

Модель для расчета влияния внешней нагрузки, геометрических параметров, осевого и радиального натягов на распределение усилий между болтами в образцах многоболтового односрезного соединения для исследования усталостных характеристик соединений изображена на рис. 2.

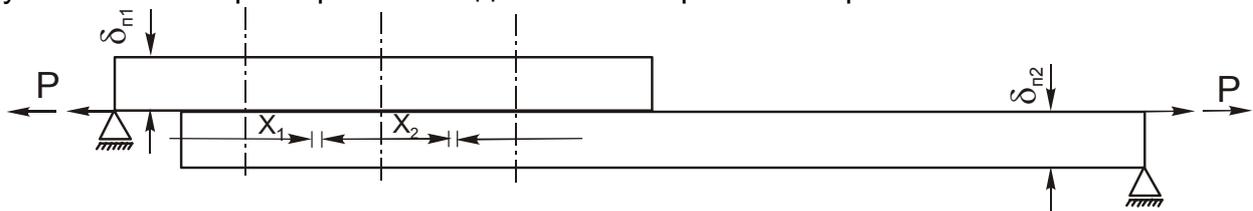


Рис. 2. Модель для расчета влияния геометрических параметров осевого и радиального натягов внешней нагрузки на распределение усилий между болтами в односрезном болтовом соединении из сплава ВТ6

При расчетах примем следующие допущения:

- внешняя нагрузка приложена без эксцентриситета;
- поворотом соединения пренебрегаем, так как он значительно ограничен жестким захватом 3 (см. рис. 1).

Применяемая методика основана на исследовании метода сил для определения распределения усилий между болтами в срезном соединении [5 – 7]. Для трехболтового соединения система имеет вид

$$\begin{cases} \delta_{11} x_1 + \delta_{12} x_2 + \Delta_{1p} = 0, \\ \delta_{21} x_1 + \delta_{22} x_2 + \Delta_{2p} = 0. \end{cases}$$

Значения коэффициентов δ_{ik} вычисляются по формуле

$$\delta_{ik} = \sum_{i,k=1}^n \int_{l_i}^{l_{i+1}} \frac{N_i - N_k}{E_i \times F_i(x)} dx + \sum_i C_i,$$

где n – количество участков, на которое разделяется соединяемый пакет болтами по длине стыка; $F_i(x)$ – площадь l -го поперечного сечения элемента соединения; C_i – коэффициент податливости l -й связи; N_l, N_k – продольные усилия в l -м и k -м сечениях пластин. На распределение усилий между болтами существенным образом влияет коэффициент податливости силовой связи «болт – соединяемые пластины». Величина коэффициента податливости определяется геометрическими характеристиками элементов соединения: диаметр болта, размеры гайки, головки болта, толщины соединяемых пластин, характеристики материалов, из которых изготовлены элементы соединения, радиальный и осевой натяги болта. Влияние этих величин на коэффициент податливости связи позволяет учесть методика, приведенная в работе [4].

Податливость связей (болтов) определяется величиной деформаций сдвига и изгиба болта, обмятием материала соединяемых пластин в контактной зоне по стенке отверстия.

На рис. 3 – 5 показаны результаты расчета коэффициентов обобщенной податливости односрезного одноболтового соединения в зависимости от передаваемой срезающей нагрузки P при различных значениях радиального натяга $\bar{\Psi}$, осевой затяжки Q_3 и соотношения толщин соединяемых деталей. Материал соединяемых элементов – титановый сплав ВТ6 (модули упругости $E_{21} = E_{22} = 120$ ГПа), среднее значение коэффициента трения между болтом и стенкой отверстия $f_{1,2} = 0,21$. Разрушающие нагрузки для рассматриваемого

соединения составляют: разрыва листа $P_{p1} = 86$ кН, среза болта $P_{p2} = 36$ кН, смятия стенок отверстия в листе $P_{p3} = 38$ кН. Соединение выполнялось болтом 30 ХГСА 8 – 26 - К_д ОСТ 1 31132 – 80 и гайкой 8 – К_д – ОСТ 1 33018 – 80. Расчет приведен для диаметра болта 8 мм, соотношения толщин соединяемых деталей $\frac{\delta_{n1}}{\delta_{n2}} = 1; 2; 3$ и значений радиального натяга при посадке болта $\bar{\psi} = 0; 0,25; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0 \% d_6$.

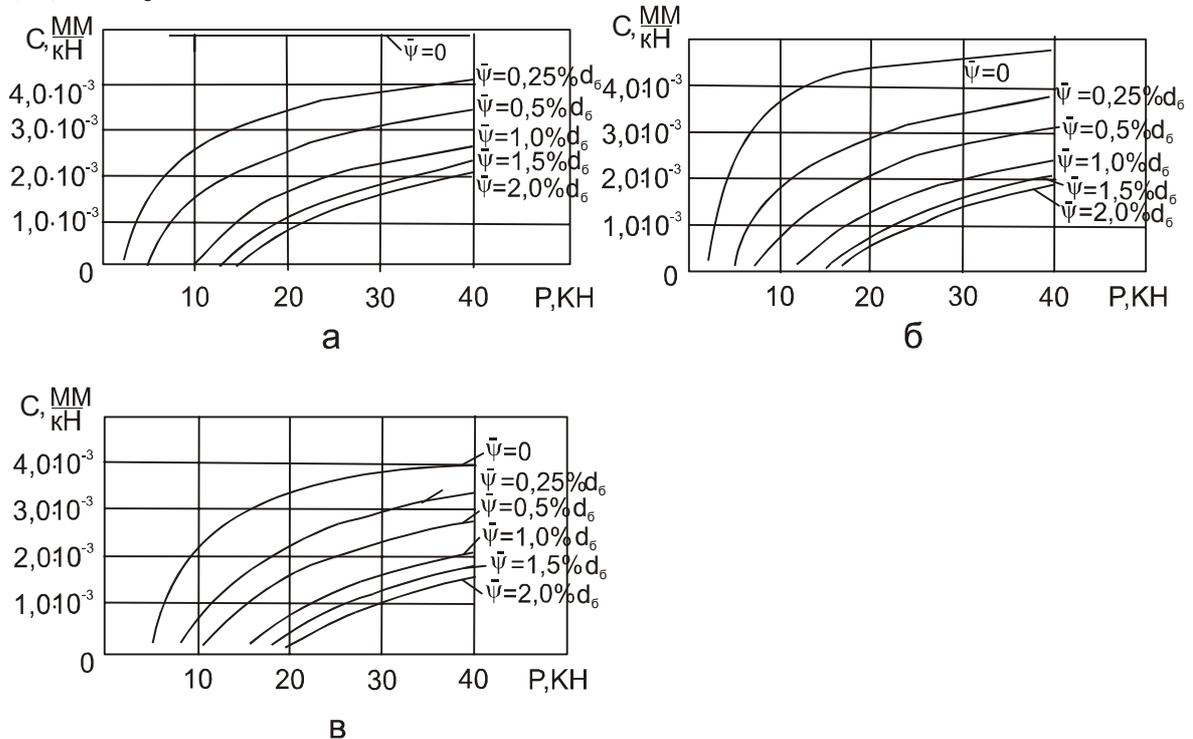


Рис. 3. Влияние радиального натяга и силы, передаваемой соединением, на коэффициент обобщенной податливости односрезного болтового соединения при соотношении толщин пластин $\delta_{n1} = \delta_{n2}$: а - $Q_3=0$; б - $Q_3=10$ кН; в - $Q_3=25$ кН; $f_{1,2}=0,21$; $d_6=8$ мм; $E_1=210$ ГПа; $E_{21}=E_{22}=120$ ГПа; $\delta_{n1} = \delta_{n2} = 5$ мм

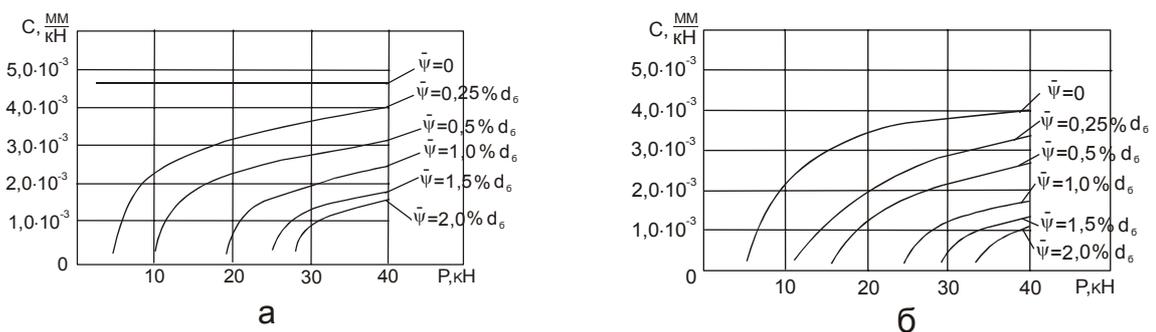


Рис. 4. Влияние радиального натяга и силы, передаваемой соединением, на коэффициент обобщенной податливости односрезного болтового соединения при соотношении толщин пластин $\delta_{n2} = 2 \delta_{n1}$: а - $Q_3=0$; б - $Q_3=25$ кН; $f_{1,2} = 0,21$; $d_6 = 8$ мм; $E_1=210$ ГПа; $E_{21}=E_{22}=120$ ГПа; $\delta_{n1} = 5$ мм; $\delta_{n2} = 10$ мм

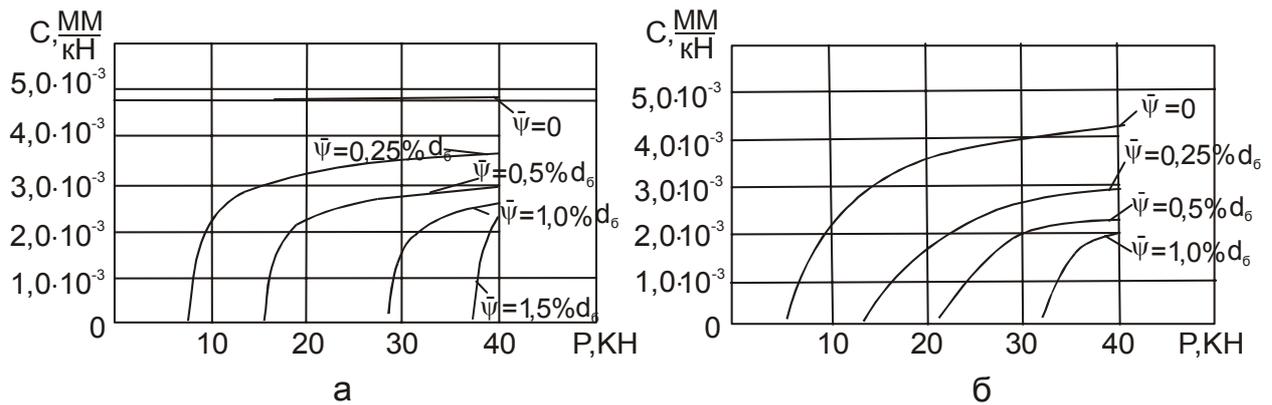


Рис. 5. Влияние радиального натяга и силы, передаваемой соединением, на коэффициент обобщенной податливости односрезного болтового соединения при соотношении толщин пластин:

$\delta_{n2}=3 \delta_{n1}$; а - $Q_3=0$; б - $Q_3=25$ кН; $f_{1,2}=0,21$; $d_6=8$ мм; $E_1=210$ ГПа;

$E_{21}=E_{22}=120$ ГПа; $\delta_{n1}=5$ мм; $\delta_{n2}=15$ мм

Видно, что при $\bar{\psi} = 0$ и $Q_3 = 0$, т. е. в соединениях без радиального натяга и осевой затяжки, податливость не зависит от внешней нагрузки в исследуемых диапазонах. Значение коэффициента обобщенной податливости постоянно: $C = 5,0 \times 10^{-3} \frac{\text{мм}}{\text{кН}}$ и не зависит от нагрузки, приложенной к соединению. Однако в диапазоне действия эксплуатационных нагрузок $P_{\text{эксп}} < 20$ кН для одноболтового соединения с $d_6 = 8$ мм и толщиной пластин $\delta_{n1} = \delta_{n2} = 5$ мм применение радиального натяга до $\bar{\psi} = 1,0 \% d_6$ уменьшает податливость связи более чем в пять раз. Видно, что увеличение нагрузки, приложенной к соединению, приводит к росту коэффициента обобщенной податливости болта. Для диапазона нагрузок $P = 0 \dots 40$ кН коэффициент податливости изменяется в пределах от 0 до $5 \cdot 10^{-3}$ мм/кН для различных вариантов соединения. Наиболее сильная зависимость коэффициента податливости от нагрузки наблюдается при низких уровнях нагрузки до величины 10...15 кН. При этом коэффициент податливости достигает значений $3 \cdot 10^{-3} \dots 4 \cdot 10^{-3}$ мм/кН, что соответствует 70 ... 80% максимального значения коэффициента податливости. При эксплуатационных уровнях нагрузки $P < 10 \dots 12$ ($P < 0,3 P_{p2}$) применение радиального натяга значительно уменьшает податливость соединения на 80 ... 98%. Максимальные значения коэффициента податливости составляют $0,4 \cdot 10^{-3}$ мм/кН.

Использование радиального натяга болта (рис. 6) приводит к значительному снижению коэффициента податливости.

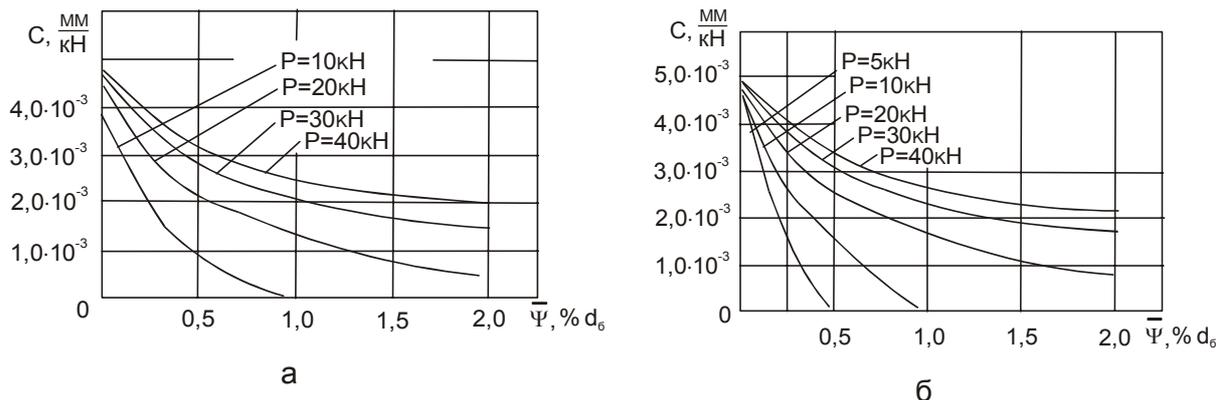


Рис. 6. Влияние радиального натяга на величину коэффициента обобщенной податливости односрезного одноболтового соединения:
 а – $Q_3 = 10$ кН; б – $Q_3 = 0$; $\delta_{n1} = \delta_{n2} = 5$ мм; $d_6 = 8$ мм; болт – 30 ХГСА;
 листы пластины – ВТ6

Так, постановка болтов с радиальным натягом, равным 0,5...1 %, приводит к уменьшению коэффициентов податливости на 40...60 % для соединений с

соотношением толщин $\frac{\delta_1}{\delta_2} < 2$ и на 70...100 % для $\frac{\delta_1}{\delta_2} > 2$. Дальнейшее

увеличение радиального натяга до 2 % менее эффективно; снижение коэффициента податливости в данном случае составляет 20...25 %.

Осевая стяжка пакета снижает величину коэффициента податливости на 5...20%, при этом максимальный эффект достигается при малых значениях натяга.

Увеличение соотношения толщины соединяемых пластин приводит к незначительному уменьшению коэффициента податливости и при этом усиливает зависимость коэффициента податливости от нагрузки. По мере возрастания соотношения толщин быстрее достигается точка, соответствующая 70...80% максимального значения коэффициента податливости.

Проведенные расчеты показали, что зависимость коэффициентов податливости от затяжки, радиального натяга болтов и внешней нагрузки носит нелинейный характер (см. рис. 3 – 5). Поэтому степень загруженности болтов в односрезном болтовом соединении определена методом последовательных приближений. На рис. 7 показана блок-схема алгоритма расчета распределения усилий между болтами в срезном соединении с радиальным натягом и затяжкой болтов.

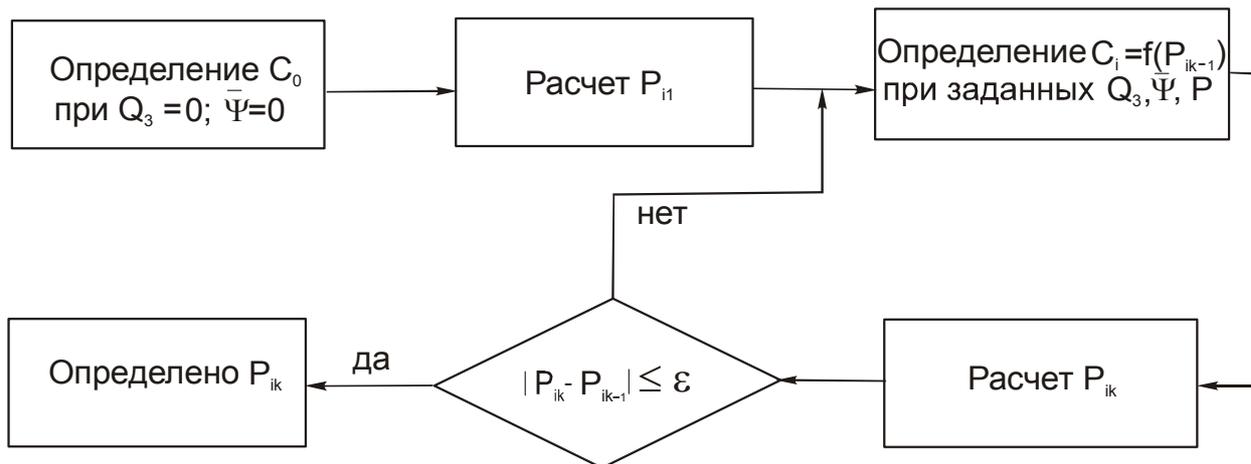


Рис. 7. Блок – схема алгоритма расчета распределения усилий между болтами в срезном болтовом соединении:
 P_{ik} – усилия, передаваемые i – м болтом; k – количество приближений;
 P – нагрузка, прикладываемая к соединению

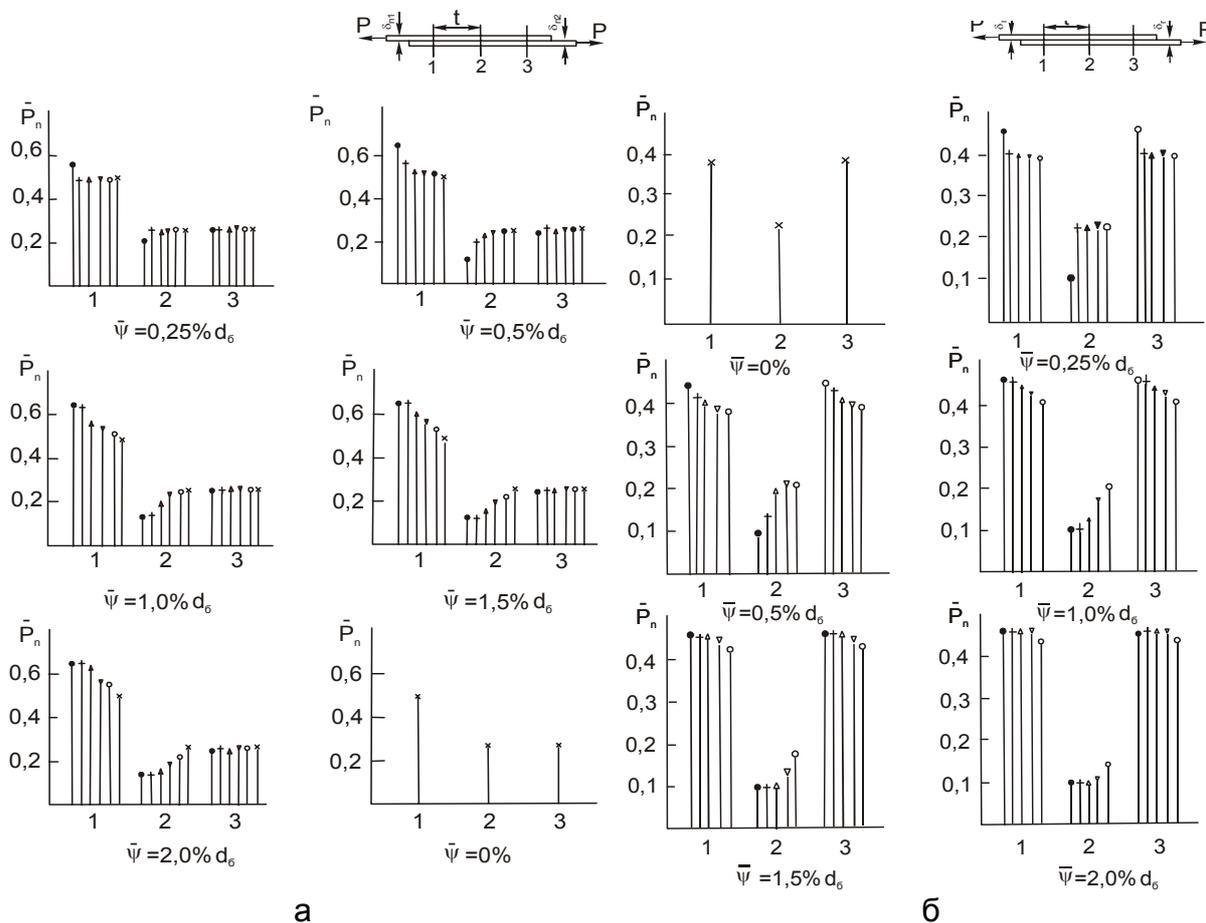


Рис.8. Влияние радиального натяга и внешней нагрузки на степень загруженности болтов в односрезном трехболтовом соединении:

а - $B_1 = 26$ мм; $B_2 = 74$ мм; б - $B_1 = B_2 = 26$ мм

На рис. 8 – 9 показаны результаты расчета степени загруженности крайнего болта в трех- и четырехболтовых соединениях в зависимости от радиального натяга при различных значениях силы, передаваемой соединением, и ширины соединяемых деталей.

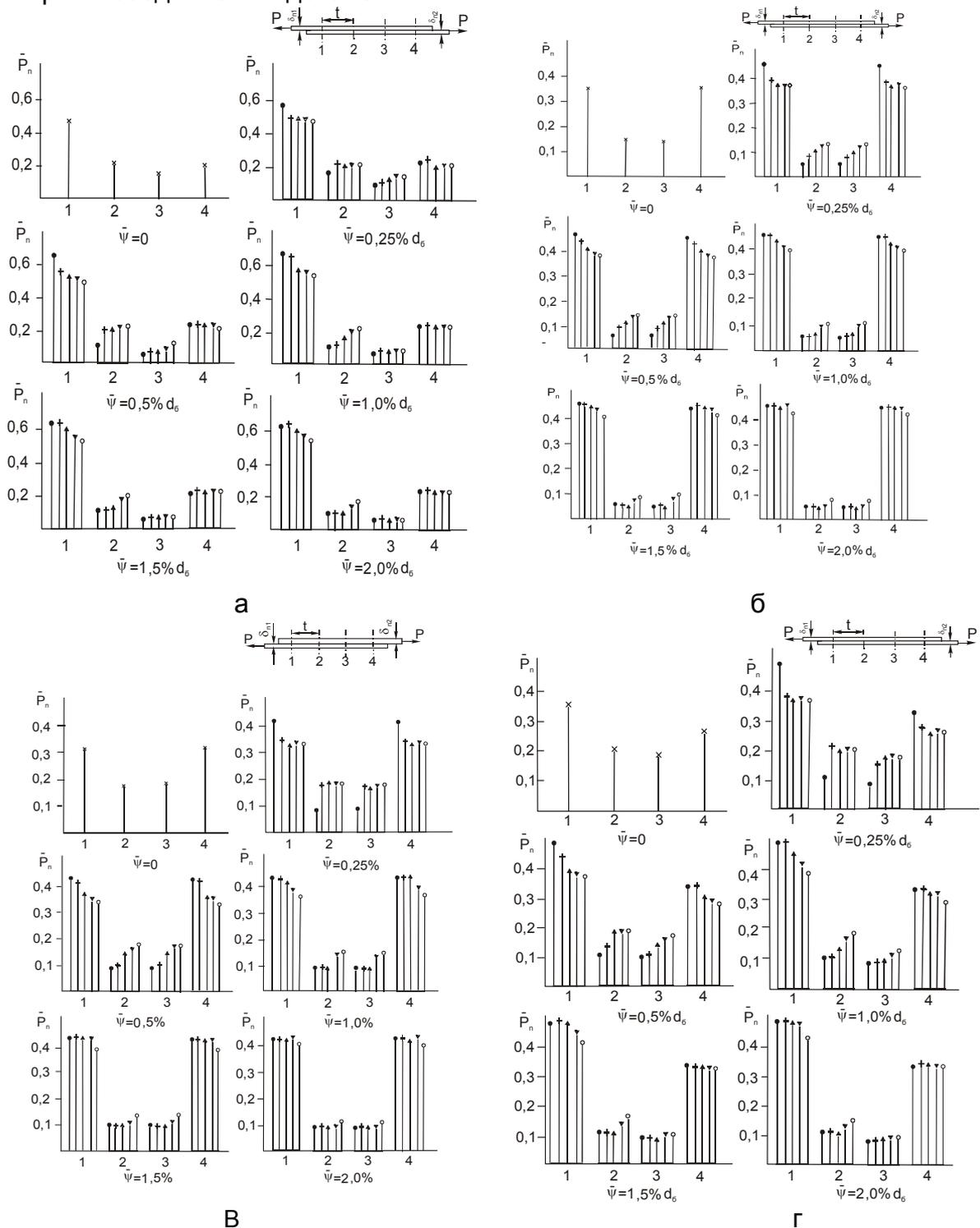


Рис. 9. Влияние радиального натяга и внешней нагрузки на степень загруженности болтов в односрезовом четырехболтовом соединении:

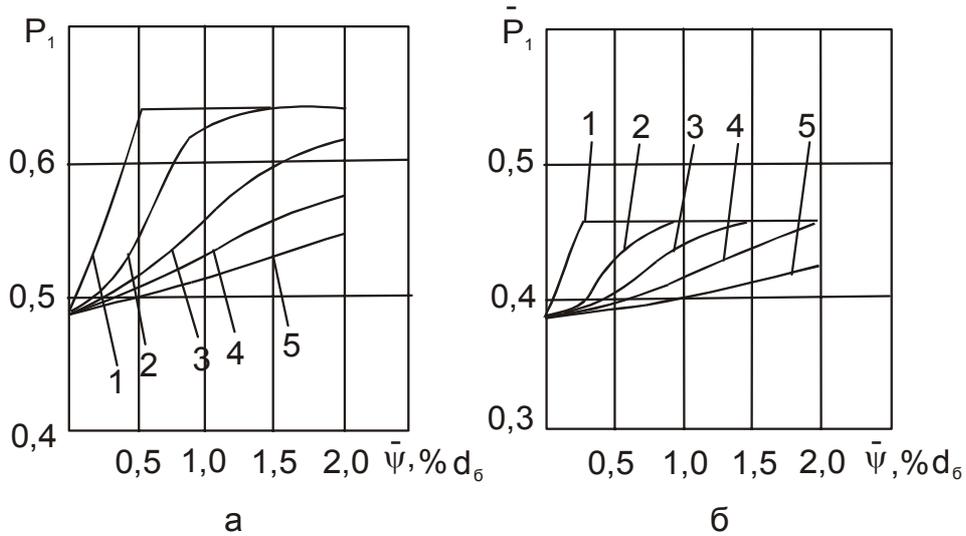
а - $B_1 = 26$ мм; $B_2 = 74$ мм; б - $B_1 = B_2 = 26$ мм; в - $B_1 = B_2 = 50$ мм;

г - $B_1 = 50$ мм; $B_2 = 74$ мм

В случае соединения деталей одинаковой ширины степень загруженности крайнего болта при отсутствии натяга не зависит от нагрузки. При увеличении натяга на малых уровнях нагрузки (до 20 кН) степень загруженности крайнего болта быстро достигает своего максимального значения и перестает зависеть от натяга, но при повышении уровня нагрузки радиальный натяг, при котором достигается максимальная степень загрузки, увеличивается.

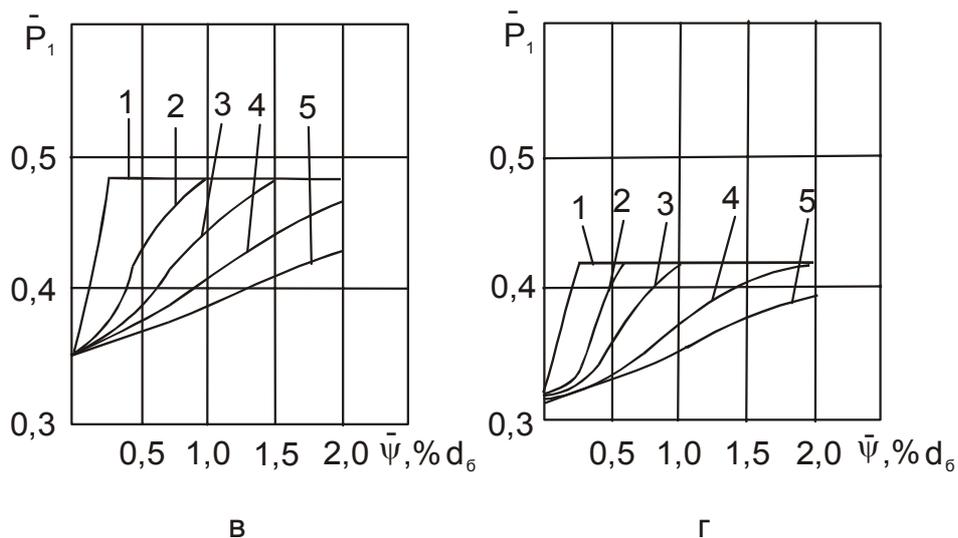
Применение соединяемых элементов разной ширины приводит к увеличению степени загруженности крайнего болта на 20...40 % при сохранении общей картины зависимости от натяга и нагрузки на соединение.

Влияние радиального натяга на степень загруженности крайнего болта в односрезном трехболтовом соединении показано на рис. 10.



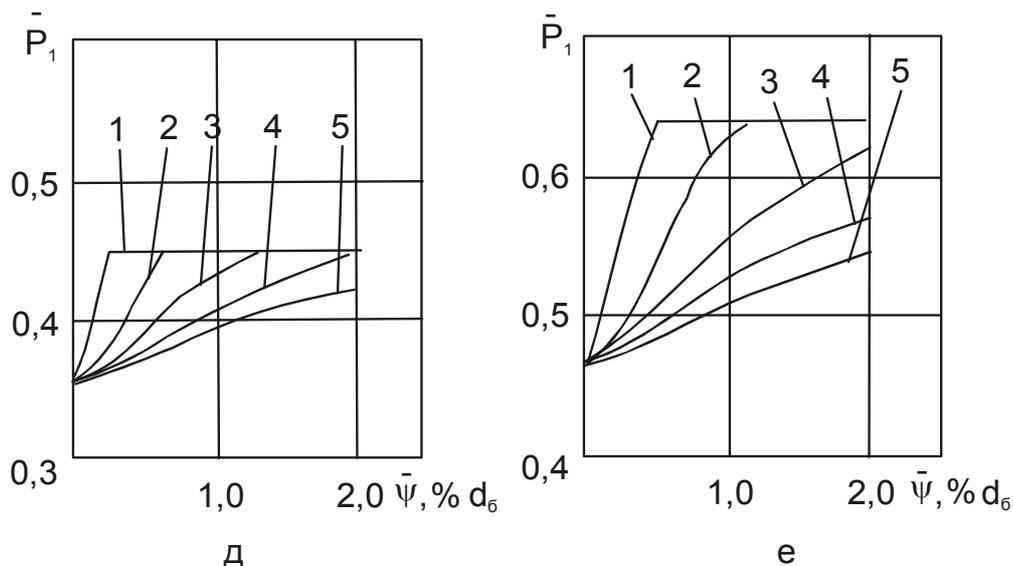
Трехболтовое соединение:

а – $V_1=26$ мм; $V_2=74$ мм; болт 1 (см. рис. 8, а); б – $V_1=V_2=26$ мм; болты 1 и 3 (см. рис. 8, б)



Четырехболтовое соединение:

в - $V_1=50$ мм; $V_2=74$ мм; болт 1 (см. рис. 9, г); г - $V_1=V_2=50$ мм; болты 1 и 4 (см. рис.9, в)



Четырехболтовое соединение:

д - $V_1=V_2=26$ мм; болты 1 и 4 (см. рис. 9, б); е - $V_1=26$ мм; $V_2=74$ мм;
болт 1 (см. рис.9, а)

Рис. 10. Влияние радиального натяга на степень загруженности крайнего болта в односрезном соединении:

при 1 - $P=10$ кН; 2 - $P=20$ кН; 3 - $P=30$ кН; 4 - $P=40$ кН; 5 - $P=50$ кН;
 $t=30$ мм; $d_6=8$ мм; $E_1=210$ ГПа; $E_{21}=E_{22}=120$ ГПа; $\delta_{n1}=\delta_{n2}=5$ мм

Анализ результатов расчета показывает, что степень загруженности крайнего болта в трех- и четырехболтовых соединениях изменяются в пределах от 0,3 до 0,65.

Таким образом, полученные результаты расчетов и представленные графики позволяют определить коэффициенты податливости и степень загруженности крайнего болта для некоторых видов многорядных односрезных соединений. Учет влияния на податливость и, следовательно, на степень загруженности крайнего болта, усилия затяжки, нагрузки и радиального натяга позволит уточнить расчет усталостной долговечности соединений.

Выводы

На основе физической и математической моделей, разработанных в [4], проведено исследование влияния осевого и радиального натягов, нагрузки, приложенной к соединению, на величину усилий, передаваемых каждым болтом, коэффициенты неравномерности распределения усилий между болтами в многорядном срезном болтовом соединении и коэффициенты податливости крепежных элементов и соединяемых листов.

Установлено, что увеличение нагрузки, приложенной к соединению, приводит к росту коэффициента обобщенной податливости болта. Коэффициент податливости быстро растет до 0,003...0,004 мм/кН (это значение составляет 70...80 % максимального значения) при низких уровнях нагрузки на соединение –

до 10 кН, что соответствует растягивающим напряжениям до 85 МПа в соединяемых элементах. При дальнейшем увеличении нагрузки до 40 кН роста величины податливости практически не наблюдается.

Применение радиального натяга болта вызывает значительное (на 30 % при радиальном натяге $\Psi = 0,5$ % и на 150 % - при натяге $\Psi = 2$ %) снижение коэффициента податливости.

Осевая стяжка пакета снижает величину коэффициента податливости на 5...20 %, при этом максимальный эффект снижения податливости достигается при низких уровнях нагрузки на соединение – до 10 кН. Увеличение соотношения толщины соединяемых пластин приводит к незначительному уменьшению (на 10...20 %) коэффициента податливости и при этом усиливает зависимость коэффициента податливости от нагрузки.

При отсутствии натяга степень загруженности крайнего болта не зависит от нагрузки. Применение натяга позволяет увеличить степень загруженности болта на 15...25 % (с 0,38 до 0,46 для трехрядного соединения). Особенно сильно это проявляется при невысоких уровнях нагрузки до 20 кН ($\leq 0,5 R_{разр}$). В этом случае использование натяга приводит к максимальной загруженности крайнего болта.

Список литературы

1. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. - М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
3. Иосилевич Г. Б. Концентрация напряжений и деформация в деталях машин. - М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
4. Гребеников А. Г., Ефремов А. Ю., Клименко В. Н. Методика определения коэффициентов неравномерности контактных давлений между элементами односрезного болтового соединения с радиальным и осевым натягом // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: ГАКУ «ХАИ». – 1998. - Вып. 13. – С. 134 – 159.
5. Степин П. А. К расчету на срез соединений с прерывными связями // Вестник инженеров и техников. – 1951. - №4. - С. 175 – 179.
6. Гребеников А. Г., Федотов М. Н., Клименко В. Н. Распределение усилия между болтами односрезного усовидного соединения // Вопросы проектирования самолетных конструкций. - Харьков, ХАИ. – 1978. - Вып. 1. С. - 97 – 101.
7. Галкин С. И., Дубинский В. С. Применение метода сил к исследованию основного напряженного состояния элементов поперечного стыка панелей кессона с коробкой центроплана // Местная прочность конструктивных нерегулярностей планера самолета. - М., ЦАГИ, 1979. – Вып. 2018. – С. 21 – 51.