

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

При изготовлении машины некоторые ее детали или сборочные единицы соединяют между собой с помощью неразъемных или разъемных соединений.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относят клепаные, сварные, паяные, клееные соединения, а также соединения с натягом.

Разъемными называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К ним относят резьбовые, шпоночные, шлицевые соединения.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Резьбовым называют соединение составных частей изделия с применением детали, имеющей резьбу.

Резьба представляет собой чередующиеся выступы и впадины на поверхности тела вращения, расположенные по винтовой линии. Основные определения, относящиеся к резьбам общего назначения, стандартизованы.

Резьбовые соединения являются самым распространенным видом соединений вообще и разъемных в частности. В современных машинах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60% от общего количества деталей.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Достоинства и недостатки

Широкое применение резьбовых соединений в машиностроении объясняется их достоинствами:

- универсальностью;
- высокой надежностью;
- малыми габаритами и весом крепежных резьбовых деталей;
- способностью создавать и воспринимать большие осевые силы;
- технологичностью и возможностью точного изготовления.

Основной недостаток резьбовых деталей – значительная концентрация напряжений в местах резкого изменения поперечного сечения и низкий КПД подвижных резьбовых соединений.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения



Рисунок 1– Классификация резьб

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резбовые соединения

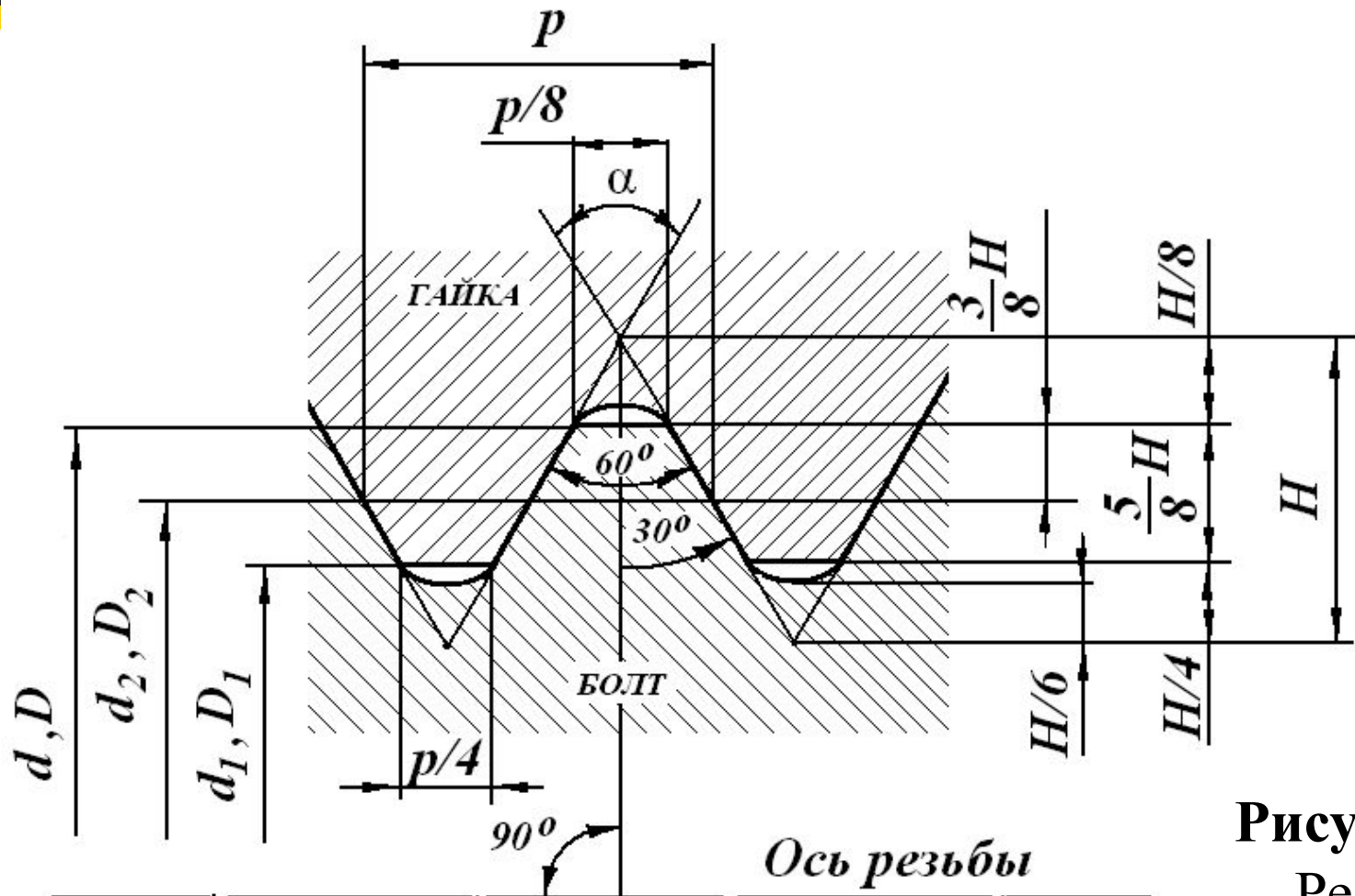


Рисунок 2-
Резьба
метрическая

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Основные геометрические параметры резьбы (рисунок 2):

– *наружный диаметр* d , D (по стандартам диаметры наружной резьбы обозначают строчными, а диаметры внутренней резьбы — прописными буквами); *внутренний диаметр* d_1 , D_1 , *средний диаметр* d_2 , D_2 — диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого толщина витка равна ширине впадины;

– *угол профиля* α ;

– *шаг резьбы*;

– *число заходов* n ;

– *ход резьбы* $P_n = n \cdot p$ — величина относительного осевого перемещения гайки или винта за один оборот.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резбовые соединения

К основным параметрам относится *угол подъема резьбы* ψ — угол, образованный касательной к винтовой линии резьбы в точках, лежащих на среднем диаметре, и плоскостью, перпендикулярной оси резьбы. Угол подъема резьбы определяется зависимостью

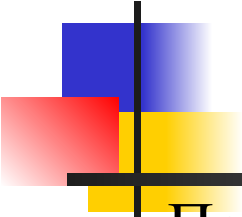
$$\operatorname{tg} \psi = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot d_2} \quad (1)$$

Диаметр, условно характеризующий размер резьбы, называется *номинальным*.

Для большинства резьб в качестве номинального диаметра резьбы принимается наружный диаметр.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резбовые соединения



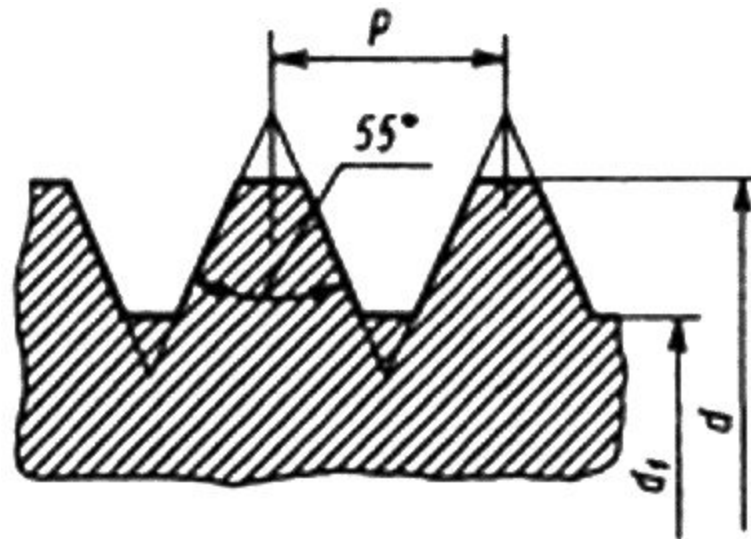
По стандарту метрические резьбы делятся на резьбы с *крупным* и *мелким* шагом. Резьбы с мелким шагом имеют меньшую высоту профиля и меньше ослабляют сечение детали; кроме того, эти резьбы имеют меньшие углы подъема резьбы и обладают повышенным самоторможением. Поэтому резьбы с мелким шагом применяют для соединения мелких тонкостенных деталей и при действии динамических нагрузок.

В машиностроении основное применение находит метрическая резьба с крупным шагом как более прочная и менее чувствительная к ошибкам изготовления и износу.

Крепежные резьбовые детали имеют обычно *правую однозаходную резьбу*, левая резьба применяется редко.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения



Из дюймовых резьб стандартизованы: *трубная цилиндрическая, трубная коническая* (обе с углом профиля 55°) и *коническая дюймовая* с углом профиля 60° . Эти резьбы применяют в трубопроводах, они являются крепежно-уплотнительными.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Трапецеидальная резьба

Профиль этой резьбы (см. рис.3) представляет собой равнобокую трапецию с углом между боковыми сторонами $\alpha = 30^\circ$.

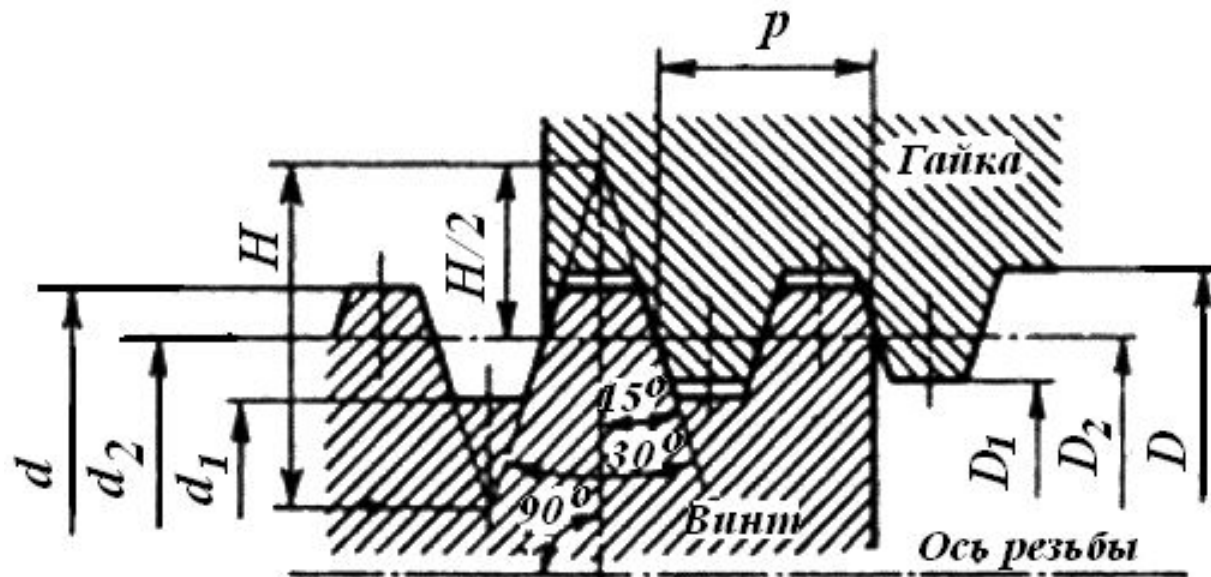
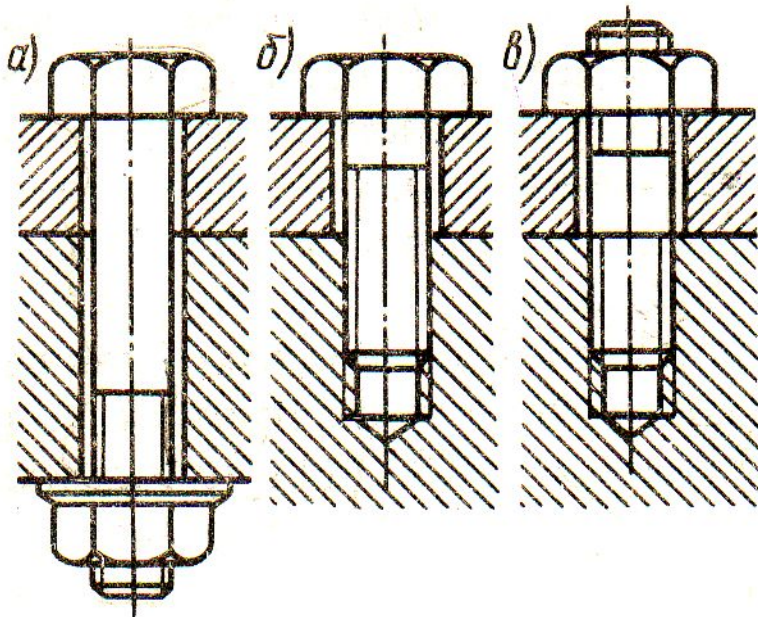


Рисунок 3 – Трапецеидальная резьба

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Крепежные резьбовые соединения и их детали



Детали этих соединений: болты, гайки, винты, шпильки и шайбы. Геометрические формы, размеры, варианты исполнения и технические требования на эти детали, и их элементы регламентированы многочисленными стандартами.

Рисунок 6 - Крепёжные резьбовые соединения:

болтовое (а), винтовое (б) и шпилечное (в).

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта F :

$$T_{зав.} = T_T + T_p, \quad (2)$$

где T_T - момент сил трения на опорном конце гайки;
 T_p - момент сил трения в резьбе.

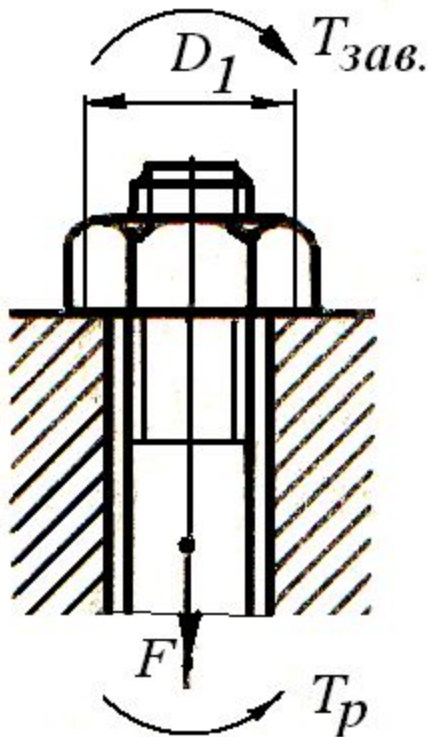
$$T_T = F \cdot f \cdot \frac{D_{cp}}{2}, \quad D_{cp} = \frac{D_1 + d_{омв}}{2}, \quad (3)$$

где f - коэффициент трения на конце гайки;

D_1 - наружный диаметр опорного торца гайки.

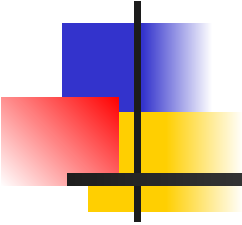
$$T_p = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad \varphi = \operatorname{arctg} f_{пр.}, \quad (4)$$

где φ - угол трения в резьбе; $f_{пр.}$ - приведенный коэффициент трения в резьбе.



СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения


$$T_{зав} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) \cdot f + tg(\psi + \varphi) \right]. \quad (5)$$

При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление

$$F_t = F \cdot tg(\psi - \varphi);$$

$$T_{отв} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) \cdot f + tg(\psi - \varphi) \right]. \quad (6)$$

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы.

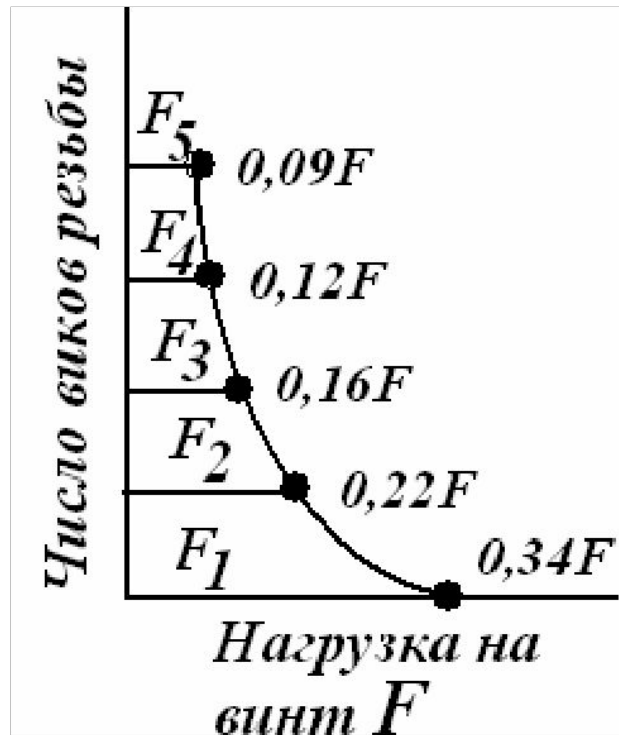


График показывает, что первые витки значительно перегружены, и нецелесообразно увеличивать число витков гайки больше 6.

Рисунок 15 – График распределения нагрузки по виткам резьбы.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Расчет на прочность резьбовых соединений

При расчете на прочность резьбовых соединений встречаются два случая:

1) расчеты, связанные с предварительным выбором геометрических размеров резьбового соединения и проверкой прочности неотчетственных резьбовых соединений;

2) расчеты, связанные ответственными резьбовыми соединениями.

Рассмотрим расчет болтов при статическом нагружении.

1. Болт нагружен осевой растягивающей силой; предварительная и последующая затяжки его отсутствуют. Условие прочности болта

$$\sigma_p = \frac{F}{\pi \cdot d_1^2 / 4} \leq [\sigma_p]. \quad (7)$$

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

При проектном расчете:

$$d_1 > \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]}}. \quad (8)$$

2. Болт испытывает растяжение и кручение, обусловленное затяжкой.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_1^3}\right)^2}, \quad (9)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ - эквивалентное напряжение для опасной точки болта.

Подставляя в (13) значение крутящего момента в резьбе, получим

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_p \cdot \sqrt{1 + 12 \left[\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right]^2}. \quad (10)$$

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Резьбовые соединения

Применяя для стандартных стальных болтов с метрической резьбой $\psi = 2^{\circ}30'$, $d_2 / d_1 = 1,12$ и $f = 0,15$, чему соответствует $\varphi = 8^{\circ}40'$, получим

$$\sigma_{\text{экв}} \cong 1,3 \cdot \sigma_p. \quad (11)$$

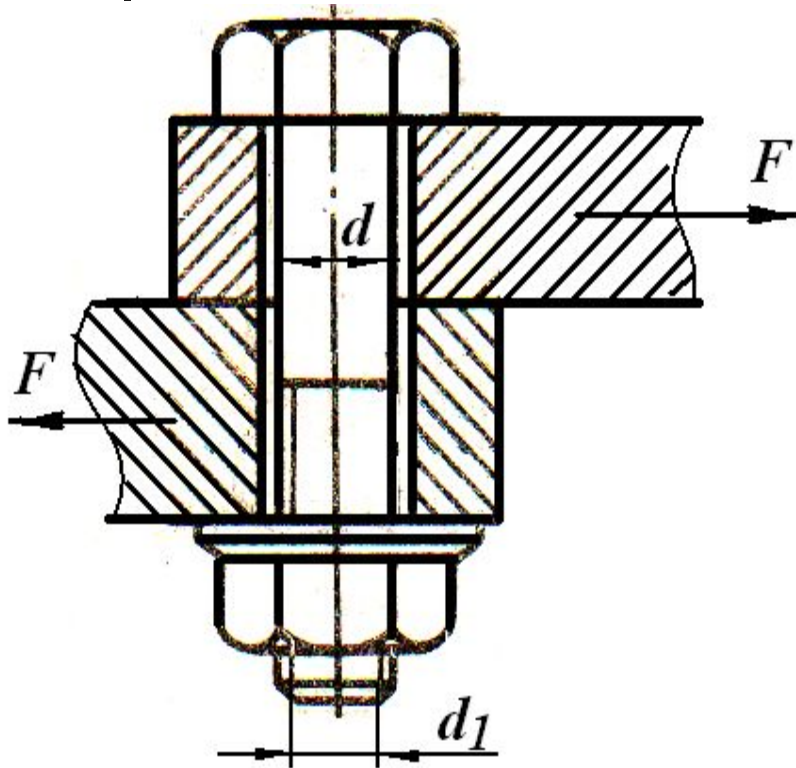
Отсюда следует проектный расчет болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]}}. \quad (12)$$

3. Болт установлен в отверстие с зазором и нагружен поперечной силой.

В этом случае болт затягивается такой силой $F_{\text{зат}}$, чтобы возникающая сила трения F_1 на поверхности стыка соединяемых деталей была больше внешней сдвигающей силы F . Болт в результате работает на растяжение от силы $F_{\text{зат}}$.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН



Необходимая сила затяжки

$$F_{зат} = \frac{F}{f}.$$

Диаметр болта в этом случае определяется с учетом 20% запаса от сдвига деталей и с учетом крутящего момента при затяжке болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,2 \cdot 1,3 \cdot 4 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$$

или

$$d_1 \geq 1,4 \cdot \sqrt{\frac{F}{f \cdot [\sigma_p]}}. \quad (13)$$