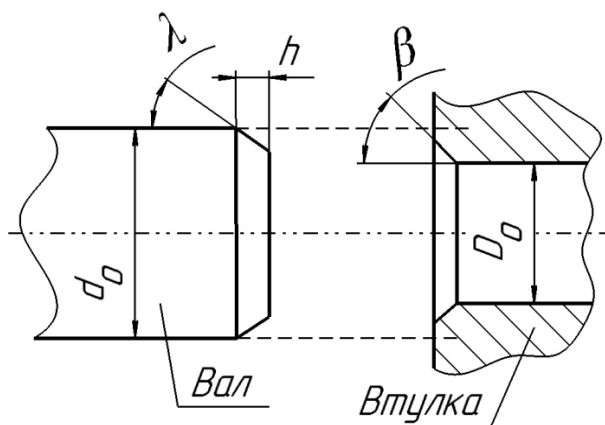


Рис. 1. Исходное положение вала и втулки перед процессом соединения

После процесса соединения, за счёт упругих и пластических деформаций между сопрягаемыми поверхностями вала и втулки возникает натяг обеспечивающий требуемый уровень контактных давлений p и сил трения, способные воспринимать и передавать внешний крутящий момент T и осевую силу F_a (рис. 2). При этом диаметр d становится общим по всей длине контакта l посадочных поверхностей вала и втулки. Требуемое значение натяга, из условия прочности соединения, обеспечивается назначенной посадкой по ГОСТ 25346-2013.

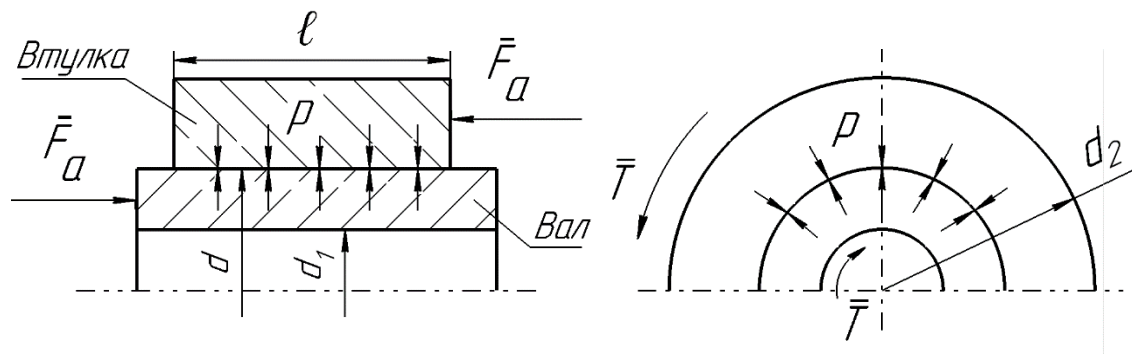


Рис. 2. Прессовое соединение после сборки: d и l – соответственно, номинальный диаметр и длина посадочной поверхности вала и втулки;

d_1 – диаметр центрального отверстия вала; d_2 – наружный диаметр втулки

При значительных натягах прессовое соединение является неразъемным, а при умеренных натягах возможна разборка соединения, которая осуществляется распрессовкой на прессах.

Нагрузочная способность прессовых соединений зависит от следующих факторов:

- способа сборки прессового соединения;
- качества обработки посадочных поверхностей вала и втулки;
- вида покрытия на посадочных поверхностях вала и втулки;
- коэффициента трения, который определяется качеством обработки и видом покрытия посадочных поверхностей вала и втулки;
- геометрических параметров посадочных поверхностей вала и втулки (размеры d и l);
- величины контактных давлений p и натяга между валом и втулкой.

Влияние всех указанных факторов на прочность прессовых соединений рассмотрено в работах посвященных проектированию машин [1, 2]. Однако в них отсутствуют системные практические рекомендации, позволяющие в удобной и доступной форме выполнить проектирование прессового соединения вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.)

Целью статьи является систематизация практических рекомендаций по проектированию прессовых соединений и получение аналитической зависимости для определения требуемой величины давлений p на контактирующих поверхностях вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), с учетом факторов влияющих на прочность соединения.

Последовательность выполнения проектирования прессового соединения.

1. Выбор способа сборки соединения.

Запрессовка вала в отверстие втулки под прессом. Способ отличается технологичностью (процесс выполняют в “холодную” на универсальном оборудовании), возможностью выполнения контроля силы запрессовки, высокой производительностью и экономичностью. Рекомендуемая скорость процесса запрессовки от 2 до 5 мм/с. Недостатком процесса запрессовки является смятие и срезание поверхностей вала и втулки, которое затрудняет применение покрытий и снижает нагрузочную способность соединения до полутора – двух раз по сравнению со способами нагрева и охлаждения. Снижение нагрузочной способности соединения происходит в основном за счёт более низких значений коэффициента трения между посадочными поверхностями вала и втулки.

Надёжность работы соединений полученных методом запрессовки сильно зависит от правильной сборки. До сборки вал и отверстие втулки снабжают заходными фасками под углами λ и β (рис. 1). При средних натягах принимают угол $\lambda = 30...45^\circ$, а при значительных натягах $\lambda = 10...15^\circ$. При любых натягах принимают угол $\beta = 30...45^\circ$. Высоту h фаски назначают так, чтобы заходный диаметр вала был на 0,1...0,3 мм меньше исходного диаметра отверстия втулки D_o .

Сборка соединения с предварительным нагревом втулки (охватывающей детали). Втулку нагревают до требуемой температуры, обеспечивающей свободное соединение с валом. Температура нагрева не должна превышать 200...400° С, что исключает образование окалины, коробление деталей и отпуск стали. Способ нагрева зависит от типа производства. Самым высокопроизводи-

тельным способом является индукционный нагрев токами высокой частоты. Менее эффективными являются нагрев в масляных ваннах, электропечах и пламенем горелки. После остывания между валом и втулкой образуется соответствующий натяг. Способ нагревания втулки имеет следующие недостатки: возможен отпуск материала втулки, образование окалины и коробление деталей способные вызвать ослабление посадки с натягом. Способ достаточно экономичен и особенно эффективен при больших длинах ℓ посадочных поверхностей.

Сборка соединения с предварительным охлаждением вала (охватываемой детали). Вал охлаждают в жидком газе (жидкий воздух – 195 °С, жидкий азот – 195 °С, жидкий водород – 252 °С, жидкий гелий – 269 °С) или твёрдой углекислоте – 79 °С. Способ охлаждения лишён недостатков свойственных способу нагревания и обеспечивает более высокую прочность соединения, но является более дорогим и применяется преимущественно для установки небольших деталей (например, установка втулок или осей в массивные корпусные детали).

Необходимую разность температур Δt вала и втулки, обеспечивающую свободную сборку способом нагревания или охлаждения, определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{N_{\max} + S_o}{\alpha \cdot d} \quad (1)$$

где N_{\max} – наибольший натяг посадки прессового соединения, мм;

S_o – минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки $H7/g6$ по диаметру d), мм;

α – температурный коэффициент линейного расширения материала детали, $^{\circ}\text{C}^{-1}$).

Окончательно, выбирают способ сборки, который обеспечивает требуемую прочность прессового соединения и его элементов при минимальных материальных затратах.

2. Выбор качества обработки посадочных поверхностей вала и втулки.

Нагрузочная способность прессового соединения в значительной степени зависит от качества обработки контактирующих поверхностей вала и втулки.

Качество обработки поверхностей вала и втулки, оцениваемое параметрами шероховатости, R_a и R_z (ГОСТ 2789–73), назначают в зависимости от номинального размера соединения d .

При $d \leq 50$ мм поверхности вала и отверстия втулки обрабатывают по 9 классу шероховатости и выше. В противном случае натяг в соединении может значительно уменьшиться в результате смятия больших микронеровностей.

При $d > 50$ мм и соединения с большими натягами обрабатывают грубее. Практически поверхности валов в соединениях с натягом обрабатывают по 8...10 классу шероховатости $R_a = 0,4...0,1$ мкм, а отверстия втулок по 7...9 классу шероховатости $R_a = 0,8...0,2$ мкм. Обработка посадочных поверхностей свыше 11 класса шероховатости существенно снижает нагрузочную способность соединения вследствие уменьшения коэффициента трения.

Значения параметров шероховатости и соответствующих им классов в зависимости от способа обработки представлены в работе [3].

3. Выбор вида покрытия для посадочных поверхностей вала и втулки.

Нанесение гальванических покрытий на посадочные поверхности вала и втулки значительно повышает нагрузочную способность прессового соединения вследствие увеличения коэффициента трения. Численные значения коэффициентов трения f для разных покрытий представлены в табл. 1.

f	$\frac{0,45}{0,51}$	$\frac{0,48}{0,63}$	$\frac{0,54}{0,70}$	$\frac{0,72}{0,54}$	$\frac{0,85}{0,46}$	0,1	0,15
Примечания: В числителе даны значения коэффициентов трения в соединении, полученного сборкой под прессом, а в знаменателе при сборке с охлаждением вала.							

Из условия прочности (2) получена универсальная формула, для определения требуемого давления p в прессовом соединении вала и ступицы детали (косозубых и червячных колес, шкивов и звездочек), которая позволяет упростить и сократить объем вычислений без снижения требуемой точности конечного результата.

Для этого, осевая сила F_a выражается через окружную силу F_t по формуле [1]

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (3)$$

где β – угол наклона линии зуба колеса.

Диаметр посадочной поверхности вала d выражается через внешний крутящий момент по формуле [1]

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (4)$$

$[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения материала вала.

После подстановки выражений (3) и (4) в (2) получаем формулу для определения требуемого давления на поверхности контакта, обеспечивающего прочность прессового соединения вала и ступицы детали

$$p = 0,4 \cdot \frac{K \cdot [\tau] \cdot \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}{f \cdot \pi \cdot \overline{\ell}_d}, \quad (5)$$

где $\overline{\ell}_d = \frac{\ell}{d} = 1 \dots 1,5$ – относительная длина посадочной поверхности вала и втулки. Меньшие значения коэффициента $\overline{\ell}_d$ принимают для ступиц изготов-

ленных из стали, а большие значения для ступиц изготовленных из легких сплавов.

Уравнение (5) может быть использовано для определения требуемого давления p в прессовом соединении вала со ступицами прямозубых и косозубых колес, червячных колес, шкивов и звездочек. При посадке на вал прямозубых колес, шкивов и звездочек угол $\beta = 0$.

По уравнению (5) построены графические зависимости давления p от коэффициента трения f при различных значениях угла β (рис. 3), которые могут быть использованы при проектировании прессового соединения.

5. Определение натяга в прессовом соединении, обеспечивающего его прочность.

Номинальный натяг в соединении, обеспечивающий его прочность определяется по формуле [1]

$$N \geq p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (6)$$

где N – номинальный натяг в соединении, мм;

E_1 и E_2 – соответственно, модуль упругости материала охватываемой (вала) и охватывающей (втулки) деталей, МПа;

C_1 и C_2 – коэффициенты;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d^2 + d_2^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (7)$$

где μ_1 и μ_2 – соответственно, коэффициенты Пуассона материала охватываемой (вала) и охватывающей (втулки) деталей;

d_1 – диаметр центрального отверстия в вале, мм (рис. 2);

d_2 – наружный диаметр втулки, мм.

В соответствии с номинальным натягом N назначают посадку с натягом ГОСТ 25346–2013.

Повышать прочность соединения за счет применения посадок с чрезмерно большими натягами (например, $\frac{H7}{u6}$, $\frac{H8}{u7}$, $\frac{H7}{x6}$) не рекомендуется, т. к. это усложняет технологию сборки соединения и отрицательно сказывается на прочности соединяемых деталей. Повышать прочность соединения целесообразно за счет увеличения посадочного диаметра d (предпочтительно) или коэффициента трения f на контактирующих поверхностях вала и ступицы.

В общем случае, посадки с большими натягами рекомендуется применять при установке деталей в тонкостенные корпуса, корпуса из легких сплавов, корпуса, испытывающие сильный нагрев, а также при установке деталей на быстроходные валы.

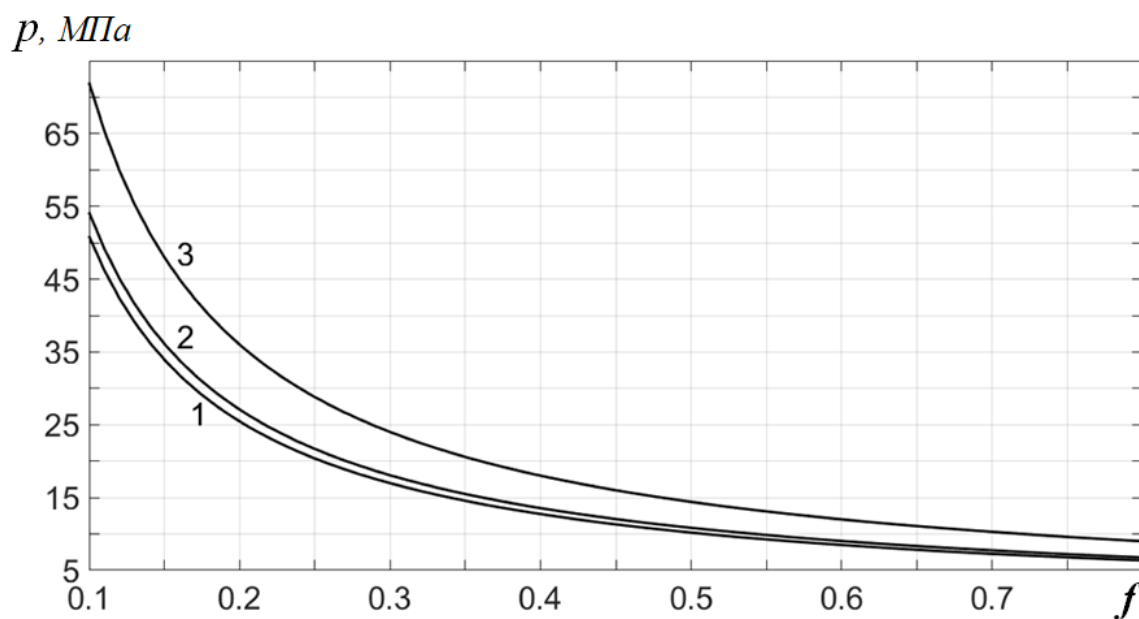


Рис. 3. Контактные давления из условия прочности (неподвижности) соединения:

$$1 - \beta = 0^\circ; \quad 2 - \beta = 20^\circ; \quad 3 - \beta = 45^\circ; \quad \overline{\ell}_d = 1; \quad [\tau] = 20 \text{ МПа}; \quad K=2$$

Выводы.

1. Полученная из условия прочности прессового соединения аналитическая зависимость (5) позволяет с минимальным количеством исходных данных определять требуемое давление p на поверхности контакта вала и ступицы детали.

2. Численная реализация зависимости (5) показала, что основным фактором влияющим на требуемое давление p при заданных значениях параметров β и $\overline{\ell_d}$, является коэффициент трения f (рис. 3). Однако при возрастании коэффициента трения свыше 0,5 значение требуемого давления p изменяется незначительно.

3. Изменение угла наклона линии зубьев колеса, от нуля до 20° , незначительно влияет на значение требуемого контактного давления p в прессовом соединении.

Полученные аналитическая и графическая зависимости для определения требуемого давления p , а также практические рекомендации, могут быть использованы при проектировании прессовых соединений вала и ступицы детали (зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек и др.), используемых в механических передачах технологических и транспортных машин.

Список литературы

1. Иванов М. Н., Финогенов В. А. Детали машин: [учебник для академического бакалавриата] / МГТУ им. Н. Э. Баумана; Нац. исслед. ун-т. 15-е изд., испр. и доп. М.: Юрайт, 2015. 408 с.: ил.
2. Орлов П. И. Основы конструирования: справ.-метод. пособие: в 2 кн. Кн. 2. / под ред. П. Н. Учаева. 3-е изд., испр. М.: Машиностроение, 1988. 544 с.: ил.
3. Таблицы сопоставления классов и параметров шероховатости, полей допусков по ОСТ и ISO // Точность различных методов обработки: справочник. Инженерный журнал с приложением. 2003. № 2. С. 2–4.

УДАЛОВ Александр Викторович – кандидат технических наук, доцент кафедры материаловедения и основ конструирования, Вятский государственный университет. 610000, г. Киров, ул. Московская, 36.

E-mail: h1008he4003@gmail.com;

УДАЛОВ Андрей Александрович – аспирант кафедры металлургических и роторных машин, Уральский Федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.

E-mail: h1008he4003@gmail.com