

**И.И.ЗВЕРЕВ, С.С.КОКОНИН**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ  
АВИАЦИОННЫХ  
КОЛЕС  
И ТОРМОЗНЫХ  
СИСТЕМ**

И. И. ЗВЕРЕВ, С. С. КОКОНИН

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВИАЦИОННЫХ КОЛЕС И ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ



Москва  
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»  
1973

**Проектирование авиационных колес и тормозных систем.**  
Зверев И. И., Коконин С. С. М., «Машиностроение»,  
1972, стр. 224.

В книге сделана попытка обобщить опыт проектирования и расчета авиационных колес и тормозных устройств: тормозов, систем управления тормозами и систем автоматики антиблокирования (антиюза). Освещены некоторые вопросы статической и усталостной прочности авиаколес, расчета ресурса тормоза, динамики тормоза, способы повышения энергооборуженности тормозов, расчета основных элементов системы автоматики антиблокирования.

Книга рассчитана на работников авиационной промышленности и организаций, эксплуатирующих авиационную технику.

Табл. 27. Иллюстр. 155. Список лит. 39 назв.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Увеличение веса, а также взлетной и посадочной скорости пассажирских и транспортных самолетов способствовало усложнению конструкции авиационных колес.

Существенно повысились механические и тепловые нагрузки на колеса и на тормозные устройства. Достаточно сказать, что тормоза колес пассажирского самолета Ил-62 только за одно торможение после посадки должны поглотить энергию около  $18 \cdot 10^6$  кгс·м, которая, трансформируясь в тепло, вызывает нагрев отдельных элементов конструкции тормоза до  $500^\circ\text{C}$ . Температура на поверхности трения фрикционных элементов при этом может достигать  $1000\text{—}1100^\circ\text{C}$ .

Наряду с развитием и совершенствованием конструкции авиационных колес, усложнялись и совершенствовались системы управления тормозами. Так, например, в тормозную систему самолета Ил-62 входят свыше 100 различных гидравлических и электрических агрегатов.

Для повышения эффективности торможения и уменьшения износа протектора пневматика потребовалось введение в систему управления тормозами системы антиюзовой автоматики. В целях снижения теплового режима тормоза применяются специальные системы жидкостного или воздушного охлаждения, а для повышения проходимости колес на различных грунтах — системы регулирования давления в пневматиках.

Таким образом, круг вопросов, связанных с проектированием колес и тормозной системы самолетов, значительно расширился.

К числу основных вопросов, освещенных в книге, относится определение энергонагруженности тормозов, расчет длины пробега самолета, анализ величины коэффициента сцепления пневматика с поверхностью взлетно-посадочной полосы аэродрома.

Рецензент д-р техн. наук Т. М. Башта

излагается методика теплового и прочностного расчета основных элементов колес и тормозов.

В работе рассмотрены некоторые вопросы проектирования и расчета тормозной системы, системы автоматики антиблокирования, системы охлаждения, системы регулирования давления в пневматиках, а также отдельные вопросы проектирования и расчета агрегатов этих систем. В последних разделах книги освещены вопросы, связанные с испытанием колес и тормозов и необходимым для этого оборудованием.

Авторы приносят благодарность за советы и замечания по отдельным разделам канд. техн. наук И. И. Хазанову, В. Н. Парфенову, за помощь в подготовке рукописи Е. С. Юдаеву, М. С. Зухеру, М. В. Малютину, А. А. Матвееву, Ю. П. Бажанову и А. В. Реуту.

Все замечания просьба направлять по адресу: Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3, изд-во «Машиностроение».

## Глава I

### ШАССИ САМОЛЕТА

Статические и динамические нагрузки, испытываемые самолетом на стоянке, при движении по аэродрому и при торможении, передаются прежде всего на конструктивные элементы шасси — стойки, подкосы, амортизаторы и колеса — и далее на конструктивные элементы.

При этом действие вертикальных динамических нагрузок зависит в значительной степени от характеристик амортизаторов шасси и величины внутреннего давления воздуха в пневматиках колес. Нагрузки в конструктивных элементах тормозной цепи — в рычагах, тягах — определяются величиной тормозного момента, развиваемого тормозами колес.

Прочностные и динамические характеристики тормоза и шасси взаимосвязаны. Например, нестабильность работы тормоза или тормозной системы может явиться причиной крутильных колебаний стойки вокруг вертикальной оси, а недостаточная жесткость оси колеса может привести к преждевременному разрушению как колеса, так и тормоза.

Как показала практика, своеобразным критерием надежности эксплуатации является соотношение веса конструкции шасси к весу самолета и веса снаряженных колес к весу шасси. По статистическим данным для ранее построенных самолетов с взлетным весом от 45 до 190 тс:

— вес основного шасси с полностью снаряженными колесами (с пневматиками) составляет 3,5—4,3% взлетного веса самолета  $G_{взл}$ , а вес передней ноги шасси также с полностью снаряженными колесами — 0,3—0,64%;

— вес снаряженных колес основного шасси составляет 43—59% веса самого шасси, а вес снаряженных колес передней ноги — соответственно 18—29%.

Для ориентировочных расчетов можно принимать вес полностью снаряженного основного шасси

$$G_{о.ш} \approx 3,85 \cdot 10^{-2} G_{взл},$$

а вес полностью снаряженной передней ноги

$$G_{п.н} \approx 0,47 \cdot 10^{-2} G_{взл.}$$

При этом вес снаряженных колес основного шасси можно принимать равным примерно 50%, а вес снаряженных колес передней ноги — 20% веса шасси.

### 1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ШАССИ

На самолетах известны следующие конструктивные схемы шасси (рис. 1.1):

— трехопорное шасси с задней (хвостовой) поворотной опорой, в котором основная нагрузка приходится на два главных колеса, расположенные впереди центра тяжести (ЦТ) самолета;

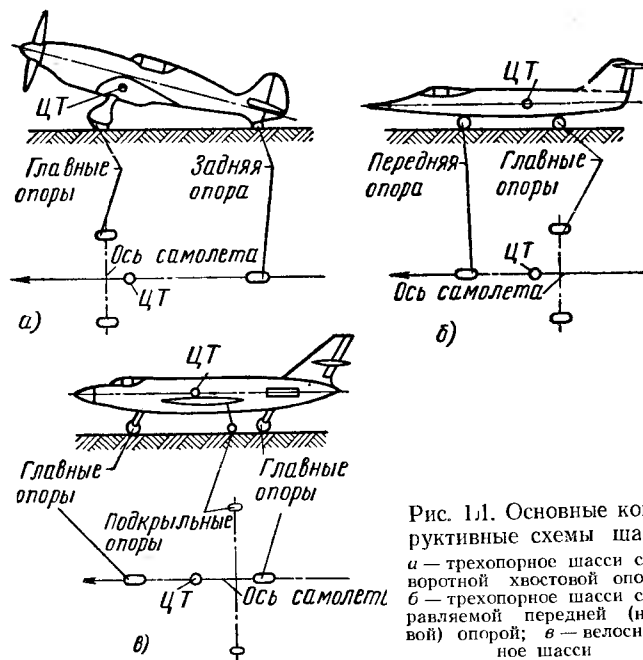


Рис. 1.1. Основные конструктивные схемы шасси: а — трехопорное шасси с поворотной хвостовой опорой; б — трехопорное шасси с управляемой передней (носовой) опорой; в — велосипедное шасси

— трехопорное шасси с передней (носовой) поворотной опорой, в котором основная нагрузка приходится на два главных колеса, расположенные позади ЦТ самолета;

— двухопорное, или велосипедное шасси с двумя подкрыльными вспомогательными опорами. В этой схеме вся нагрузка приходится на колеса, расположенные под фюзеляжем сзади и спереди ЦТ самолета. Подкрыльные опоры в таком шасси поддерживают крыло при кренах самолета во время его стоянки и рулении по аэродрому.

Трехопорное шасси с хвостовой опорой — хвостовым колесом (рис. 1.2) — в настоящее время может встретиться лишь на сравнительно легких самолетах. В схеме этого шасси только главные колеса являются тормозными. К основным недостаткам шасси с хвостовым колесом следует отнести недостаточную маневренность самолета из-за отсутствия переднего управляемого колеса и возможность его капотирования (опрокидывания че-

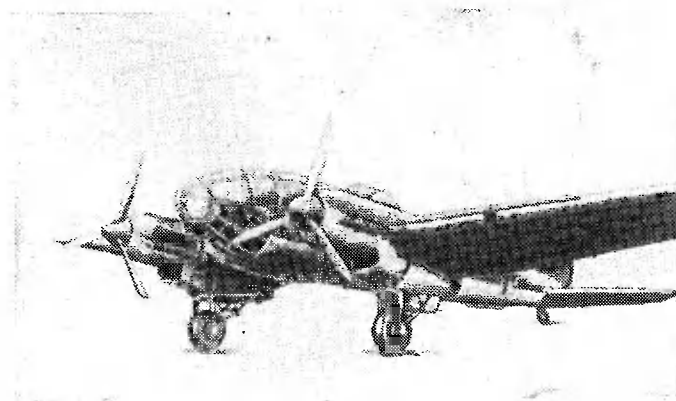


Рис. 1.2. Трехопорное шасси с хвостовой опорой

рез носовую оконечность фюзеляжа) при излишне интенсивном торможении колес. В этом случае (рис. 1.3) сила инерции  $P_{ин}$ , возникающая при торможении, создаст относительно точки  $O$  опрокидывающий момент, величина которого больше стабилизирующего момента, от посадочного веса самолета ( $G_c$ ), а равнодействующая этих сил  $R$  проходит впереди точки  $O$ .

Из рассмотрения действующих сил, следует, что

$$\varphi = \arctg \frac{P_{ин}}{G_c},$$

причем

$$P_{ин} = ma_3; \quad a_3 = \mu g;$$

$$G_c = mg,$$

где  $m$  — масса самолета

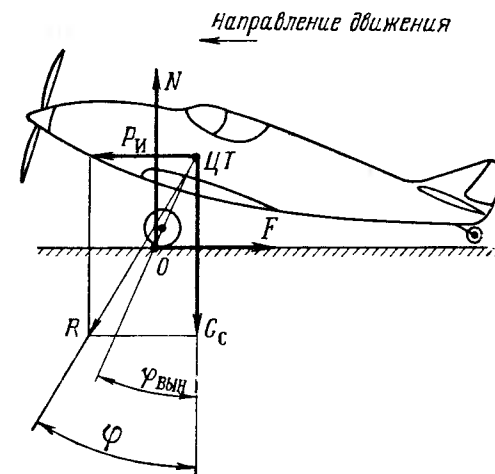


Рис. 1.3. Схема сил, действующих на самолет с трехопорным шасси и хвостовым колесом при торможении

та;  $a_3$  — замедление самолета при торможении;  $g$  — ускорение свободного падения;  $\mu$  — коэффициент сцепления колеса с поверхностью аэродрома.

Учитывая эти уравнения, получим

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{a_3}{g} = \operatorname{arctg} \mu,$$

или

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi.$$

Для предотвращения капотирования необходимо, чтобы

$$\mu \leq \operatorname{tg} \varphi_{\text{вып.}}$$

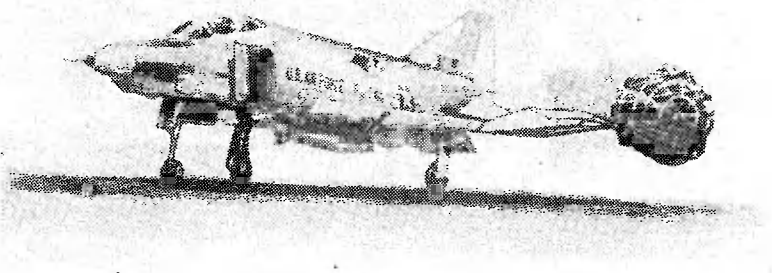


Рис. 1.4 Трехопорное шасси с передней управляемой опорой

Таким образом, значение реализуемого коэффициента сцепления колеса с поверхностью аэродрома определяет угол выноса  $\varphi_{\text{вып.}}$  главных ног шасси. Естественно, что для снижения опасности капотирования самолета при торможении можно варьировать величиной угла выноса, однако устранить полностью эту опасность в рассматриваемой схеме не представляется возможным. Очевидно также, что интенсивность торможения при такой схеме шасси ограничена.

Следует также заметить, что в случае сильного удара колес о землю в момент приземления самолетам с такой схемой шасси присуще «взмывание» из-за возникновения пары сил (от посадочного веса —  $G_c$  и реакции опор  $N$ ), увеличивающей угол атаки и соответственно подъемную силу крыла. Как показала практика полетов, для самолета, имеющего трехопорное шасси с хвостовым колесом, единственно возможной нормальной посадкой является посадка сразу на три точки.

Недостатки, характерные для рассмотренного типа шасси, отсутствуют в схеме трехопорного шасси с носовым колесом, которое получило самое широкое распространение (рис. 1.4).

В этой схеме два основных колеса обязательно тормозные, носовое же колесо может быть как тормозным, так и нетормозным.

Трехопорное шасси с двумя многоколесными тележками (левой и правой) и передней опорой с двумя колесами широко применяется на средних и тяжелых самолетах. Такое шасси американского самолета Бонинг КС-135 показано на рис. 1.5. Передняя стойка шасси управляемая и поворачивается относительно вертикальной оси. Угол поворота задается летчиком. Колеса на передней стойке нетормозные.

Трехопорное шасси с передней опорой и многоколесными тележками на каждой стойке обладает рядом преимуществ, основными из которых являются:



Рис. 1.5 Трехопорное многоколесное шасси с передней управляемой опорой на американском самолете Бонинг КС-135

- высокая проходимость и сравнительно малый объем, занимаемый конструкцией;
- высокая надежность в эксплуатации;
- возможность осуществления посадки одновременно на все три опоры (колеса) при малом угле атаки и на главные опоры (колеса) при больших углах атаки;
- возможность повышения интенсивности торможения и сокращения пути послепосадочного пробега путем установки на передней опоре тормозного колеса;
- сохранение горизонтального положения фюзеляжа на стоянке и при движении самолета по ВПП;
- путевая устойчивость самолета при рулении на земле, разбеге на взлете и пробеге после посадки.

Рассмотрим, как обеспечивается путевая устойчивость самолета на трехопорном шасси с передним и хвостовым колесами, если по каким-либо причинам наблюдается снос самолета под углом  $\beta_c$  (рис. 1.6). Причиной сноса может быть неравенство сил торможения на главных колесах, сила удара катящегося колеса

о какое-либо препятствие, неравенство сил тяги двигателей и др. Допустим, что переднее и хвостовое колеса способны самоориентироваться и не создавать боковых сил реакций со стороны поверхности аэродрома при сносе.

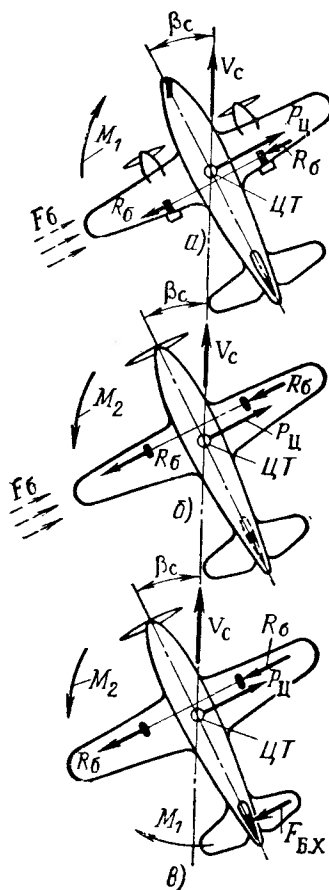


Рис. 1.6. К пояснению путевой устойчивости самолета при различных схемах шасси: а — шасси с передней самоориентирующейся опорой; б — шасси с хвостовой самоориентирующейся опорой; в — шасси с хвостовой застопоренной опорой

Как видно из схемы сил, приложенных к самолету, имеющему шасси с передней опорой, образующиеся при сносе центробежная  $P_{ц}$  и боковая силы реакции  $R_6$  (от боковой силы трения колес) будут создавать момент, который ликвидирует начавшийся разворот и вернет самолет на первоначальную траекторию движения. Поэтому шасси с передним колесом существенно облегчает летчику управление на взлете многомоторным самолетом в случае отказа двигателя. Практика показывает, что самолеты с передним колесом способны при отказе двигателя автоматически сохранять прямолинейный разбег.

У самолета, имеющего шасси с хвостовым колесом, возникающие при сносе силы будут стремиться еще больше развернуть его, поэтому для повышения путевой устойчивости при разбеге перед взлетом хвостовое колесо стопорится, т. е. фиксируется в нейтральном положении. При застопоренном колесе на нем возникает боковая сила  $F_{6,х}$ , момент которой относительно ЦТ самолета является стабилизирующим, т. е. уменьшает угол сноса  $\beta_c$ .

Кроме путевой, имеет значение и так называемая флюгерная устойчивость самолета, проявляющаяся при боковом ветре и посадке самолета со сносом. Как отмечалось выше, в момент касания земли создается пара сил (боковая сила  $F_6$  на главных

колесах и центробежная сила  $P_{ц}$ , приложенная в ЦТ), момент которой при трехопорном шасси с носовым колесом и расположении ЦТ самолета впереди главной ноги шасси будет разворачивать самолет по ветру в направлении действия результирующего момента  $M_1$ . При заднем положении ЦТ и шасси с хвостовым колесом момент от этой пары сил развернет самолет против

ветра в направлении результирующего момента  $M_2$ . В последнем случае самолет не обладает флюгерной устойчивостью и проявляет тенденцию к опрокидыванию через внешнее (относительно центра вращения) крыло. Эта тенденция объясняется увеличением подъемной силы на внутреннем крыле и моментом силы  $P_{ц}$  на плече, равном расстоянию от ЦТ самолета до земли.

Шасси велосипедного типа применяется обычно при относительно тонком профиле крыла, когда размещение колес в крыльях либо невозможно, либо сопряжено с ухудшением аэродинамики самолета. На рис. 1.7 показано такое шасси на американ-

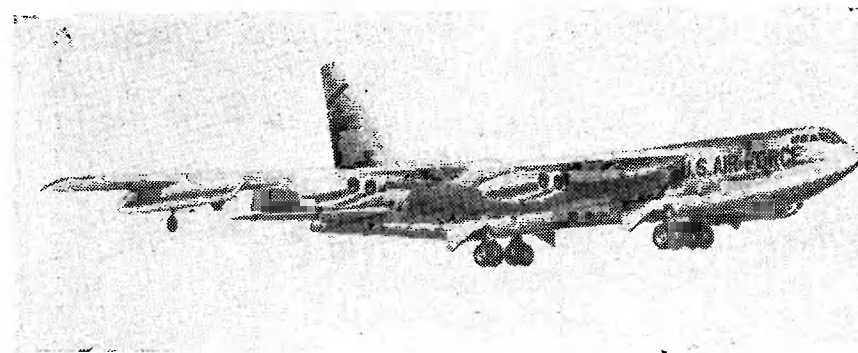


Рис. 1.7. Шасси велосипедного типа американского самолета Боинг В-52

ском самолете Боинг В-52. Оно состоит из передней и задней тележек с четырьмя тормозными колесами на каждой, левую и правую подкрыльные стойки с нетормозными колесами. При велосипедном шасси задается определенное соотношение между силами торможения на колесах передней и задней тележек для сохранения путевой устойчивости самолета при торможении на пробеге. Сила торможения на колесах передней тележки не превышает обычно 70—75% ее максимально возможной величины для колес задней тележки.

## 2. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТРЕХОПОРНОГО ШАССИ С НОСОВЫМ КОЛЕСОМ И КОМПОНОВКА ЕГО НА САМОЛЕТЕ

Компоновка трехопорного шасси с носовым колесом на самолете сводится к определению оптимальных размеров его базы и

колеи, а также к выбору рационального расположения главных опор — колес относительно ЦТ самолета.

Минимально допустимое расстояние  $a$  от ЦТ самолета до оси главных колес определяется следующим условием: проекция ЦТ на горизонтальную плоскость при любом положении самолета относительно поверхности аэродрома должна всегда оставаться впереди вертикальной плоскости, проведенной через линию касания главных колес с землей (рис. 1.8). Если это условие не будет выполнено, то при посадке и рулении хвостовая часть самолета может удариться о поверхность аэродрома.

В существующих конструкциях отношение параметра  $a$  к базе шасси  $b$  изменяется в пределах 0,1—0,15. Угол наклона оси амортизационной стойки к вертикали  $\alpha_{ст}$  считается положительным, если стойка вынесена вперед, отрицательным, если стойка

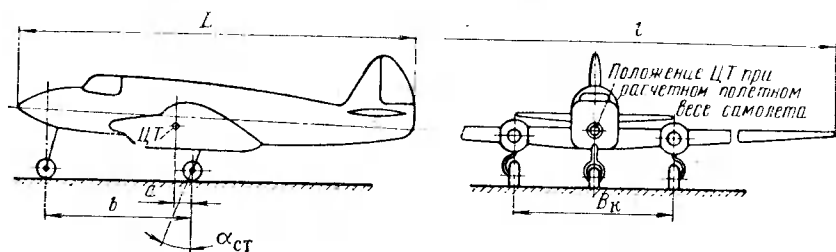


Рис. 1.8. Основные геометрические параметры шасси с передней опорой

вынесена назад, или нулевым, если стойка вертикальная. Обычно положительный и отрицательный углы изменяются в пределах  $\pm(10^\circ-12^\circ)$ , причем следует учитывать, что отрицательный угол создает большую устойчивость при пробеге самолета с торможением.

База шасси  $b$  определяется расстоянием от оси главных колес до оси носового колеса. Базу рационально делать возможно большей, так как при этом уменьшаются вертикальные нагрузки от веса самолета, приходящиеся на переднее колесо. Несмотря на то, что смещение переднего колеса вперед увеличивает длину носовой части фюзеляжа, испытывающую нагрузку от носового колеса, более длинная база конструктивно иногда оказывается более выгодной. Отношение размера базы  $b$  к длине самолета  $L$  колеблется в пределах 0,25—0,35.

Ширина колеи шасси  $B_k$  определяется из условия недопустимости касания концов крыла взлетно-посадочной полосы при посадке самолета с поперечным креном до  $10^\circ$ . Широкая колея позволяет с помощью тормозов более эффективно управлять самолетом при движении на аэродроме. Вместе с тем, излишне широкая колея шасси повышает чувствительность самолета к самопроизвольным разворотам в результате лобовых ударов ко-

лес о неровности аэродрома. Обычно ширина колеи задается в пределах 20—30% от размаха крыльев  $l$ .

Стойки шасси разнообразны по конструктивной схеме, как это показано на рис. 1.9.

По расположению амортизатора различают телескопические стойки, представляющие собой одно целое с амортизатором, и стойки с выносным амортизатором. По конструктивной схеме различают шасси ферменной конструкции (см. рис. 1.9, а), балочно-консольное шасси (см. рис. 1.9, б), балочно-подкосное шасси (см. рис. 1.9, в) и ферменно-балочное шасси (см. рис. 1.9, г).

Шасси ферменной конструкции громоздко, создает большое сопротивление при взлете, а также трудности при уборке. Оно применяется в основном на самолетах с малыми взлетно-посадочными скоростями.

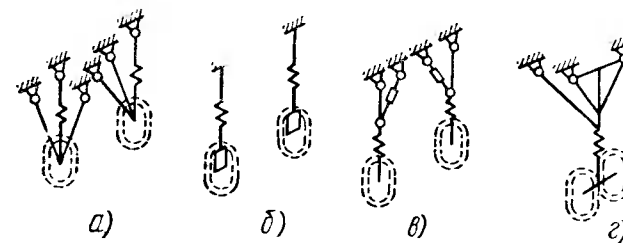


Рис. 1.9. Конструктивные схемы стоек шасси:

а — ферменная; б — балочно-консольная; в — балочно-подкосная; г — ферменно-балочная

Балочно-консольное шасси без подкоса (см. рис. 1.9, б) конструктивно наиболее просто и удобно для складывания при уборке в соответствующие отсеки фюзеляжа или крыла.

Наибольшее распространение получила конструкция балочно-подкосного шасси с подкосом. Конструктивная особенность этого шасси заключается в том, что верхний конец стойки жестко заделан в крыле, но в плоскости, перпендикулярной стойке, оно крепится шарнирно. Нижний конец стойки распирается подкосом. На рис. 1.10 приведена балочная конструкция главной ноги шасси с боковым подкосом-подъемником для уборки и выпуска ноги шасси.

Шасси ферменно-балочной конструкции представляет собой стойку, подкрепленную системой стержней-подкосов, которые уменьшают изгибающие моменты, действующие на стойку, и увеличивают ее жесткость. Типовая конструкция ферменно-балочной стойки главной ноги шасси с тележкой показана на рис. 1.11.

Большинство современных самолетов со взлетным весом 40 тс и более имеют многоколесные тележки. На таких тележках для достижения максимального эффекта торможения необходимо, чтобы тормозные моменты передних и задних колес тележки

были полностью использованы. Это достигается с помощью системы тяг и подкосов, составляющих компенсационный механизм.

На рис. 1.12 показана конструктивная схема тележки, имеющей такой механизм. Тележка снабжена четырьмя колесами, установленными попарно на осях 1 и 6. Оси неподвижно закреплены в вилки сварной рамы, шарнирно соединенной со стойкой 4. Корпус 8 тормоза жестко связан с фланцем 9 болтами, а фланец 9 соединен с рычагом 10 или 11 шлицами и может поворачи-

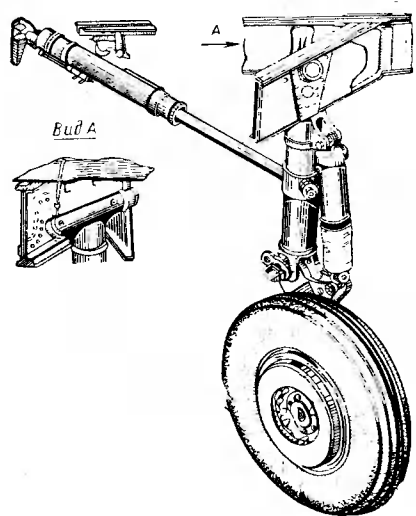


Рис. 1.10. Балочная конструкция главной ноги шасси с подкосом-подъемником

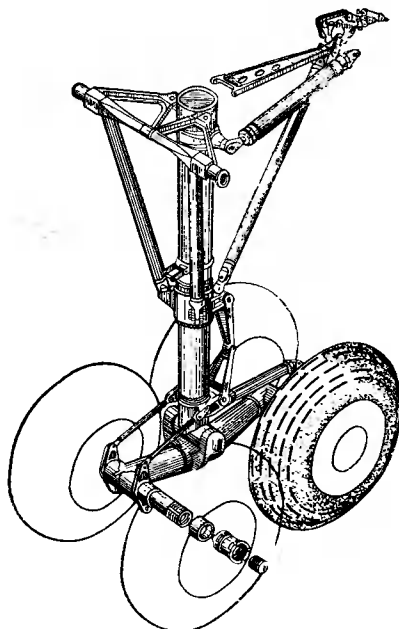


Рис. 1.11. Ферменно-балочная конструкция стойки главной ноги шасси

чиваться на некоторый угол относительно осей 1 и 6. Рычаги 10 и 11 соединены друг с другом тягой 7. Передний рычаг 10, кроме того, соединен с амортизатором 3 и подкосом 2. Тормозной момент от тормозов задних колес воспринимается рычагом 11, а от передних — рычагом 10. Тормозной момент от задних колес преобразуется в силу, которая тягой 7 передается на рычаг 10. Суммарное усилие от действия тормозных моментов на передних и задних колесах воспринимается через подкос 2 стойкой 4. При этом поворот тележки относительно оси 5 в направлении действия моментов сил и перераспределение усилий между колесами не происходит, если тележка находится в равновесии под действием сил торможения  $F_T$ , суммарного усилия  $S_{\Sigma}$  в подкосе и ре-

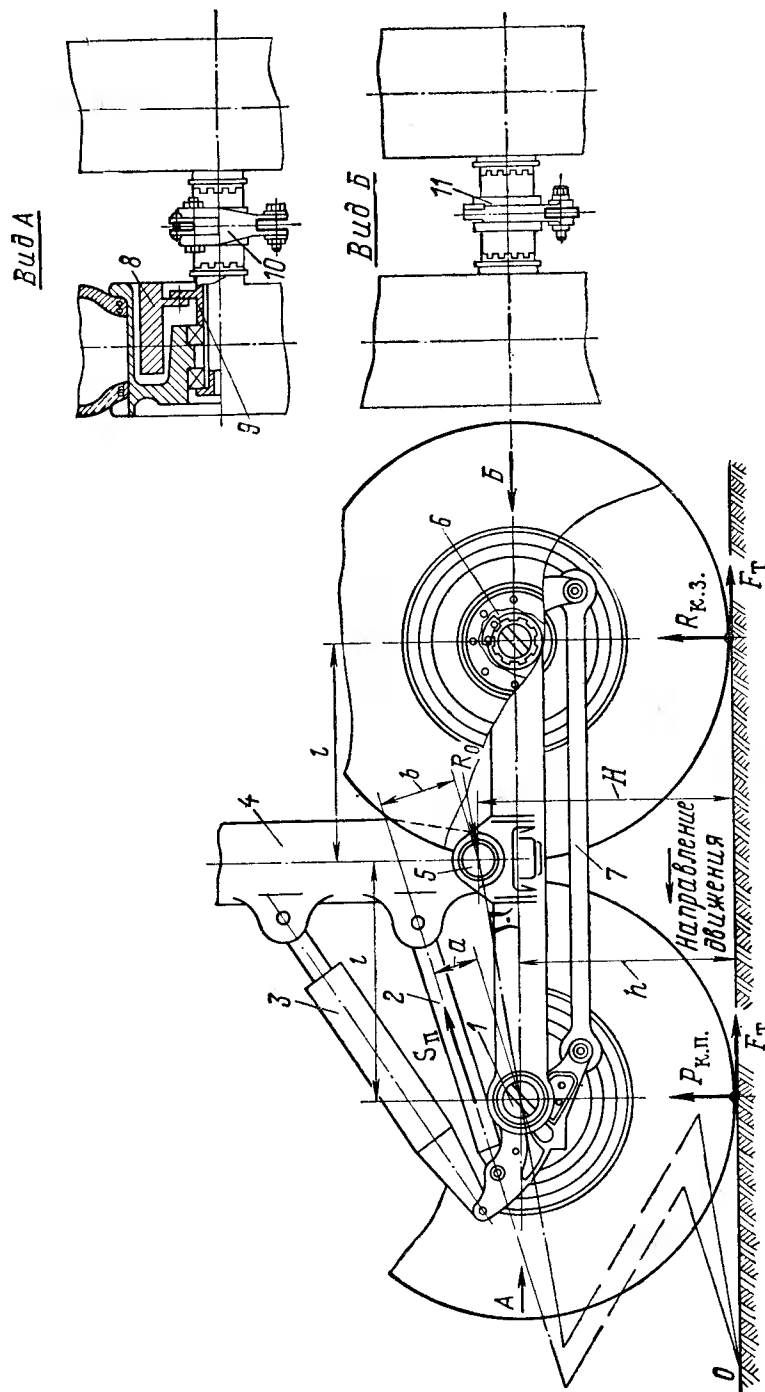


Рис. 1.12. Конструктивная схема многоколесной тележки главной ноги шасси:

1, 6 — оси колес; 2 — подкос; 3 — амортизатор; 4 — стойка; 5 — ось тележки; 7 — тяга; 8 — тормоз; 9 — фланец; 10, 11 — рычаги

акции  $R_0$  в оси 5, которая должна пройти через ось 1 передних колес, что следует из равновесия сил на оси 1. Поскольку силы  $R_0$ ,  $S_{\Pi}$  и  $F_T$  должны при равновесии пересекаться в одной точке  $O$ , то зная положение точки  $O$ , легко определить требуемое направление подкоса 2.

Условие равновесия сил, приложенных к тележке, можно представить в виде равенства моментов этих сил относительно оси 5, т. е.

$$\Sigma M_5 = 2R_{к.п}l - 2R_{к.з}l - 4F_T H + S_{\Pi}b = 0,$$

где  $R_{к.п}$  — сила реакции на передних колесах;

$R_{к.з}$  — сила реакции на задних колесах;

$l$  — расстояние между осью передних колес и осью стойки;

$b$  — расстояние между осью стойки 5 и осью подкоса 2;

$H$  — высота расположения оси стойки.

Если не происходит перераспределение усилий между колесами, то выполняется следующее равенство:

$$R_{к.п} = R_{к.з}.$$

Тогда, очевидно, что

$$S_{\Pi}b - 4F_T H = 0.$$

По аналогии сумма моментов сил относительно передней оси 1 колеса

$$\Sigma M_1 = S_{\Pi}a - 4F_T h = 0,$$

где  $a$  — расстояние между подкосом и осью передних колес;

$h$  — высота расположения оси колес.

Так как  $\Sigma M_1 = \Sigma M_5$ , то  $\frac{b}{a} = \frac{H}{h}$ .

Это соотношение позволяет определить направление подкоса 2.

### 3. СИСТЕМА АМОРТИЗАЦИИ ШАССИ

Система амортизации шасси снижает нагрузки от толчков и ударов, воспринимаемых колесами при посадке и движении самолета по взлетно-посадочной полосе аэродрома. Эта система включает в себя амортизаторы шасси и пневматики колес. Работу, которую выполняет система амортизации, принято называть нормированной работой, поскольку она задается нормами и в общем виде определяется по формуле

$$A_{\Pi} = m_{ред} \frac{V_y^2}{2}, \quad (1.1)$$

где  $A_{\Pi}$  — нормированная работа;

$m_{ред}$  — редуцированная масса самолета (величина массы самолета, приходящаяся на одну ногу шасси);

$V_y$  — вертикальная составляющая скорости самолета в момент соприкосновения колес с ВПП.

Для каждой ноги шасси нормируемая работа должна рассчитываться отдельно.

Нормированная работа распределяется между амортизатором шасси и пневматиком колеса. Однако работа амортизатора должна быть рассчитана так, чтобы усилие, возникающее в конце хода амортизатора, не превышало бы допустимую на колесо нагрузку. В противном случае неизбежна перегрузка пневматика, которая может привести к разрушению как пневматика, так и колеса.

Амортизаторы преобразуют энергию удара самолета в момент посадки или при преодолении колесами неровностей в тепло работой сил трения и деформации рабочего тела. Они могут быть жидкостно-газовыми, резиновыми или пружинными.

В настоящее время наибольшее распространение получили жидкостно-газовые амортизаторы, так как они обеспечивают более полное преобразование энергии удара, отличаются компактностью и надежностью в эксплуатации.

На основе многолетнего опыта эксплуатации к амортизаторам шасси независимо от их типа предъявляются следующие основные требования:

1) преобразование энергии удара в тепло работой сил трения при прямом (рабочем) ходе для снижения нагрузки на узлы конструкции самолета до расчетной;

2) равномерное и плавное нарастание нагрузки до максимального значения к концу прямого хода;

3) малое время обратного хода амортизатора.

Следует заметить, что если поглощаемая амортизатором энергия будет аккумулироваться в виде энергии сжатого рабочего тела, то после снятия нагрузки амортизатор будет разжиматься с большой скоростью. В этом случае элементы шасси испытывают дополнительную ударную нагрузку, которая скажется на конструкции самолета. Поэтому для снижения таких нагрузок, большая часть воспринимаемой амортизатором энергии должна преобразовываться в тепло и рассеиваться.

Разность между поглощенной и возвращенной амортизатором энергией, преобразованная в тепло, называется работой гистерезиса. Очевидно, что величина этой работы у амортизатора должна быть возможно большей.

Рассмотрим конструктивную схему жидкостно-газового амортизатора и познакомимся с принципом его работы (рис. 1.13).

Амортизатор состоит из цилиндра 1 и движущегося в нем штока 8. Цилиндр крепится обычно к стойке шасси или фюзеляжу, а шток — либо к оси колеса, либо к оси тележки. Шток в цилиндре имеет две опоры: верхнюю буксу 3 и нижнюю опору 7. Стакан 2, неподвижно закрепленный в цилиндре, может быть профилирован по наружному контуру или иметь постоянное

кольцевое сечение. На дне стакана имеется дроссельное отверстие 4. На шток насажен кольцевой клапан 5 — клапан торможения обратного хода. Полость *A* амортизатора заполняется сжатым азотом под абсолютным давлением 30—60 кгс/см<sup>2</sup>, а полости *B* и *C* заполняются рабочей жидкостью (маслом АМГ-10 или глицериновой смесью в соотношении 70% глицерина и 30% спирта). Между штоком 8 и стаканом 2 имеется кольцевой зазор для протока рабочей жидкости.

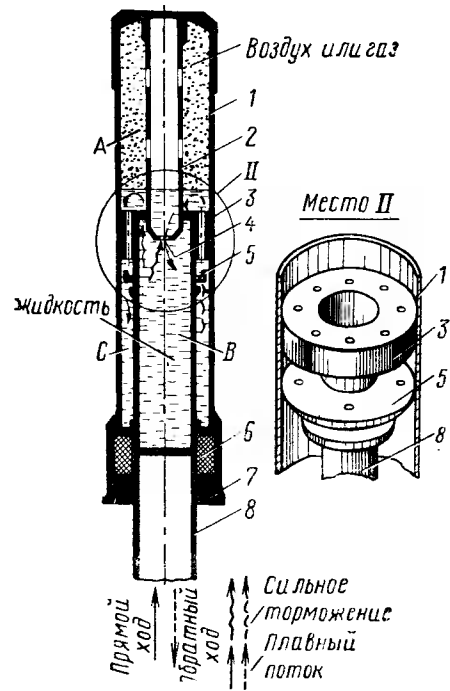


Рис. 1.13. Конструктивная схема жидкостно-газового амортизатора:

1 — цилиндр; 2 — стакан; 3 — верхняя бокса; 4 — дроссельное отверстие; 5 — клапан торможения обратного хода; 6 — уплотнение; 7 — нижняя бокса; 8 — шток

дает в полость *C*. Перетекание жидкости из полости *A* в полость *C* происходит при малых потерях давления. При обратном ходе шток, находящийся под давлением газа в верхней части полости *A*, начинает двигаться вниз. При этом под давлением жидкости клапан 5 закрывает в штоке отверстия большого сечения и жидкость из полости *C* перетекает в полость *A* только через малые отверстия в самом клапане 5. Протекание жидкости через эти отверстия обеспечивает сравнительно медленное возвращение амортизатора в исходное положение и смягчает силу удара при обратном ходе. Из полости *A* в полость *B* жидкость перете-

кает через кольцевую щель между стаканом 2, штоком 8 и через отверстие 4. Для устранения утечки жидкости в месте выхода штока из цилиндра ставится уплотнение 6. При прямом (рабочем) ходе шток 8 движется вверх. При этом газ в полости *A* сжимается, обеспечивая последующее возвращение штока амортизатора в исходное положение после снятия нагрузки на колесо.

Во время рабочего хода жидкость вытесняется из полости *B* в цилиндрическую полость *A* через кольцевой зазор между штоком и стаканом 2 и через дроссельное отверстие 4. На вытеснение жидкости из полости *B* в полость *A* затрачивается часть работы, совершаемой при посадке, которая переходя в тепловую энергию, рассеивается в окружающую среду. Одновременно при движении штока вверх жидкость из полости *A* через отверстие 3 в штоке открывает кольцевой клапан 5 и попада-

ет через кольцевую щель между стаканом 2, штоком 8 и через отверстие 4.

Работа жидкостно-газового амортизатора характеризуется диаграммой, выражающей зависимость усилия  $P_{ам}$ , действующего на шток, от хода штока  $\delta_{ам}$  (рис. 1.14, *a*). Для простоты рассуждений рассмотрим амортизатор без клапана торможения обратного хода, конструктивная схема которого при прямом и обратном ходах штока изображена на рис. 1.14, *б* и *в*. Если не учитывать силы инерции движущегося штока, можно считать, что внешняя сила  $P_{ам}$  и силы торможения  $P_{г}$  и  $P_{ж}$ , направленные против движения штока, равны. В этом случае при прямом ходе штока имеем

$$P_{ам} = P_{г} + P_{ж}, \quad (1.2)$$

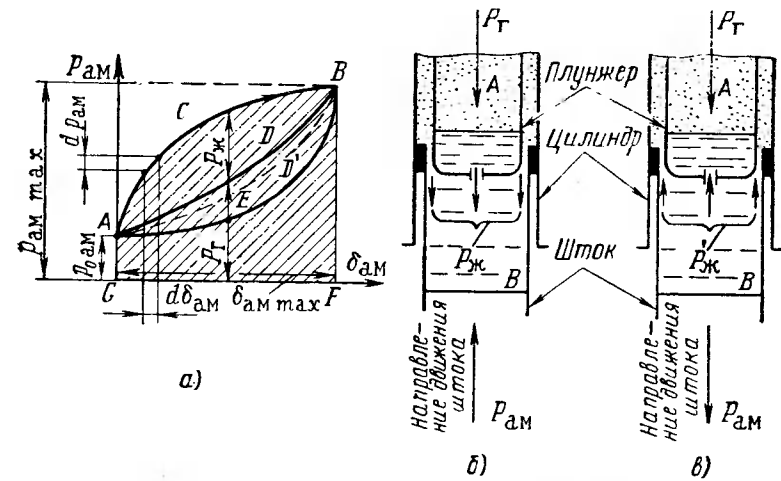


Рис. 1.14. К пояснению принципа действия амортизатора: *a* — диаграмма работы амортизатора; *б* — схема, поясняющая работу амортизатора при прямом ходе штока; *в* — схема, поясняющая работу амортизатора при обратном ходе штока

где  $P_{ам}$  — внешняя сила, действующая на шток амортизатора;  $P_{г}$  — сила давления сжатого газа на шток;  $P_{ж}$  — сила сопротивления рабочей жидкости при протекании ее через калиброванные отверстия.

Сила  $P_{г}$  при прямом ходе будет изменяться по закону:

$$P_{г}V^n = \text{const}, \quad (1.3)$$

где  $n$  — показатель политропы ( $n \approx 1, 3$ );  $V$  — объем сжимаемого газа.

В координатах  $P_{ам}$  и  $\delta_{ам}$  уравнение (1.3) представлено кривой *ADB*. Начальная ордината этой кривой  $P_{оам}$  зависит от величины начального давления  $P_0$  в амортизаторе (давления зарядки).

Сила сопротивления от перетекания жидкости через калиброванные отверстия

$$P_{ж} = kV_{ж}^2, \quad (1.4)$$

где  $k$  — коэффициент пропорциональности, учитывающий удельный вес жидкости, ее вязкость и другие параметры;

$V_{ж}$  — скорость жидкости.

Скорость штока в начальном и конечном положениях, а следовательно, и скорость перетекания жидкости равны нулю. Поэтому и сила  $P_{ж}$  также равна нулю. Если отложить величины сил, возникающих при движении жидкости, на гистерезисной диаграмме не от оси абсцисс, а от кривой  $ADB$ , то кривая  $ACB$  будет характеризовать величину суммарного усилия  $P_{ам}$ . Очевидно, в этом случае вся работа, совершаемая амортизатором при прямом ходе штока, будет равна

$$A_{ам} = \int_0^{\delta_{ам\max}} P_{ам} d\delta_{ам} \quad (1.5)$$

и будет определяться площадью  $ACBFGA$  на гистерезисной диаграмме. Очевидно, что эта работа должна быть равна нормируемой работе для стойки шасси за вычетом работы  $A_{пн}$ , совершаемой пневматиками колес, т. е.

$$A_{ам} = A_{н} - A_{пн}. \quad (1.6)$$

При обратном ходе штока сила сопротивления жидкости при ее перетекании из полости  $A$  в полость  $B$  будет

$$P'_{ж} = k(V'_{ж})^2, \quad (1.7)$$

где  $V'_{ж}$  — скорость жидкости, протекающей через калиброванное отверстие.

Очевидно, что при обратном ходе

$$P_{ам} = P_{г} - P'_{ж}. \quad (1.8)$$

На рис. 1.14 разность сил  $P_{г} - P'_{ж}$  представлена кривой  $AEB$ . Следовательно, работа сил сопротивления

$$A_{обр} = \int_{\delta_{ам\max}}^0 P_{ам} d\delta_{ам} \quad (1.9)$$

и соответствует площади  $BEAGFB$  на гистерезисной диаграмме. Работа, совершаемая амортизатором за полный его рабочий цикл

при прямом и обратном ходе штока, т. е. работа, соответствующая площади петли гистерезиса ( $ACBEA$  на рис. 1.14),

$$A_{гист} = A_{ам.пр} - A_{ам.обр}. \quad (1.10)$$

На форму кривой  $ACB$ , характеризующей изменение по ходу штока силы  $P_{ам}$ , или силы обжатия амортизатора, весьма большое влияние оказывает величина площади проходного сечения кольцевого зазора штока. У большинства современных амортизаторов она составляет 2—5% от площади штока. Если эта площадь будет меньше нижнего предела, скорость перетекания жидкости и сила ее сопротивления возрастает. В этом случае усилие на штоке амортизатора при прямом ходе увеличивается, а при обратном — уменьшается. В результате площадь петли гистерезиса и, следовательно, работа амортизатора увеличиваются. При этом амортизатор становится жестким, т. е. усилие по ходу штока нарастает более интенсивно. Это означает, что при грубой посадке нагрузки, испытываемые самолетом, значительно повысятся. С увеличением проходного сечения кольцевого зазора амортизатор становится мягким, но площадь петли гистерезиса и соответствующая ей работа уменьшаются.

Для получения достаточно упругого амортизатора, способного выполнить заданную нормированную работу, в его конструкцию вводится клапан торможения, работающий при обратном ходе штока. В этом случае обжатие при прямом ходе штока будет происходить также по кривой  $ACB$ , а при обратном ходе — по кривой  $BDA$  (см. рис. 1.14). У таких амортизаторов усилия при прямом ходе штока нарастают более плавно и площадь петли гистерезиса мало уменьшается.

У жидкостно-газовых амортизаторов площадь проходного сечения по длине штока может быть как постоянной, так и переменной.

## Глава II

### НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕСА И ТОРМОЗА

#### 1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОЛЕСАМ И ТОРМОЗАМ

Авиационные колеса и тормозные системы самолета должны удовлетворять требованиям, вытекающим из норм летной годности самолетов.

Такие нормы существуют в ряде стран с некоторыми отличиями. Приведем основные положения и требования к колесам, тормозам и пневматикам из этих норм.

Главные колеса шасси должны быть обязательно тормозными и рассчитываться на нагрузки при максимально допустимых взлетных и посадочных весах самолета. В случае прерванного взлета с максимальным взлетным весом самолета колеса и пневматики при интенсивном торможении не должны воспламеняться или разрушаться. Обязательно требование многократных последовательных взлетов и посадок самолета, число и интервалы между которыми зависят от назначения самолета. Установка колес на шасси должна предусматривать возможность осмотра состояния основных узлов крепления колеса и тормозной системы.

Тормоза колес должны рассчитываться на торможение во всем диапазоне посадочных скоростей самолета с учетом возможного их нагрева. Обязательно для колес высокая надежность в заданных условиях эксплуатации самолета. Эффективность тормозов должна соответствовать нормированной величине работы сил торможения в течение всего установленного для самолета срока эксплуатации.

Гарантированный тормозной момент должен обеспечивать замедление самолета, равное  $\sim 0,2g$  при всех допустимых значениях веса самолета и положениях центра тяжести. Гарантированный тормозной момент должен удерживать самолет с максимальным взлетным весом на стоянке при уклоне 1:10. Кроме того, тормоза должны обеспечивать торможение на стоянке в течение 24—48 ч. и работать до полного износа фрикционного материала и обеспечивать при эксплуатации эффективное торможение. В конструкции тормозов следует предусматривать воз-

можность замены поврежденных фрикционных элементов без предварительной их приработки.

Для определения нагрузок, действующих на колесо и тормоз, необходимы определенные сведения о самолете, для которого колесо проектируется, а именно: схема и тип шасси, значения посадочного и взлетного весов, заданная длина послепосадочного пробега с применением тормозов, посадочные и взлетные скорости, класс аэродромов, на которых будет использоваться самолет и др. Эти данные позволяют определить основные конструктивные параметры колеса и тормозов.

Рассмотрим основные факторы, определяющие нагруженность тормозного колеса.

#### 2. МОМЕНТ СИЛЫ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С ПОКРЫТИЕМ ВПП

Неполностью заторможенное колесо при качении (рис. 2.1) находится под действием радиальной нагрузки ( $P_r$ ), момента силы сцепления ( $M_{сц}$ ) и тормозного момента ( $M_T$ ). Момент силы сцепления\* зависит от ряда факторов и может быть выражен известной из механики формулой

$$M_{сц} = \mu P_r (r_k - \delta_{об}) = F_{сц} r_d, \quad (2.1)$$

где  $\mu$  — коэффициент сцепления пневматика колеса с поверхностью ВПП ( $\mu = F_{сц}/P_r$ );  
 $r_k$  — геометрический радиус колеса;  
 $\delta_{об}$  — обжатие пневматика колеса под радиальной нагрузкой;  
 $r_d$  — динамический радиус качения колеса ( $r_d \cong r_k - \delta_{об}$ );  
 $F_{сц}$  — сила сцепления пневматика колеса с поверхностью ВПП.

Коэффициент сцепления  $\mu$  является величиной переменной. Изменяясь в довольно широких пределах, он в каждом конкретном случае нагружения колеса может достигать определенного предельного значения:

$$\mu_{пр} = F_{сц \max}/P_{r \max}. \quad (2.2)$$

Экспериментальными исследованиями установлена зависимость коэффициента сцепления  $\mu$  от скорости качения колеса, величины давления в пневматике и типа последнего, от состояния протектора пневматика и состояния поверхности ВПП. В случае блокировки (юза) заторможенное колесо будет скользить без качения по поверхности ВПП, при этом коэффициент сцепления будет равен коэффициенту скольжения, представляющему со-

\* Правильнее было бы назвать такой момент моментом сил трения между протектором колеса и покрытием ВПП, но учитывая, что в специальной литературе термин «момент сил сцепления» установился, сохраним его в дальнейшем изложении без изменения.

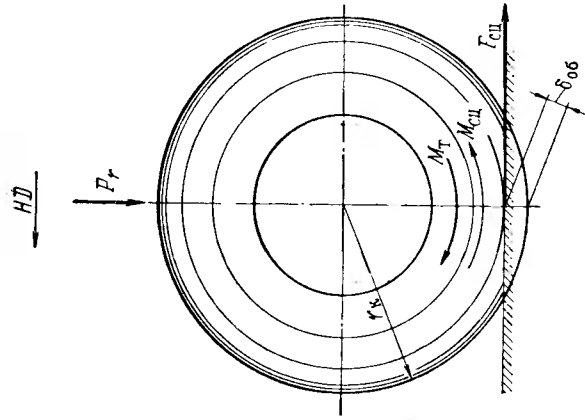


Рис. 2.1. Схема сил и моментов, действующих на колесо при торможении

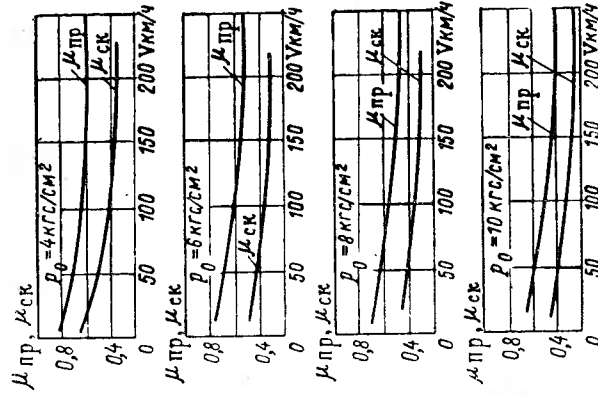


Рис. 2.2. График зависимости коэффициентов сцепления колеса  $\mu_{пр}$  и  $\mu_{ск}$  (для сухой бетонированной ВПП) от поступательной скорости  $V$  и давления в пневматике  $P_0$

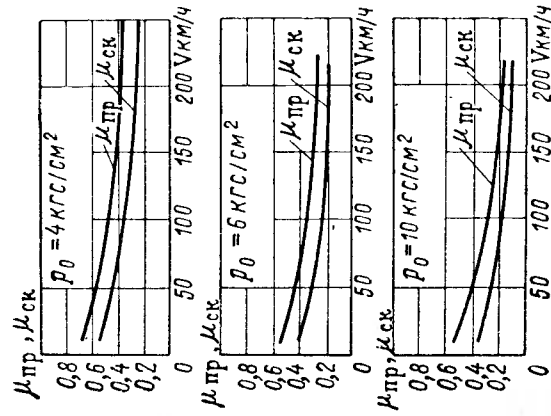


Рис. 2.3. График зависимости коэффициентов сцепления  $\mu_{пр}$  и  $\mu_{ск}$  (для мокрой бетонированной ВПП) от поступательной скорости  $V$  и давления в пневматике  $P_0$

бой отношение силы сцепления ( $F'_{сц}$ ) полностью заторможенного колеса к его радиальной нагрузке, т. е.

$$\mu = \mu_{ск} = F'_{сц}/P_r.$$

Как показали многочисленные исследования, предельный коэффициент сцепления  $\mu_{пр}$  всегда остается больше коэффициента скольжения  $\mu_{ск}$ . Приведенные на рис. 2.2 и 2.3 результаты исследований изменения коэффициента сцепления авиационного пневматика от ряда факторов позволяют сделать следующие выводы:

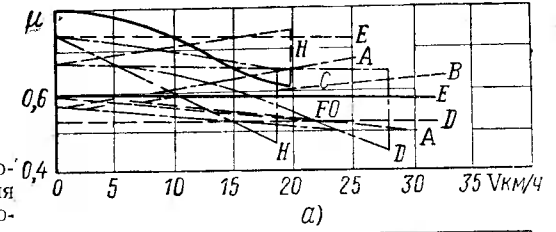
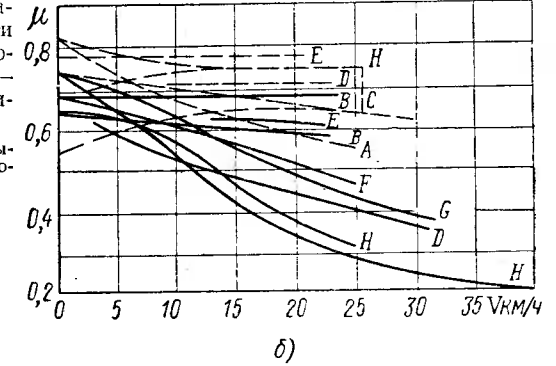


Рис. 2.4. График зависимости коэффициента сцепления  $\mu$  пневматика колеса автомобиля с разными рисунками протекторов от скорости движения по разным дорогам (штриховая линия — сухая дорога, сплошная линия — мокрая дорога):  
а — дорога с бетонным покрытием; б — дорога с асфальтовым покрытием



— предельный коэффициент сцепления с увеличением скорости  $V$  поступательного движения колеса уменьшается (при  $V=0$   $\mu_{пр}=0,8$ , а при  $V=250$  км/ч  $\mu_{пр}=0,6$ );

— с увеличением внутреннего давления в пневматике ( $P_0$ ) коэффициент  $\mu_{пр}$  снижается из-за уменьшения площади контакта его с поверхностью ВПП.

На смоченной (после дождя, снега) бетонированной полосе  $\mu_{пр}$  понижается еще больше, так как в этом случае только средняя часть следа, получающегося от контакта протектора с поверхностью полосы при качении колеса, остается сухой. Специальный рисунок протектора может улучшить условия его сцепления с мокрой поверхностью полосы.

Для выяснения влияния рисунка протектора на коэффициент  $\mu_{пр}$  можно воспользоваться экспериментальными данными для автомобильных пневматиков, приведенными на рис. 2.4. Из гра-

фиков на этом рисунке видно, что у протектора с продольными канавками (типа *A*) получаются средние величины коэффициента сцепления как на сухой, так и на мокрой дорогах. Хорошие результаты при испытаниях показал пневматик с протектором (тип *E*).

Полученные кривые  $\mu(V)$  для протекторов с разными рисунками (*C*, *D*, *E* и др.) показали, что протектор не должен быть сплошным, лучше, если он будет составлен из отдельных участков (шашек). Наихудшие результаты получены на пневматике с изношенным протектором *H*. Следует заметить, что результаты, приведенные на рис. 2.4, нельзя переносить на авиационные пневматики без учета влияния скорости самолета на коэффициент скольжения.

Условия сцепления протектора с ВПП во многом зависят от степени гладкости самой поверхности взлетно-посадочной полосы. Установлено, например, что во время дождя грубая поверхность бетонированной полосы (с большей шероховатостью) может оказаться более благоприятной, так как неровности на ней могут разрушать жидкую пленку под протектором и тем самым улучшать сцепление колеса с полосой при торможении.

Однако, если посадочная полоса будет покрыта достаточно толстым слоем воды, возможно явление глиссирования на ней пневматика колеса. В этом случае на определенной скорости возможен, под действием гидродинамических сил, даже отрыв колеса от поверхности полосы. Скорость, при которой происходит отрыв колеса от полосы, называется скоростью начала глиссирования  $V_{гл}$ :

$$V_{гл} = 16,7 \sqrt{14,2 p_0}, \quad (2.3)$$

где  $p_0$  — внутреннее давление в пневматике колеса.

При качении заторможенного колеса всегда имеет место его проскальзывание, т. е. скорость вращения заторможенного колеса всегда меньше скорости вращения свободного (незаторможенного) колеса. Степень проскальзывания колеса  $\delta_{пр}$  может быть оценена в процентах по формуле

$$\delta_{пр} = \frac{n_0 - n}{n_0} \cdot 100 = \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} \cdot 100,$$

где  $n_0$ ,  $\omega_0$  — число оборотов, угловая скорость свободного колеса (при качении без торможения);

$n$ ,  $\omega$  — число оборотов, угловая скорость при качении заторможенного колеса.

Кривые  $\mu(\delta_{пр})$  для различных поступательных скоростей и постоянного давления в пневматике  $p_0 = 6 \text{ кгс/см}^2$  приведены на рис. 2.5. Следует иметь в виду, что, хотя значения коэффициентов  $\mu_{пр}$  для каждого типа пневматика различны, характер кри-

вых  $\mu(\delta_{пр})$  для всех пневматиков одинаков. Из рассмотрения этих кривых видно, что с увеличением поступательной скорости самолета максимум значения коэффициента  $\mu$  смещается в сторону меньших значений  $\delta_{пр}$ . Практически он лежит в пределах 10—20%.

В результате при определении момента сил сцепления можно принимать для сухой бетонированной полосы  $\mu = 0,6 \div 0,7$  при  $V = 0$  и  $\mu = 1/2 (\mu_{пр} + \mu_{ск})$  при  $V = 0$ .

В последнем выражении  $\mu_{пр}$  и  $\mu_{ск}$  берутся из аналогичных приведенным на рис. 2.2 и 2.3 графиков, относящихся к конкретным образцам авиационных пневматиков. Для ориентировочных расчетов можно принимать  $\mu = 0,35$  при  $V \neq 0$ . В зависимости от соотношения между величинами моментов  $M_{сц}$  и  $M_T$  возможны следующие три случая движения заторможенного колеса.

1.  $M_{сц} > M_T$ . В этом случае происходит качение колеса с проскальзыванием и определенным угловым замедлением, величина которого определяется соотношением линейного замедления самолета ( $a_3$ ) к динамическому радиусу качения колеса ( $r_d$ ), т. е.  $d\omega/d\tau = a_3/r_d$ . Если  $d\omega/d\tau = \text{const}$ , то угловая скорость и обороты колеса уменьшаются линейно.

2.  $M_{сц} = M_T$ . В этом случае также происходит качение колеса при наличии определенного проскальзывания. Однако уменьшение на этом режиме по каким-либо внешним причинам момента сил сцепления  $M_{сц}$  или увеличение тормозного момента  $M_T$  влечет за собой резкое изменение характера движения колеса. Поэтому такой режим можно рассматривать как режим неустойчивого движения.

3.  $M_{сц} < M_T$ . В этом случае колесо блокируется (не катится) и движется юзом. При возникновении блокировки колеса уравнение движения его принимает вид

$$J_k \frac{d\omega}{d\tau} = M_{сц} - M_T = -\Delta M.$$

Выражение  $d\omega/d\tau$  представляет собой величину углового замедления колеса.

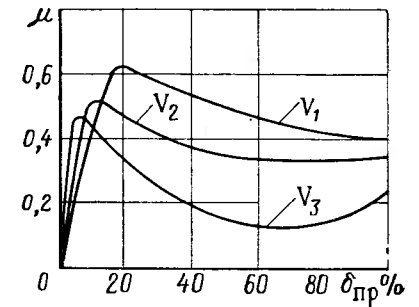


Рис. 2.5. График зависимости коэффициента сцепления  $\mu$  от величины относительного проскальзывания колеса  $\delta_{пр}$  при различных поступательных скоростях  $V_1, V_2, V_3$  при торможении  $V_1 < V_2 < V_3$

Из рассмотренных случаев движения колеса следует, что для получения минимального тормозного пути самолета на послепосадочном пробеге необходимо, чтобы

$$M_{T \max} = M_{\text{сц.пр}} = \mu_{\text{пр}} P_r (r_k - \delta_{\text{об}}).$$

Само отношение

$$M_{\text{сц.пр}} / M_{T \max} = k_{\text{эф}}$$

можно рассматривать как коэффициент эффективности тормозного устройства, который в идеальном случае равен единице.

### 3. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА КОЛЕСО ПРИ ДВИЖЕНИИ САМОЛЕТА

При движении по ВПП на самолет, как это видно из схемы на рис. 2.6, действуют подъемная сила  $Y$ , сила лобового сопротивления  $Q$ , сила тяги двигателей  $T$ , вес  $G_c$ , силы реакции ВПП

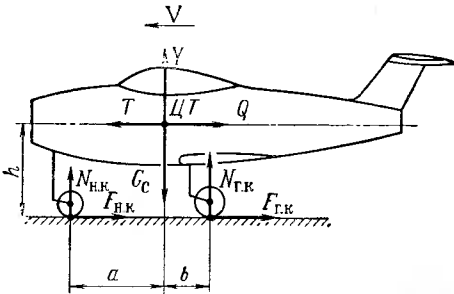


Рис. 2.6. Силы, действующие на колеса трехопорного шасси с передним тормозным колесом при торможении самолета на пробеге

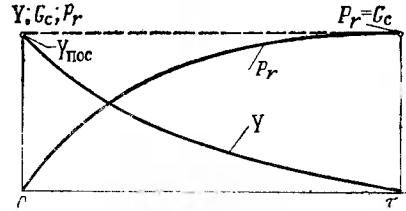


Рис. 2.7. Изменение подъемной силы  $Y$  и радиальной нагрузки на колесо ( $P_r = G_c - Y$ ) от длины пути пробега  $L$  и времени торможения  $\tau$

на главных колесах  $N_{г.к}$  и на носовом (переднем) колесе  $N_{н.к}$ , силы трения на главных колесах  $F_{г.к}$  и носовом (переднем) колесе  $F_{н.к}$ .

Очевидно, что

$$F_{г.к} = \mu_{г.к} N_{г.к}; \quad F_{н.к} = \mu_{н.к} N_{н.к},$$

где  $\mu_{г.к}$  и  $\mu_{н.к}$  — коэффициенты сцепления соответственно главного и носового колес с ВПП. Изменение подъемной силы  $Y$  и радиальной нагрузки на колесо  $P_r$  на послепосадочном пробеге приведено на рис. 2.7.

Движение самолета по ВПП может быть описано следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{G_c}{g} \cdot \frac{dV}{d\tau} &= T - Q - (F_{г.к} + F_{н.к}); \\ \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} Y + (N_{г.к} + N_{н.к}) - G_c &= 0; \\ (N_{н.к} a - N_{г.к} b) - (F_{н.к} + F_{г.к}) h &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

Заменяя силы трения силами реакции земли на колесах и решая второе и третье уравнения этой системы относительно этих сил, получим

$$\left. \begin{aligned} N_{г.к} &= \frac{(G_c - Y)(a - \mu_{н.к} h)}{a + b + (\mu_{г.к} - \mu_{н.к}) h}; \\ N_{н.к} &= \frac{(G_c - Y)(b + \mu_{г.к} h)}{a + b + (\mu_{г.к} - \mu_{н.к}) h}. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

Далее выражение  $G_c - Y = G_c \left(1 - \frac{Y}{G_c}\right)$  преобразуем, пользуясь известным соотношением

$$\frac{Y}{G_c} = \frac{\frac{1}{2} c_y \rho S V^2}{\frac{1}{2} c_{y \text{ нос}} \rho S V_{\text{нос}}^2} = \frac{c_y}{c_{y \text{ нос}}} \cdot \frac{V^2}{V_{\text{нос}}^2} = \frac{1}{k} \cdot \frac{V^2}{V_{\text{нос}}^2},$$

к виду

$$G_c - Y = G_c \left(1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{\text{нос}}^2}\right).$$

Обозначив долю веса самолета, приходящегося на главные колеса, через

$$\kappa = \frac{a - \mu_{н.к} h}{a + b + (\mu_{г.к} - \mu_{н.к}) h}$$

можно уравнения (2.5) записать окончательно в следующем виде:

$$N_{г.к} = \kappa G_c \left(1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{\text{нос}}^2}\right); \quad (2.6)$$

$$N_{н.к} = (1 - \kappa) G_c \left(1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{\text{нос}}^2}\right).$$

Если коэффициенты сцепления колес  $\mu_{г.к}$  и  $\mu_{н.к}$  будут постоянными на всем пути пробега, то силы трения

$$F_{г.к} = \mu_{г.к} \kappa G_c \left(1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{\text{нос}}^2}\right);$$

$$F_{н.к} = \mu_{н.к} (1 - \kappa) G_c \left(1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{\text{нос}}^2}\right). \quad (2.7)$$

В итоге суммарная тормозная сила колес

$$F_{г.к} + F_{н.к} = [\mu_{г.к} + (1 - \kappa) \mu_{н.к}] G_c \left( 1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{пос}^2} \right) = \\ = \mu_{ср} G_c \left( 1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{пос}^2} \right),$$

где  $\mu_{ср}$  — средний коэффициент трения главных и носовых колес при торможении,  $\mu_{ср} = \mu_{г.к} + (1 - \kappa) \mu_{н.к}$ . На пробеге самолета без торможения суммарная сила трения колес

$$F = \mu_0 G_c \left( 1 - \frac{1}{k} \frac{V^2}{V_{пос}^2} \right)$$

где  $\mu_0$  — коэффициент трения качения колеса.

Если в уравнениях (2.5) и (2.6) принять  $V=0$ ,  $\mu_{г.к} = \mu_{н.к} = 0$ , то реакции (нагрузки) на колеса при стоянке самолета

$$N_{г.к} = \frac{a}{a+b} G_c \quad \text{и} \quad N_{н.к} = \frac{b}{a+b} G_c. \quad (2.8)$$

Для удержания самолета на стоянке с работающими двигателями с помощью тормозов необходимо, чтобы  $F_{г.к} + F_{н.к} = T$ .

Тогда, очевидно, нагрузки на колеса

$$N_{г.к} = \frac{a}{a+b} G_c - \frac{h}{a+b} T \quad \text{и} \quad N_{н.к} = \frac{b}{a+b} G_c + \frac{h}{a+b} T. \quad (2.9)$$

Кинетическая энергия самолета, преобразуемая тормозами в тепло на пробеге, может быть рассчитана для трехопорного шасси с передним нетормозным колесом при следующих допущениях:

- постоянстве величины коэффициента сцепления колес с ВПП на всем пути пробега;
- отсутствии блокировки (юза) колес.

Силы трения, входящие в уравнение (2.4), можно выразить так:

$$F_{г.к} = \mu_{г.к} \kappa (G_c - Y) \quad \text{и} \quad F_{н.к} = \mu_0 (1 - \kappa) (G_c - Y),$$

где  $\mu_{г.к}$  — суммарный коэффициент сцепления главных колес с поверхностью аэродрома при пробеге с торможением ( $\mu_{г.к} = \mu_T + \mu_0$ );

$\mu_{н.к} = \mu_0$  — коэффициент трения качения носового колеса.

Используя эти выражения, преобразуем уравнение (2.4) к виду

$$m \frac{dV}{d\tau} + \mu_{г.к} \kappa (G_c - Y) + \mu_0 (1 - \kappa) (G_c - Y) + Q - T = 0$$

и, разделив последнее на  $G_c$ , получим

$$\frac{1}{g} \frac{dV}{d\tau} + \mu_{г.к} \kappa \left( 1 - \frac{y}{G_c} \right) + \mu_0 (1 + \kappa) \times \\ \times \left( 1 - \frac{y}{G_c} \right) + \frac{Q}{G_c} - \frac{T}{G_c} = 0. \quad (2.10)$$

Пользуясь известными из аэродинамики формулами, имеем

$$\frac{Q}{G_c} = \frac{c_x \rho S \frac{V^2}{2}}{c_y \rho S \frac{V_{пос}^2}{2}} = \frac{c_x V^2}{c_y V_{пос}^2} = \frac{\varepsilon}{k} \frac{V^2}{V_{пос}^2},$$

где  $\varepsilon = \frac{c_x}{c_y}$  — величина, обратная качеству самолета при пробеге;

$k$  — условное качество самолета при пробеге  $\left( k = \frac{c_y \text{ нос}}{c_y} \right)$ .

Подставив приведенные выражения в уравнение (2.10) и произведя некоторые преобразования, получим

$$\frac{1}{g} \frac{dV}{d\tau} + \frac{V^2}{V_{пос}^2} \frac{\varepsilon - \mu_{г.к} \kappa - \mu_0 (1 - \kappa)}{k} + \\ + \mu_{г.к} \kappa + \mu_0 (1 - \kappa) - \varphi = 0, \quad (2.11)$$

где  $\varphi = T/G_c$ .

Введя обозначения  $c = \frac{\varepsilon - \mu_{г.к} \kappa - \mu_0 (1 - \kappa)}{k}$  и  $a = \mu_{г.к} \kappa + \mu_0 (1 - \kappa) - \varphi$ , приведем (2.11) к виду

$$\frac{1}{g} \frac{dV}{d\tau} + c \frac{V^2}{V_{пос}^2} + a = 0.$$

Введя новую переменную  $z^2 = \frac{V^2}{V_{пос}^2}$ , получим

$$\frac{V_{пос}^2}{g} \frac{z dz}{dL} + cz^2 + a = 0, \quad (2.12)$$

где  $dL$  — дифференциал тормозного пути ( $dL = V d\tau$ ).

#### 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ, ПРЕОБРАЗУЕМОЙ ТОРМОЗАМИ В ТЕПЛО ПРИ ТОРМОЖЕНИИ САМОЛЕТА

С помощью уравнения (2.12) можно определять не только длину пробега  $L$  и время торможения  $\tau$ , но и ту часть кинетической энергии самолета, которая преобразуется в тепловую тормозами и колесами.

Работа, совершаемая одним главным тормозным колесом, равна

$$A_T = \int_L F_{Г.К} dL = \frac{1}{n} \int_L \mu_{Г.К} (G_c - Y) dL = \frac{1}{n} \mu_{Г.К} G_c \int_L \left(1 - \frac{y}{G_c}\right) dL, \quad (2.13)$$

где  $n$  — число главных тормозных колес шасси самолета. Учитывая далее (2.7) и (2.12), преобразуем (2.13) к виду

$$A_T = -\frac{1}{n} \mu_{Г.К} G_c \frac{V_{\text{пос}}^2}{g} \int \left(1 - \frac{1}{k} z^2\right) \frac{z dz}{cz^2 + a}. \quad (2.14)$$

Интегрируя (2.14), получаем

$$A_{Tz} = -\frac{\mu_{Г.К} G_c V_{\text{пос}}^2}{ng} \left[ \frac{1}{2c} \left(1 + \frac{a}{ck}\right) \ln(cz^2 + a) - \frac{z^2}{2ck} \right] + B. \quad (2.15)$$

При  $z=1$  и  $A_{Tz}=0$  постоянная интегрирования

$$B = \frac{\mu_{Г.К} G_c V_{\text{пос}}^2}{ng} \left[ \frac{1}{2c} \left(1 + \frac{a}{ck}\right) \ln(c + a) - \frac{1}{ck} \right].$$

Подставляя найденное значение  $B$  в уравнение (2.15), будем иметь

$$A_{Tz} = \frac{\mu_{Г.К} G_c V_{\text{пос}}^2}{2gnc} \left[ \left(1 + \frac{a}{ck}\right) \ln \frac{c + a}{cz^2 + a} + \frac{1}{k} (z^2 - 1) \right] \quad (2.16)$$

или в безразмерной форме

$$a_{Tz} = \frac{A_{Tz}}{G_c V_{\text{пос}}^2 / 2gn} = \frac{\mu_{Г.К}}{c} \left[ \left(1 + \frac{a}{ck}\right) \ln \frac{c + a}{cz^2 + a} + \frac{1}{k} (z^2 - 1) \right]. \quad (2.17)$$

Из (2.17) при  $z=0$  определяется доля кинетической энергии самолета, которая преобразуется тормозом и колесом в тепло за все время пробега, т. е.

$$a_{T0} = \frac{\mu_{Г.К}}{c} \left[ \left(1 + \frac{a}{ck}\right) \ln \left(1 + \frac{c}{a}\right) - \frac{1}{k} \right].$$

Зависимость  $a_T = f(z)$  лучше строить по разности значений

$$\bar{a}_{Tz} = a_{T0} - a_{Tz} = \frac{\mu_{Г.К}}{c} \left[ \left(1 + \frac{a}{ck}\right) \ln \left(1 + \frac{c}{a} z^2\right) - \frac{z^2}{k} \right].$$

Тогда ордината кривой  $\bar{a}_{Tz}$  будет показывать долю энергии, которая должна быть преобразована в тепловую тормозом и ко-

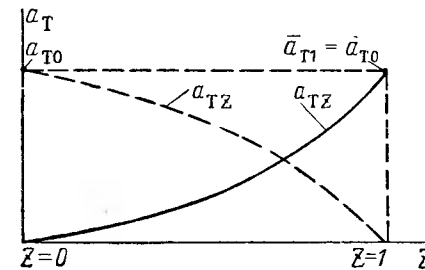


Рис. 2.8. График функции  $a_T = f(z)$

лесом до полной остановки самолета (рис. 2.8). Полная энергия, которую должен поглотить тормоз и колесо, начиная с любой скорости в момент начала торможения, подсчитывается по формуле

$$\bar{A}_T = \frac{G_c V_{\text{пос}}^2}{2gn} \bar{a}_{Tz}.$$

В том случае, если  $c = 0$ ,

$$\bar{a}_{Tz} = \frac{\mu_{Г.К}}{2ka} z^2 (2k - z^2),$$

а при  $z = 1$

$$\bar{a}_{Tz} = \frac{\mu_{Г.К}}{2ka} (2k - 1).$$

Длина пробега, определяемая из уравнения (2.12),

$$L = -\frac{V_{\text{пос}}^2}{2gc} \ln(cz^2 + a) + B_1. \quad (2.18)$$

При  $z = 1$  и  $L = 0$

$$B_1 = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2gc} \ln(c + a) \quad (2.19)$$

и

$$L = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2gc} \ln \frac{c + a}{cz^2 + a}$$

При  $c = 0$

$$L = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2g} \frac{1 - z^2}{a}$$

При  $z = 0$

$$L = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2ga}$$

Практически процесс пилотирования самолета на посадке предусматривает два характерных этапа.

**Первый этап** (сразу же после приземления самолета) — движение на двух главных колесах с поднятым передним колесом, тормоза не приведены в действие. На этом этапе только часть кинетической энергии самолета преобразуется в работу силы сопротивления его движению.

**Второй этап** (с момента опускания и контакта переднего колеса с ВПП) — движение на всех колесах с применением сразу же тормозов.

Учитывая эти этапы, получим:

а) для первого этапа (индекс «1») имеем  $c = c_1$ ,  $a = a_1$  и  $z = z_1$ , что соответствует скорости в начале тормозного пробега. Тогда из (2.19)

$$L_1 = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2gc} \ln \frac{c_1 + a_1}{c_1 z_1^2 + a_1};$$

б) для второго этапа (индекс «2») имеем  $c = c_2$  и  $a = a_2$ . Принимая в (2.18)  $z = z_1$  и  $L = 0$ , получаем

$$B_1 = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2gc_2} \ln(c_2 z_1^2 + a_2).$$

Отсюда (2.19) будет иметь вид

$$L = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2gc_2} \ln \frac{c_2 z_1^2 + a_2}{c_2 z^2 + a_2}.$$

Полагая  $z = 0$ , получим

$$L_2 = \frac{V_{\text{пос}}^2}{2gc_2} \ln \left( 1 + \frac{c_2}{a_2} z_1^2 \right).$$

Общая длина пробега самолета  $L = L_1 + L_2$ .

В случае, если все колеса являются тормозными, подсчет тормозного пути ведется аналогично описанному.

Зак. 1490

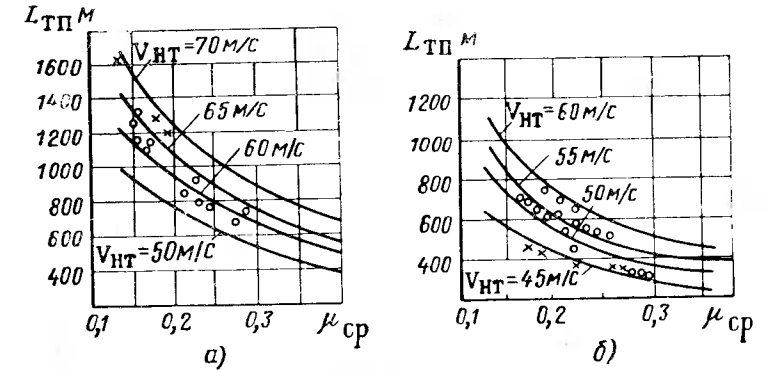


Рис. 2.9. Зависимость длины тормозного пути  $L_{т.п.}$  от коэффициента сцепления  $\mu'_{ср}$  и скорости начала торможения  $V_{п.т.}$ :  
а — самолет типа Ту-104; б — самолет типа Ту-124

Летные испытания самолетов подтвердили сходимость измеренных длин тормозного пробега с расчетными.

На рис. 2.9 приведены длины тормозного пути в зависимости от коэффициента сцепления  $\mu_{ср}$  и скорости начала торможения для отечественных пассажирских самолетов типа Ту-104 и Ту-124.

3-2

### Глава III

## ОСНОВЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОЛЕСА И ТОРМОЗА

На колесо при движении самолета действуют следующие силы (рис. 3.1): вертикальная  $P_y$  от веса самолета, касательная  $P_x$  от сцепления пневматика колеса с поверхностью ВПП и бо-

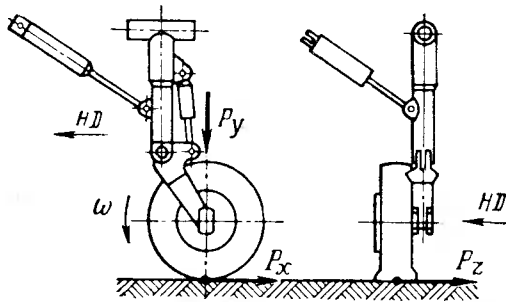


Рис. 3.1. Схема сил, действующих на колесо при движении самолета

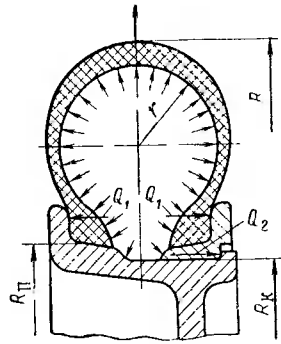


Рис. 3.2. Схема сил, действующих на борта барабана колеса

ковая  $P_z$ , возникающая при движении самолета по криволинейной траектории, посадке со сносом, рулении под боковым ветром. Кроме того, борта и обод колеса нагружаются силами от давления воздуха в пневматике. С учетом известного принципа независимости действия сил, рассмотрим напряженно-деформированное состояние барабана, находящегося под давлением воздуха в пневматике (рис. 3.2).

### 1. РАСЧЕТ КОЛЕСА, НАХОДЯЩЕГОСЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ ВОЗДУХА В ПНЕВМАТИКЕ

Давление воздуха в пневматике наиболее неблагоприятно нагружает борта барабана, передавая на них осевые силы  $Q_1$  и  $Q_2$ .

Суммарные осевые нагрузки  $Q_1$  и  $Q_2$ , действующие на борта, для пневматиков круглого сечения можно с достаточной степенью точности определять по формулам

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= p_0 \pi [(R-r)^2 - R_{\text{п}}^2]; \\ Q_2 &= p_0 \pi [(R-r)^2 - R_{\text{к}}^2], \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

где  $p_0$  — давление воздуха в пневматике;  
 $R, r, R_{\text{п}}$  — размеры пневматика;  
 $R_{\text{к}}$  — посадочный диаметр реборды колеса.

Выражения (3.1) получены из рассмотрения напряженного состояния пневматика при его взаимодействии с элементами барабана.

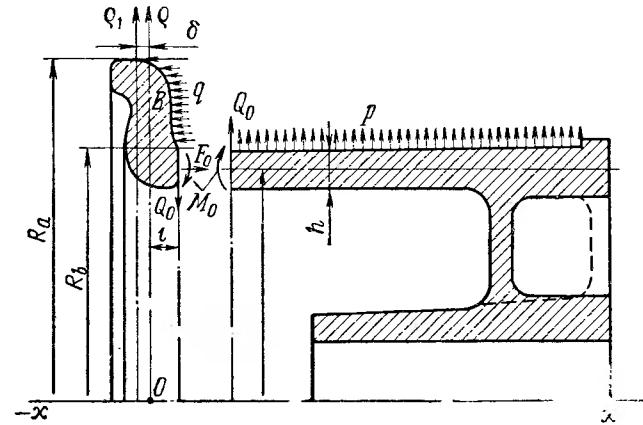


Рис. 3.3. Расчетная схема барабана колеса

Расчетная схема барабана, показанная на рис. 3.3, сводится к рассмотрению условий работы тонкостенной цилиндрической оболочки (обода) в сочетании с упругим кольцевым фланцем-бортом.

В сечении по месту стыка борта и обода действуют следующие внутренние нагрузки, равномерно распределенные по окружности радиуса  $R_{\text{ср}}$ :  $F_0$  — нормальная сила,  $Q_0$  — поперечная сила,  $M_0$  — изгибающий момент.

Из условия равновесия следует

$$F_0 = \frac{Q_1}{2\pi R_{\text{ср}}}.$$

Величины момента  $M_0$  и силы  $Q_0$  определяются из условия совместности деформаций борта и обода, т. е. равенства смещений  $W$  и углов поворота  $\varphi$  сечения,

$$\left. \begin{aligned} W_{\text{изг}} + W_{\text{поп}} + W_{\text{дав}} &= W_{\phi}; \\ \varphi_{\text{изг.об}} + \varphi_{\text{поп.об}} + \varphi_{\text{дав.об}} &= \varphi_{\phi}, \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

где  $W_{\text{изг}}$ ,  $W_{\text{поп}}$ ,  $W_{\text{дав}}$  — радиальные деформации обода от момента  $M_0$ , силы  $Q_0$  и давления  $p_0$  соответственно;  $\varphi_{\text{изг.об}}$ ,  $\varphi_{\text{поп.об}}$ ,  $\varphi_{\text{дав.об}}$  — угловые деформации обода от момента  $M_0$ , силы  $Q_0$  и давления  $p_0$  соответственно;  $\varphi_{\phi}$  — суммарный угол поворота борта.

Для определения деформаций обода используем известное уравнение толкостенной цилиндрической оболочки:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4k^4 W = \frac{P_0}{D}, \quad (3.3)$$

где  $k = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R_{\text{ср}}^2 h^2}}$ ;  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ ;

$x$  — координата сечения (ось  $x$  направлена по оси колеса);

$W$  — радиальное перемещение;

$R_{\text{ср}}$  — средний радиус обода;

$h$  — толщина стенки обода;

$E$  и  $\nu$  — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона для материала барабана.

Общее решение уравнения (3.3) можно записать следующим образом:

$$W = e^{-kx}(C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + W_0, \quad (3.4)$$

где  $W_0$  — частное решение уравнения (3.3);

$C_1$  и  $C_2$  — произвольные постоянные.

Частным решением уравнения (3.4) будет

$$W_0 = \frac{p_0}{4k^4 D} = \frac{p_0 R_{\text{ср}}^2}{Eh}. \quad (3.5)$$

Поместив начало отсчета по месту стыковки борта и обода, а также учитывая известные выражения для изгибающего момента и перерезывающей силы, получим следующие граничные условия:

$$M_{x=0} = D \left( \frac{d^2 W}{dx^2} \right)_{x=0} = M_0; \quad (3.6)$$

$$Q_{x=0} = D \left( \frac{d^3 W}{dx^3} \right)_{x=0} = Q_0. \quad (3.7)$$

Продифференцируем выражение (3.4) по  $x$  последовательно три раза:

$$\frac{dW}{dx} = ke^{-kx}[-(C_1 + C_2) \sin kx + (C_1 - C_2) \cos kx]; \quad (3.8)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 W}{dx^2} &= 2k^2 e^{-kx}(C_2 \sin kx - C_1 \cos kx); \\ \frac{d^3 W}{dx^3} &= 2k^3 e^{-kx}[(C_1 - C_2) \sin kx + (C_1 + C_2) \cos kx]. \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

Подставляя в уравнения (3.6) и (3.7) полученные производные, найдем значения постоянных интегрирования, а затем выражение для радиального перемещения сечений обода:

$$W = \frac{e^{-kx}}{2k^3 D} [kM_0(\sin kx - \cos kx) + Q_0 \cos kx] - \frac{p_0 R_{\text{ср}}^2}{Eh}. \quad (3.9)$$

Приняв  $x=0$  в выражении (3.9), получаем радиальные перемещения края обода

$$W_{M_0} = \frac{M_0}{2k^2 D}; \quad W_{Q_0} = \frac{Q_0}{2k^3 D}; \quad W_{p_0} = -\frac{p_0 R_{\text{ср}}}{Eh}. \quad (3.10)$$

Учитывая, что угол поворота сечения

$$\varphi = \frac{dW}{dx},$$

получим при  $x=0$  выражение для деформации обода:

$$\varphi_{\text{изг.об}} = \frac{M_0}{kD}; \quad \varphi_{\text{поп.об}} = \frac{Q_0}{2k^2 D}; \quad \varphi_{\text{дав.об}} = 0. \quad (3.11)$$

По условиям работы колеса борта должны быть достаточно жесткими с тем, чтобы исключить возможность демонтажа пневматика с барабана. Жесткость бортов достигается приданием им фигурной формы в поперечных сечениях, а также применением конструктивных элементов жесткости (ребер, приливов и др.)

Для определения угла поворота борта используем теорию осесимметричной деформации кольцевых деталей, основанную на предположении о неизменности формы поперечного сечения.

Борт колеса нагружен поперечной силой  $Q_0$ , нормальной силой  $F_0$ , моментом  $M_0$  и давлением  $q$  (рис. 3.3).

Последнее распределено по кольцевой поверхности борта, ограниченной радиусами  $R_a$  и  $R_b$ , и может быть определено по формуле

$$q = \frac{Q_1}{\pi(R_a^2 - R_b^2)}$$

Рассмотрим деформацию борта под действием приложенных нагрузок. Пусть ось  $x$  совпадает с осью колеса, а ось  $\rho_0$  направлена по нейтральной линии борта.

При повороте сечения на малый угол  $\varphi$  произвольная точка  $B$  с координатами  $\rho$  и  $x_0$  получит радиальное смещение, определяемое следующим равенством:

$$\Delta\rho \cong \varphi x_0.$$

Относительное удлинение кольцевого волокна  $B$  при этом равно:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\rho}{\rho} = \frac{\varphi}{\rho} x_0. \quad (3.12)$$

Отсюда соответствующее тангенциальное напряжение

$$\sigma_t = \frac{E x_0}{\rho} \varphi. \quad (3.13)$$

Внутренние силовые факторы в любом поперечном сечении борта приводятся к нормальной силе  $N$  и изгибающему моменту  $M$ .

С тангенциальным напряжением  $\sigma_t$  они связаны простыми соотношениями

$$M = \int_F \sigma_t x dF \quad \text{и} \quad N = \int_F \sigma_t dF. \quad (3.14)$$

Подставив (3.13) в (3.14), получим

$$\varphi = \frac{M}{E \int_F \frac{x^2 dF}{\rho}}. \quad (3.15)$$

Для нашего случая

$$M = \frac{1}{2} \int_0^\pi q \rho^2 \sin \alpha d\alpha dr - \int_0^\pi F_0 R_{cp} \sin \alpha d\alpha - \int_0^\pi M_0 R_{cp} \sin \alpha d\alpha - \int_0^\pi Q_0 l R_{cp} \sin \alpha d\alpha,$$

где  $l$  — расстояние между нейтральной осью борта и точкой приложения силы  $Q_0$ .

После интегрирования получаем

$$M = \frac{q}{3} (R_a^3 - R_b^3) - F_0 R_{cp}^2 - M_0 R_{cp} - l Q_0 R_{cp}. \quad (3.16)$$

Подставив в выражение (3.16) значения  $q$  и  $F_0$ , будем иметь

$$M = p_0 [(R-r)^2 - R_b^2] \left[ \frac{R_a^3 - R_b^3}{3(R_a^2 - R_b^2)} - \frac{R_{cp}}{2} \right] - R_{cp} (M_0 + l Q_0). \quad (3.17)$$

Далее найдем нормальную силу  $N$  из выражения (3.14):

$$N = -\frac{1}{2} \int_0^\pi Q_0 R_{cp} \sin \alpha d\alpha = -R_{cp} Q_0. \quad (3.18)$$

Подставив найденные выше значения деформаций борта и обода в уравнения совместности (3.2), получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2k^3 D} (Q_0 - k M_0) - \frac{p_0}{4k^4 D} &= 0; \\ -\frac{1}{2k^2 D} (Q_0 - 2k M_0) &= \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

$$M_0 = p_0 \left[ \frac{[(R-r)^2 - R_b^2] \left[ \frac{(R_a^3 - R_b^3)}{3(R_a^2 - R_b^2)} - \frac{R_{cp}}{2} \right] - \frac{l R_{cp}}{2k} + \frac{6(1-\nu^2)J}{2k^3 h^3}}{R_{cp}(1+l) + \frac{6(1-\nu^2)J}{k h^3}} \right]; \quad (3.20)$$

$$Q_0 = p_0 \left\{ \frac{[(R-r)^2 - R_b^2] \left[ \frac{R_a^3 - R_b^3}{3(R_a^2 - R_b^2)} - \frac{R_{cp}}{2} \right] - \frac{l R_{cp}}{2k} + \frac{6(1-\nu^2)J}{2k^3 h^3}}{R_{cp}(1+l) + \frac{6(1-\nu^2)J}{k h^3}} \dots \rightarrow \dots \rightarrow \frac{l R_{cp}}{2k} + \frac{6(1-\nu^2)J}{2k^3 h^3} + \frac{1}{k^2} \right\}. \quad (3.21)$$

С учетом выражений (3.20) и (3.21) максимальные меридиональные напряжения в любом из поперечных сечений обода определяются по формуле

$$\sigma = \frac{6}{h^2} e^{-kx} \left[ M_0 \cos kx + \left( M_0 - \frac{Q_0}{k} \right) \sin kx \right] + \frac{Q_1}{2\pi R_{cp} h}. \quad (3.22)$$

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В КАТЯЩЕМСЯ КОЛЕСЕ

Нагрузку на борта колеса от внутреннего давления в пневматике можно рассматривать как статическую, так как давление воздуха в пневматике в процессе обжатия колеса изменяется незначительно. В то же время при качении колеса под нагрузкой в сечениях на его поверхности возникают циклические напряжения, величины которых изменяются при вращении колеса. Экспериментальные данные о меридиональных напряже-

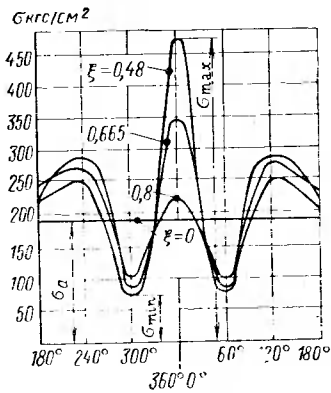


Рис. 3.4. Типичные кривые изменения меридиональных напряжений при качении колеса размером 660 × 200 мм с различными значениями степени обжатия пневматика

ниях, измеренных при качении колеса при постоянном давлении в пневматике и переменной внешней нагрузке, а также для случая, когда радиальная деформация пневматика оставалась постоянной, показывают, что характер изменения напряжений для всех барабанов обычной конструкции примерно одинаков. На рис. 3.4 представлены типичные кривые изменения меридиональных напряжений при различных значениях степени обжатия пневматика для колеса размером 660 × 200 мм.

Постоянные напряжения  $\sigma_a$  от внутреннего давления при необжатом пневматике изображены прямой линией, параллельной оси абсцисс, а кривые изменения меридиональных напряжений при качении колеса под нагрузкой имеют три экстремума, причем максимум напряжений находится в середине площади контакта колеса с поверхностью опоры. Кривая меридиональных напряжений имеет также два минимума, симметрично расположенных относительно линии действия вертикальной силы. Цикл

изменения напряжений в катящемся колесе характеризуется максимальным и минимальным напряжениями.

Для определения этих напряжений введем следующее отношение:

$$k_d = \frac{\sigma}{\sigma_p}, \quad (3.23)$$

где  $k_d$  — коэффициент догрузки борта, учитывающий увеличение напряжений при обжатии пневматика радиальной нагрузкой по сравнению с напряжением при необжатом пневматике;

$\sigma$  — меридиональное напряжение в заданном сечении от давления воздуха в пневматике, определяемое по (3.22);

$\sigma_p$  — максимальное напряжение в заданном сечении, обусловленное дополнительным распором бортов при обжатии пневматика.

Суммарные максимальные напряжения в любом сечении обода будут равны

$$\sigma_{\max} = \sigma \left( 1 + \frac{1}{k} \right). \quad (3.24)$$

Экспериментально установлено, что коэффициент  $k_d$  не зависит от давления в пневматике и будет величиной постоянной, независимо от той или иной комбинации нагрузки и давления в пневматике, при которой получается данная усадка. На рис. 3.5 приведена экспериментальная зависимость коэффициента  $k_d$  от диаметра пневматика при различных степенях обжатия пневматика. Под степенью обжатия пневматика понимают величину

$$\xi = \frac{\delta_{об}}{\delta'_{об}},$$

где  $\delta_{об}$  — деформация (обжатие) пневматика при заданной нагрузке;

$\delta'_{об}$  — максимально возможная деформация пневматика.

Коэффициент догрузки борта  $k_d$  может быть как больше, так и меньше единицы. Если  $k_d < 1$ , то это значит, что максимальное напряжение в поперечном сечении обода от вертикальной нагрузки превышает напряжение от давления в пневматике.

### Влияние конструктивных параметров борта и обода колеса на величину краевых усилий и напряжений

Выясним, как влияют различные конструктивные факторы колес на условия возникновения и характер проявления краевого эффекта в узле сопряжения борта с ободом колеса, т. е. на величины  $M_0$  и  $Q_0$ .

Из рассмотрения (3.20) и (3.21) можно сделать следующие выводы: момент  $M_0$  и сила  $Q_0$ , а вместе с ними и напряжение в бортах и ободе колеса линейно зависят от давления воздуха в пневматике.

Момент  $M_0$  и сила  $Q_0$  находятся в сложной функциональной зависимости от высоты борта и его момента инерции  $J$ , величины среднего радиуса и толщины стенки обода.

При любых значениях параметров, краевая сила и краевой момент могут принимать только положительные значения.

В дальнейшем при анализе (3.20) и (3.21) будем из всех переменных принимать в качестве аргумента только одну из них

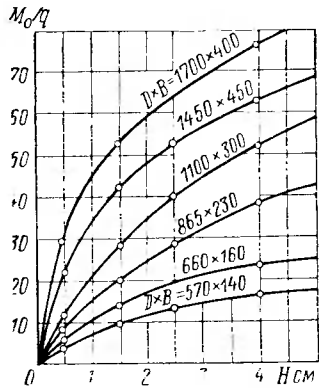


Рис. 3.6. График зависимости относительного краевого момента  $\frac{M_0}{q}$  от высоты борта  $H$  для колес различных габаритов ( $D$  — диаметр пневматика,  $B$  — ширина пневматика)

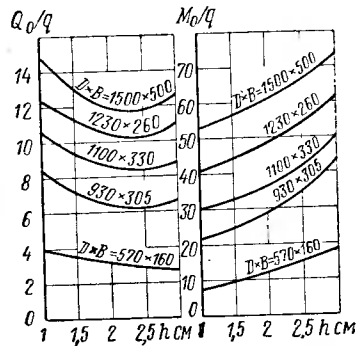


Рис. 3.7. График зависимости относительных краевых усилий  $\frac{Q_0}{q}$  и момента  $\frac{M_0}{q}$  от толщины стенки  $h$  обода для колес различных габаритов

Поэтому уменьшение меридиональных напряжений в этих сечениях не будет пропорционально квадрату изменения толщины стенки. Например, по расчетам увеличение толщины стенки обода с 1 до 3 см в колесе размера  $1500 \times 500$  мм увеличивает момент  $M_0$  в 1,38 раза и уменьшает напряжение в нем в 6,5 раз, тогда как для колеса размером  $570 \times 160$  мм — соответственно в 2,2 и в 4 раза.

Таким образом, увеличение толщины стенки обода как способ снижения напряжения в нем наиболее эффективно для колес больших размеров.

На рис. 3.7 и 3.8 показаны графики зависимостей относительной величины краевой силы и краевого момента от толщины стенки обода и момента инерции борта колеса. Снижение величины краевой силы наблюдается до определенной толщины стенки, равной приблизительно 2 см, а затем она повышается. В ряде случаев из конструктивных соображений увеличение толщины стенки обода не представляется возможным. В этом случае снижение напряжения достигается увеличением радиального момента инерции борта.

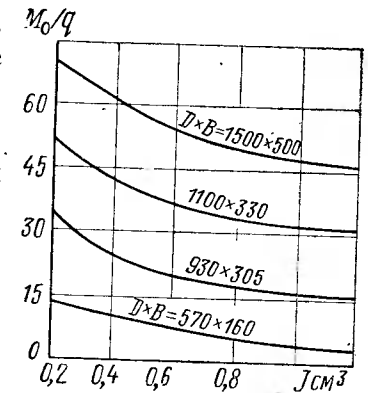


Рис. 3.8. График зависимости относительной величины краевого момента  $\frac{M_0}{q}$  от момента инерции  $J$  борта для колес различных габаритов

### 3. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕСА

В авиационных колесах применяются конические роликовые подшипники, условия нагружения которых существенно отличаются от условий для обычных подшипников, применяемых в общем машиностроении. Подшипники авиационных колес воспринимают особенно большие радиальные и боковые нагрузки при взлете и посадке самолета. Кроме того, они работают при изменяющихся в большом диапазоне числах оборотов колеса (от нуля до максимума при взлете и от максимума до нуля при посадке).

Для расчета принимаются три режима работы подшипников, соответствующие взлету, посадке и рулению самолета. Для режима взлета задается максимальное число оборотов подшипника  $n_1$ , эксплуатационная радиальная нагрузка  $P_{r1}$ , эксплуатационная осевая нагрузка  $P_{oc1}$  и длина пути разбега  $L_1$ ; для режима посадки соответственно —  $n_2, P_{r2}, P_{oc2}$  и  $L_2$ ; для режима руления —  $n_3, P_{r3}$  и  $L_3$ .

В расчетах необходимо также учитывать допустимую рабочую температуру подшипника  $t^\circ C$ , величины возможных кратковременных радиальных  $P_{r\max}$  и осевых  $P_{oc\max}$  перегрузок, носящих

ударный характер, радиус колеса  $R_K$  и количество циклов работы подшипника  $n_{\Pi}$  (один цикл включает в себя взлет, посадку и руление).

Сначала на основании необходимого по условиям эксплуатации коэффициента работоспособности подбирают по каталогу соответствующий подшипник, определяют его возможный срок службы (ресурс) и число циклов  $n_{\Pi}$ , которое может выдержать подшипник в соответствии со своей грузоподъемностью.

Коэффициент работоспособности подшипника подсчитывается по известной формуле:

$$k_{\Pi} = P_{r_{\text{экв}}} k_{\text{д}} k_{\text{к}} k_{\text{т}} \left[ \frac{n_{\Pi} (L_1 + L_2 + L_3)}{377 R_K} \right]^{0,3}, \quad (3.25)$$

где  $k_{\text{д}}$  — динамический коэффициент (для авиаколес обычно  $k_{\text{д}} = 1,8 \div 2,5$ );  
 $k_{\text{к}}$  — коэффициент, учитывающий, какое из колец подшипника вращается (при вращающемся внутреннем кольце  $k_{\text{к}} = 1$ , при наружном  $k_{\text{к}} = 1,35$ );  
 $k_{\text{т}}$  — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность работы температурного режима подшипника. Его значения отражены в следующей таблице:

$t$ в °C	125	150	175	200	225	250
$k_{\text{т}}$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

$P_{r_{\text{экв}}}$  — эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник, определяемая по формуле

$$P_{r_{\text{экв}}} = \sqrt[3,33]{\alpha_1^3 Q_1^{3,33} + \alpha_2^3 Q_2^{3,33} + \alpha_3^3 Q_3^{3,33}}. \quad (3.26)$$

Здесь

$$\alpha_1 = \tau_1/T, \quad \alpha_2 = \tau_2/T \quad \text{и} \quad \alpha_3 = \tau_3/T;$$

$$\tau_1 — \text{время работы на взлете} \left( \tau_1 = \frac{L_1 \cdot 1000}{2\pi R_K n'_1} \right);$$

$$\tau_2 — \text{время работы на посадке} \left( \tau_2 = \frac{L_2 \cdot 1000}{2\pi R_K n'_2} \right);$$

$$\tau_3 — \text{время работы при рулении} \left( \tau_3 = \frac{L_3 \cdot 1000}{2\pi R_K n'_3} \right).$$

$$T — \text{время полного цикла работы} (T = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3);$$

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$  — отношение средних чисел оборотов подшипника на соответствующем режиме к эквивалентному числу оборотов цикла. При этом  $\beta_1 = n'_1/n_{\text{экв}}$ ;  $\beta_2 = n'_2/n_{\text{экв}}$  и  $\beta_3 = n'_3/n_{\text{экв}}$ ,

где  $n'_1, n'_2, n'_3$  — средние числа оборотов подшипника в минуту на соответствующих режимах ( $n'_1 = n_{1\text{max}}/2$ ;  $n'_2 = n_{2\text{max}}/2$ ;  $n'_3 = n_{3\text{max}}/2$ );

$n_{\text{экв}} = \frac{n'_1 t_1 + n'_2 t_2 + n'_3 t_3}{T}$  — эквивалентное число оборотов подшипника;

$Q_1, Q_2, Q_3$  — приведенные осевые нагрузки на соответствующих режимах:

$$Q_1 = R'_1 + mA_1; \quad Q_2 = R'_2 + mA_2; \quad Q_3 = R'_3 + mA_3,$$

$$\left( \text{здесь } R'_1 = \frac{2}{3} R_1, R'_2 = \frac{2}{3} R_2 \text{ и } R'_3 = R_3 \right);$$

$m$  — коэффициент приведения осевой нагрузки к условной радиальной, определяемой как

$$m = \frac{1}{2,6 \operatorname{tg} \beta},$$

где  $\beta$  — контактный угол между роликом и обоймой.

После выбора подшипника определяют срок его службы  $h$  в часах исходя из следующего соотношения (коэффициент  $C$  берется из справочника):

$$C = Q_{\text{экв}} k_{\text{д}} k_{\text{к}} k_{\text{т}} (n_{\text{экв}} h)^{0,3}.$$

Число циклов  $n_{\Pi}$  работы подшипника определяют по формуле

$$n_{\Pi} = 60h/T.$$

Затем производится поверочный расчет выбранного подшипника в следующей последовательности: определяют допустимое максимальное контактное напряжение на внутреннем кольце подшипника; допустимую перегрузку с учетом кратковременного действия максимальных боковых и максимальных радиальных нагрузок; допустимое удельное давление на упорный борт внутреннего кольца подшипника из условия отсутствия выдавливания смазки и образования пригара.

Расчетная схема подшипника колеса приведена на рис. 3.9.

Максимальное контактное напряжение на внутреннем кольце подшипника определяется по формуле

$$\sigma_{\text{max}} = 610 \sqrt{\frac{P}{l_p} \left( \frac{Z}{d_p} + \frac{1}{R_B} \right)}, \quad (3.27)$$

где  $P$  — радиальная нагрузка на наиболее нагруженный ролик  
 $P = 4,6 P_{r \max} / (z \cdot \cos \beta)$  (здесь  $P_{r \max}$  — максимальная радиальная нагрузка);  
 $Z$  — количество роликов;  
 $\beta$  — угол контакта;  
 $l_p$  — длина ролика;  
 $d_p$  — средний диаметр ролика;  
 $R_B$  — радиус качения по среднему диаметру ролика.

Для обеспечения надежной работы подшипника максимальное контактное напряжение не должно превышать  $50\,000$  кгс/см<sup>2</sup>.

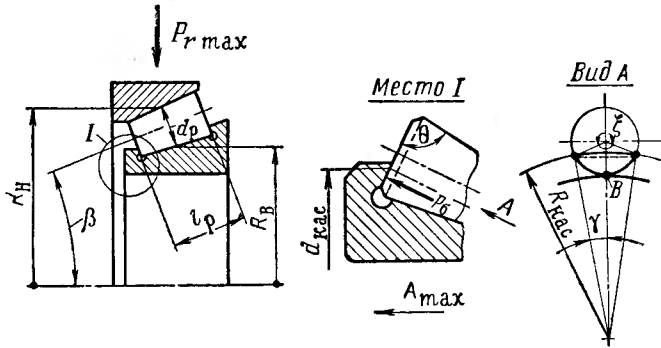


Рис. 3.9. Расчетная схема подшипника колеса

Удельное давление на поверхности упорного борта внутреннего кольца подсчитываем из условия действия на него максимального осевого усилия  $A_{\max}$ . При этом первоначально определяется площадь контакта ролика с поверхностью упорного борта кольца:

$$S_k = \left( \frac{\pi}{180} 2\xi - \sin 2\xi \right) \frac{r_{\min}^2}{2} + \left( \frac{\pi}{180} 2\gamma - \sin 2\gamma \right) \frac{R_{\text{кас min}}^2}{2},$$

где  $\xi$  — угол контакта ролика с упорным бортом внутреннего кольца;  
 $r_{\min}$  — минимальный размер касания ролика с упорным бортом;  
 $\gamma$  — угол между точкой касания ролика с внутренним кольцом и упорным бортом;  
 $R_{\text{кас min}}$  — минимальный радиус касания ролика с упорным бортом.

Максимальное боковое усилие  $P_b$ , действующее на борт подшипника,

$$P_b = \frac{4,6 R_{\max}}{Z} \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \beta \sin \theta} + \frac{A_{\max}}{Z} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \beta \sin \theta},$$

где  $\varphi$  — угол между образующими ролика;  
 $\theta$  — угол между образующей и торцом ролика.

По максимальному усилию  $P_b$  и площади контакта определяется удельное давление на борт подшипника

$$p_{уд} = P_b / S_k.$$

Допустимое значение  $p_{уд}$  для подшипника не должно превышать  $3-4$  кгс/мм<sup>2</sup>.

Требуется, чтобы подшипник выдерживал без разрушения кратковременные перегрузки  $\frac{Q_{\text{пер.крат}}}{Q_{ст}} \leq 5$ , где  $Q_{\text{пер.крат}}$  — пере-

менная кратковременная нагрузка, равная  $R_{\max} + mA_{\max}$  (здесь  $m$  — коэффициент приведения осевой нагрузки);

$Q_{ст}$  — допустимая статическая нагрузка, определяемая по каталогу.

Для конических роликоподшипников особо легкой и легкой серий  $m = 1,5$ ; для подшипников средней серии  $m = 1,8$ .

#### 4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПРОЧНОСТИ ТОРМОЗА КОЛЕСА

Расчет тормоза колеса включает в себя определение тормозного момента, ресурса работы фрикционных элементов, энергоемкости тормоза, а также расчет прочности основных деталей конструктивных элементов.

**Расчет тормозного момента.** Для эффективного торможения колеса необходимо, чтобы

$$M_{ст} = M_T.$$

Тормозной момент тормоза колеса зависит от ряда факторов. Например, для дискового тормоза, схематически изображенного на рис. 3.10, тормозной момент

$$M_T = f_T S_T R_T n,$$

где  $f_T$  — коэффициент трения фрикционной пары тормоза;  
 $S_T$  — осевое усилие сжатия тормозных дисков;  
 $R_T$  — эффективный радиус трения;  
 $n$  — количество пар поверхностей трения.

Величина эффективного радиуса трения  $R_T$  зависит от формы контактирующих поверхностей и распределения удельного давления по площади трения. Для дискового тормоза, показанного на рис. 3.10,

$$R_T \approx \frac{R_H + R_B}{2},$$

где  $R_H$  — наружный радиус диска;  
 $R_B$  — внутренний радиус диска.

Зная необходимую величину тормозного момента, и количество пар поверхностей трения  $n$ , можно определить усилие сжатия тормозных дисков  $S_T$  по формуле

$$S_T = \frac{M_T}{f_T R_T n}. \quad (3.28)$$

По усилию  $S_T$  рассчитывается рабочее давление в силовых цилиндрах тормоза:

$$p_T = 1,2 S_T / F_{\Pi},$$

где 1,2 — коэффициент, учитывающий потери давления на преодоление сил упругости пружины и трения;

$F_{\Pi}$  — суммарная площадь всех поршней блока цилиндров.

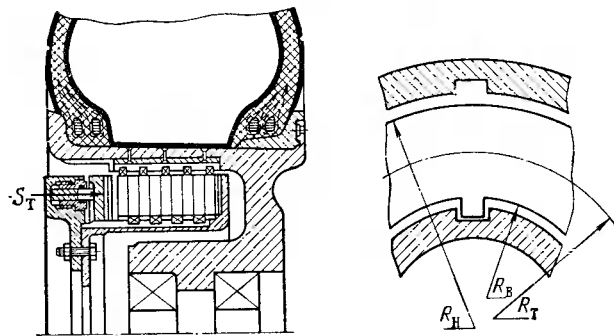


Рис. 3.10. Конструктивная схема дискового тормоза колеса

Фрикционные диски тормоза являются главным элементом конструкции, определяющим во многом работу тормоза. Неудачно подобранные характеристики фрикционного материала или неправильно выбранная геометрия дисков могут вызвать вибрацию тормоза, схватывание материала фрикционной пары или большие забросы тормозного момента. Расчет фрикционных элементов тормоза сводится прежде всего к определению геометрической (расчетной) площади трения, величины коэффициента взаимного перекрытия и коэффициента изменения геометрической площади трения. Геометрическая (расчетная) площадь трения фрикционных дисков представляет собой идеальную по условиям

контакта площадь, на которой создаются силы трения. Эта площадь зависит от размеров дисков и их конструкции.

На рис. 3.11 изображены элементы конструкции металлокерамического (а) и биметаллического (б) дисков с геометрическими площадями трения  $F_1$  и  $F_2$ .

На тормозных дисках площадь контакта осуществляется не по всей поверхности, а лишь по ее части, доходящей в отдельных случаях лишь до 10% от геометрической.

Несплошные диски, состоящие из отдельных секторов или сегментов, как правило, обладают лучшей способностью к контактированию, чем сплошные. При расчетах фрикционных харак-

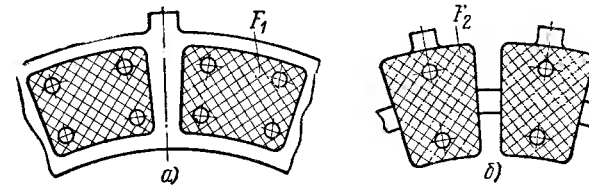


Рис. 3.11. Конструкция тормозных дисков: а — металлокерамический; б — биметаллический

теристик тормоза с такими дисками необходимо знать величину коэффициента взаимного перекрытия дисков

$$k_{вз} = F_M F_6 / F_y^2, \quad (3.29)$$

где  $F_M$  и  $F_6$  — геометрическая (расчетная) площадь трения одной стороны первого (металлокерамического) и второго (биметаллического) фрикционных элементов;

$F_y$  — условная площадь трения, полученная при вращении элементов пары трения вокруг центра вращения.

Коэффициент взаимного перекрытия в расчеты был введен А. В. Чичинадзе. Величина коэффициента  $k_{вз}$  влияет на характер распределения температур в тормозных дисках и в значительной степени определяет среднюю поверхностную и объемную температуры, от которых в свою очередь зависят величины коэффициента трения и износ поверхностей пары. В современных дисковых тормозах величина коэффициента взаимного перекрытия изменяется в пределах 0,6—0,8. В дисковых тормозах с открытой поверхностью трения  $k_{вз} = 0,2 \div 0,3$ .

На динамическую характеристику тормоза в большей степени оказывает влияние изменение геометрической площади трения, которое может иметь место при неправильно подобранных параметрах фрикционных дисков. Для пояснения этого влияния рассмотрим, как работают фрикционные диски, показанные на

рис. 3.12. Эти диски имеют равное количество одинаковых по размеру и форме секторов. Вполне очевидно, что при скольжении металллокерамического диска *A* по биметаллическому диску *B*, геометрическая площадь трения будет изменяться. Площадь трения будет максимальной, когда сектор *B* будет лежать на секторе *A*, и минимальной, когда сектор *B* будет одновременно перекрывать два смежных сектора *A*. Таким образом, площадь тре-

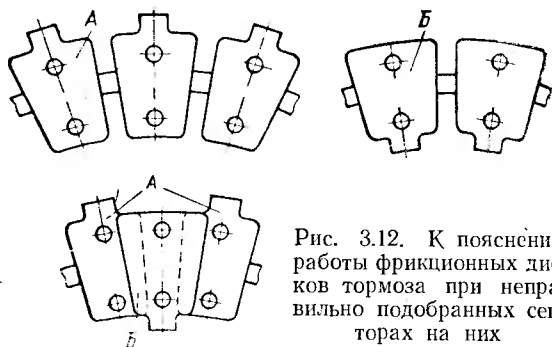


Рис. 3.12. К пояснению работы фрикционных дисков тормоза при неправильно подобранных секторах на них

ния при повороте колеса будет изменяться. Это изменение приведено на рис. 3.13, *a* для одного из тормозов, имеющих описанные диски. Коэффициент, учитывающий изменение геометрической площади трения,

$$\gamma_F = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{F_{\max} + F_{\min}} 100\%. \quad (3.30)$$

Чтобы торможение колеса было более плавным, коэффициент  $\gamma_F$  не должен превышать 5%. Когда он превышает эту величину, амплитуда колебания тормозного момента может увеличиться.

При определенном сочетании жесткости дисков и корпуса тормоза, качества фрикционного материала и жесткости элементов шасси возможно появление резонансных колебаний стойки. Излишне большое изменение геометрической площади трения неблагоприятно также сказывается на нагрузженности тормозной пары и величине износа рабочих поверхностей. Зная расчетную площадь трения и кинетическую энергию, преобразуемую тормозом в тепловую, можно опреде-

лить удельную работу торможения и среднюю удельную мощность трения. Удельная работа торможения

$$A_{\text{уд.т}} = \frac{A_T}{nF_T} = \frac{M_T \varphi}{nF_T}, \quad (3.31)$$

где  $A_T$  — кинетическая энергия, преобразуемая в тепло тормозом;

$n$  — количество пар поверхностей трения;

$F_T$  — геометрическая (расчетная) площадь одной из поверхностей трения;

$M_T$  — тормозной момент;

$\varphi$  — тормозной путь, выраженный в радианах.

Средняя удельная мощность трения

$$(N_{\text{уд.т}})_{\text{ср}} = \frac{A_{\text{уд.т}}}{\tau} \approx \frac{M_T \omega_{\text{н.т}}}{2}, \quad (3.32)$$

где  $\tau$  — время торможения;

$\omega_{\text{н.т}}$  — угловая скорость колеса в момент начала торможения.

Удельная работа торможения, средняя удельная мощность трения, а также скорость, при которой начинается скольжение фрикционных элементов, являются основными параметрами, определяющими режим работы тормоза. Удельная работа торможения  $A_{\text{уд.т}}$  эквивалентна тепловой энергии, генерируемой в процессе торможения на единице контактной площади фрикционного элемента.

Величина  $(N_{\text{уд.т}})_{\text{ср}}$  представляет собой среднюю мощность на единице контактной площади. Она выражает скорость преобразования механической энергии в тепловую.

Исследованиями установлено, что для авиационных дисковых тормозов коэффициент трения и его стабильность зависят как от начальной скорости скольжения  $V_{\text{ск.н}}$ , удельной работы торможения  $A_{\text{уд.т}}$  и среднемассовой температуры  $\theta_v$ , так и от величины  $(N_{\text{уд.т}})_{\text{ср}}$ . На рис. 3.14 приведена зависимость коэффициента трения  $f$  от среднего удельного давления для многодисковых тормозов авиационных колес (пара трения: металллокерамика МКВ-50А — чугун ЧНМХ). Эта зависимость обобщена для начальных скоростей скольжения  $V_{\text{ск.н}} = 18 \div 30$  м/с, удельных работ торможения  $A_{\text{уд.т}} = 200 \div 500$  кгс/см<sup>2</sup> и среднемассовых температур пакета тормозных дисков  $\theta_v = 350 \div 600^\circ \text{C}$ . Возможные сочетания величин  $V_{\text{ск.н}}$ ,  $A_{\text{уд.т}}$  и  $\theta_v$  в указанных диапазонах их изменений могут давать отклонения в величине коэффициента трения порядка  $\pm 10\%$ . На этом же рисунке показан график зависимости коэффициента стабильности  $\alpha_{\text{ст}}$  от средней удельной мощности торможения. Коэффициент стабильности представляет собой отношение

Рис. 3.13. График изменения геометрической площади трения  $F$  (*a*) и тормозного момента  $M_T$  (*б*) у дискового тормоза (при неправильно подобранных дисках) в зависимости от угла поворота колеса  $\varphi$  и времени торможения  $\tau$

$$\alpha_{ст} = \frac{M_{т.ср}}{M_{т.мах}}$$

где  $M_{т.ср}$  — среднее значение тормозного момента за время торможения, а  $M_{т.мах}$  — максимальное значение тормозного момента при данном торможении.

Как следует из графика, при  $(N_{уд.т})_{ср} = 30 \text{ кгс} \cdot \text{м}/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$  коэффициент стабильности  $\alpha_{ст}$  не превышает 0,57, что является

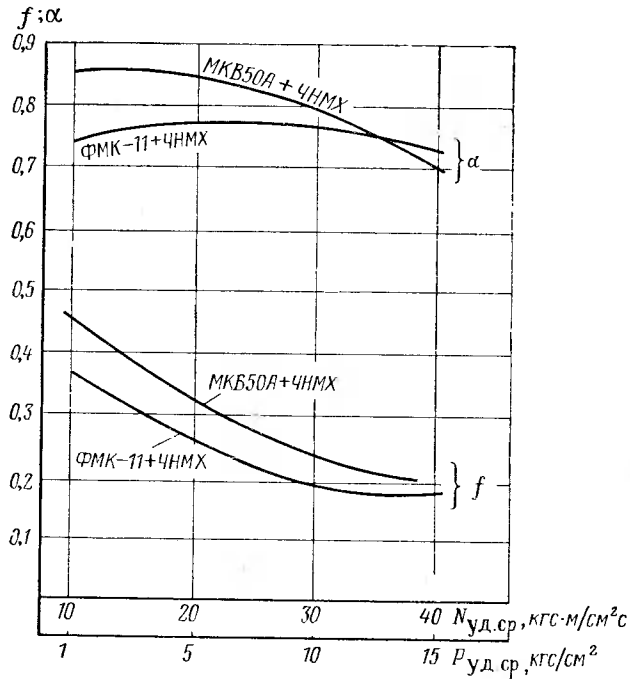


Рис. 3.14. График зависимости коэффициента трения  $f$  от среднего удельного давления  $p_{уд.ср}$  и коэффициента его стабильности  $\alpha_{ст}$  от средней удельной мощности торможения  $(N_{уд.т})_{ср}$

его предельно допустимым нормированным значением. Следовательно, использование данной пары трения при  $(N_{уд.т})_{ср} \geq 30 \text{ кгс} \cdot \text{м}/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$  не может быть рекомендовано.

Интенсивность износа металлокерамики зависит от величины  $(N_{уд.т})_{ср}$  и  $A_{уд.т}$ . На рис. 3.15 показана эта зависимость для некоторых значений  $(N_{уд.т})_{ср}$ , обобщенная для  $V_{скл} = 10 \div 30 \text{ м/с}$  и  $\theta_v = 350 \div 600^\circ \text{С}$ . Различные сочетания величин  $V_{скл}$  и  $\theta_v$  могут давать отклонения величины  $J_h$  от указанных на графике значений на 30%. Интенсивность износа чугуна ЧНМХ меньше интенсивности износа металлокерамики МКВ-50А в 3—4 раза.

Расчет интенсивности износа  $J_h$  фрикционных элементов тормоза удобнее рассмотреть на конкретном примере при следующих исходных данных.

Кинетическая энергия, поглощаемая тормозом при одном торможении $A_t$ . . . . .	$6,6 \cdot 10^5 \text{ кгс} \cdot \text{м}$
Тормозной момент $M_t$ . . . . .	330 кгс·м
Угловая скорость скольжения фрикционных элементов в начале торможения $\omega_{п.т}$ . . . . .	200 1/с
Наружный диаметр тормозных дисков $D_{н.т}$ . . . . .	245 мм
Внутренний диаметр тормозных дисков $D_{вн}$ . . . . .	140 мм
Средний радиус площади трения $R_t$ . . . . .	96 мм
Расчетная площадь трения одной стороны металлокерамического диска $F_m$ . . . . .	276 см <sup>2</sup>
Расчетная площадь трения одной стороны биметаллического диска $F_b$ . . . . .	280 см <sup>2</sup>
Условная площадь трения для одной стороны диска $F_y$ . . . . .	317 см <sup>2</sup>
Количество пар поверхностей тормоза $n'$ . . . . .	8

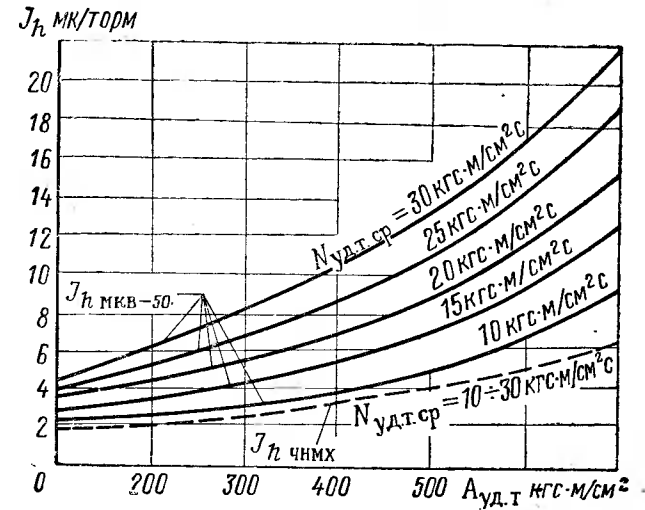


Рис. 3.15. График зависимости интенсивности износа  $J_h$  металлокерамики МКВ-50 от удельной работы торможения  $A_{уд.т}$  при различных значениях средней удельной мощности

Расчет начинается с определения по (3.29) коэффициента взаимного перекрытия:

$$k_{вз} = \frac{F_m \cdot F_b}{F_y^2} = 0,77.$$

Далее определим величину расчетной площади трения для одной стороны фрикционного диска:

$$F_{п.т} = F_y \cdot k_{вз} = 244 \text{ см}^2.$$

Найдя значение  $F_{п.т.}$ , определим для парных (металлокерамической и биметаллической) поверхностей трения среднюю удельную мощность трения (при условии  $M_T \approx \text{const}$ )

$$(N_{уд.т})_{ср} = \frac{M_T \omega_{п.т.}}{2F_{п.т.} \cdot n'} = 17 \text{ кгс} \cdot \text{м} / (\text{см}^2 \cdot \text{с})$$

и удельную работу торможения

$$A_{уд.т} = \frac{A_T}{F_{п.т.} \cdot n'} = 340 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{см}^2.$$

Значения коэффициента трения и коэффициента стабильности, определяемые по кривым  $f(N_{уд.т})_{ср}$  и  $a_{ст}(N_{уд.т})_{ср}$  на рис. 3.14,

$$f \approx 0,3 \pm 10\% \text{ и } a_{ст} \geq 0,7.$$

Значения износа металлокерамики (МКВ-50 А) и чугуна (ЧНМХ) при однократном торможении, определяемые по кривым  $J_h(A_{уд.т})$  на рис. 3.15, равны

$$(J_h)_{МКВ} \leq 6 \cdot 10^{-6} \text{ мм}; \quad (J_h)_{ЧНМХ} \leq 3 \cdot 10^{-6} \text{ мм}.$$

Суммарный износ фрикционной пары равен

$$\Sigma J_h = (J_h)_{МКВ} + (J_h)_{ЧНМХ} \leq 9 \cdot 10^{-6} \text{ мм}.$$

По полученному значению суммарного износа и допускаемой толщине фрикционного слоя определяется ресурс тормозных дисков.

Необходимое усилие сжатия дисков, определенное по (3.28),

$$S_T = \frac{M_T}{f R_T n'} \approx 1400 \text{ кгс}.$$

Среднее удельное давление на фрикционных элементах

$$p_{уд} = \frac{S_T}{F_{п.т.}} \approx 5,75 \text{ кгс} / \text{см}^2.$$

При суммарной площади поршней  $F_{п.}$  блока цилиндров, равной  $18 \text{ см}^2$ , рабочее давление в тормозной системе

$$p_T = \frac{1,2 S_T}{F} \approx 95 \text{ кгс} / \text{см}^2.$$

Результаты подобного расчета для различного количества пар поверхностей трения приведены на рис. 3.16. Из анализа приведенных графиков следует, что уменьшение количества пар поверхностей трения (числа дисков), при условии сохранения тормозного момента постоянным, приводит к увеличению распорного усилия, к увеличению удельного давления на фрикционных эле-

ментах и, как следствие, к резкому увеличению интенсивности износа  $J_h$  и к падению величины коэффициента трения  $f$ . Поэтому для увеличения ресурса фрикционных элементов тормоза иногда следует стремиться к увеличению числа поверхностей трения ( $n'$ ).

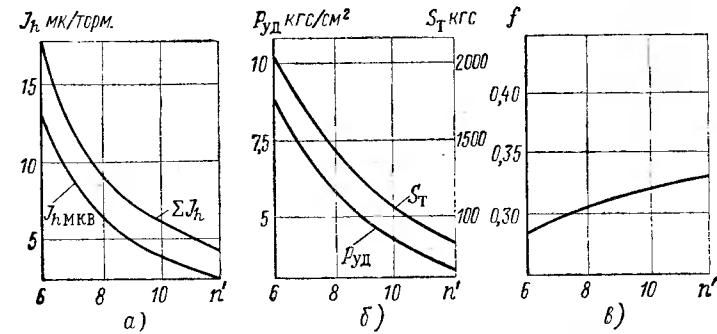


Рис. 3.16. График зависимости интенсивности износа  $J_h$  фрикционной пары (а), удельного давления  $p_{уд}$ , усилия сжатия  $S_T$  (б) и коэффициента трения  $f$  (в) от количества  $n'$  тормозных дисков

## 5. РАСЧЕТ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ТОРМОЗНОГО УЗЛА

Фрикционная пара является наиболее нагруженным в тепловом отношении узлом. Наиболее сильно тепловое воздействие проявляется на деталях тормоза и колеса: блоке цилиндров, где расположены резиновые детали, ступице колеса с подшипниками и шине колеса. Для этих деталей допускается некоторая максимальная температура нагрева, превышение которой может вызвать сокращение срока службы деталей или их разрушение.

Количество тепла, поглощаемое тормозным узлом пропорционально его массе, теплоемкости материалов, примененных в узле, и допустимой среднемассовой температуре фрикционной пары

$$Q = k_p \left( \sum_{i=1}^n G_i c_{pi} \right) (\theta_v - \theta_0), \quad (3.29)$$

где

$$G_i c_{pi} = G_i c_{pi} + \dots + G_n c_{pn}.$$

Здесь  $G_i$  — вес конструктивных элементов диска;  $n$  — количество дисков;  $c_{pi}$  — удельная теплоемкость конструктивного элемента;  $k_p$  — коэффициент, учитывающий рассеивание тепла за время торможения и в процессе выравнивания температуры ( $k_p \approx 0,85$ );

$\theta_v$  — допустимая среднемассовая температура нагрева элементов конструкции тормозного пакета;  $\theta_0$  — начальная температура конструктивных элементов тормоза.

Энергоемкость тормозного узла:

$$A_T = \frac{k_p}{1} (\theta_v - \theta_0) \sum_{i=1}^n G_i c_{pi}, \quad (3.30)$$

где  $A_T$  — допустимая величина кинетической энергии, которую способен преобразовать тормоз;

$1/427$  — тепловой эквивалент работы.

Как правило, максимальная допустимая температура нагрева тормозного пакета не должна превышать  $400-500^\circ\text{C}$ .

Расчет энергоемкости тормоза заключается в определении среднемассовой температуры пакета по заданной кинетической энергии и массе пакета. Ход расчета энергоемкости тормоза покажем на примере со следующими данными.

Кинематическая энергия, которая должна быть поглощена тормозом за одно торможение	$A_T = 800\,000$ кгс·м
Суммарный вес стальных деталей тормозного пакета (стальных каркасов, металлокерамических дисков и др.)	$G_{ст} = 14,6$ кгс
Суммарный вес металлокерамики в тормозе	$G_K = 4,42$ кгс
Суммарный вес чугунных секторов тормозных дисков	$G_ч = 18,15$ кгс
Теплоемкость:	
стали	$c_{ст} = 0,12$ ккал/(кгс·°C)
металлокерамики	$c_{рк} = 0,17$ ккал/(кгс·°C)
чугуна	$c_{рч} = 0,15$ ккал/(кгс·°C)

Если за начальную температуру тормоза принять  $\theta_0 = 20^\circ\text{C}$ , то среднемассовая температура пакета тормозных дисков, определяемая из (3.30), будет

$$\theta_v = \frac{A_T}{k_p \sum G_i c_{pi}} \frac{1}{427} = 400^\circ\text{C};$$

$$\sum G_i c_{pi} = c_{ст} G_{ст} + c_{рк} G_K + c_{рч} G_ч = 5,41 \text{ ккал/}^\circ\text{C}.$$

Таким образом, среднемассовая температура пакета не превышает допустимую ( $400^\circ\text{C}$ ), а это является гарантией того, что температура других конструктивных элементов также не превышает допустимой величины.

## 6. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ТОРМОЗА НА ПРОЧНОСТЬ

К основным элементам фрикционных дисковых тормозов, которые должны рассчитываться на прочность, относятся шлицевые соединения фрикционных элементов, заклепочные соединения секторов, блоки цилиндров и др.

**Расчет шлицевых соединений тормозных дисков.** При расчете элементов тормоза на прочность расчетный разрушающий тормозной момент  $M_{т.рас}$  должен быть больше эксплуатационного момента.

Усилие  $P_{шип}$ , действующее на шип вращающегося диска (рис. 3.17), определяется по формуле

$$P_{шип} = \frac{8M_{т.рас}}{k_n n_{шип} (D_1 + D_2) n_c},$$

где  $n_{шип}$  — количество шипов на диске;

$n'$  — общее количество поверхностей трения в тормозе;

$M_{т.рас}$  — расчетный разрушающий тормозной момент;

$k_n$  — коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки на шип (его величина зависит от точности пригонки (обычно  $k_n = 0,75$ );

$D_1$  — диаметр наружной окружности шипов;

$D_2$  — диаметр внутренней окружности шипов.

Шлицевое соединение (шип на диске и направляющая на барабане) рассчитывается на изгиб, срез и смятие:

а) напряжение в шипе на изгиб

$$\sigma_{изг.шип} = \frac{3P_{шип}(D_1 - D_2)}{2 \cdot b_{шип} \delta_{шип}} \left( \frac{1}{b} + \frac{f_{шип}}{\delta_{шип}} \right), \quad (3.31)$$

где  $b_{шип}$  — ширина шипа;

$\delta_{шип}$  — толщина шипа;

$f_{шип}$  — коэффициент трения между шипом и направляющей (обычно  $f_{шип} = 0,1 \div 0,15$ );

б) напряжение в шипе на срез и смятие

$$\tau_{ср} = \frac{3P_{шип}}{2b\delta_{шип}}, \quad (3.32)$$

$$\sigma_{см} = \frac{P_{шип}}{\delta_{шип} h_{см}}, \quad (3.33)$$

где  $h_{см}$  — высота площади смятия.

Во всех приведенных расчетах коэффициент избытка прочности определяется из соотношений

$$\eta = \frac{\sigma'_в}{\sigma} - 1 \geq 0, \text{ или } \eta = \frac{\tau'_{ср}}{\tau_{ср}} - 1 \geq 0,$$

где  $\sigma'_в, \tau'_{ср}$  — временное сопротивление материала детали с учетом нагрева (на изгиб и на срез).

**Расчет заклепочного соединения.** Заклепки служат для крепления металлокерамических или чугунных секторов к стальному несущему каркасу. Усилие, приходящееся на заклепку, определяется по следующей формуле (см. рис. 3.17):

$$P_{\text{зак}} = \frac{4M_{\text{т.рас}}}{k_{\text{н}}(D_3 + D_2)n_c n_{\text{т}} n_{\text{зак}}}, \quad (3.34)$$

где  $M_{\text{т.рас}}$  — расчетный разрушающий тормозной момент;  
 $D_3$  — наружный диаметр сектора;  
 $D_2$  — внутренний диаметр сектора;  
 $n_c$  — количество секторов на диске;  
 $n_{\text{т}}$  — количество поверхностей трения в тормозе;  
 $n_{\text{зак}}$  — количество заклепок на секторе.

**Проверка прочности блока тормозных цилиндров** производится по величине расчетного разрушающего давления в тормозной системе:

$$p_{\text{т.рас}} = k_6 \frac{1,2S_{\text{т}}}{F_{\text{п}}}, \quad (3.35)$$

где  $k_6$  — коэффициент безопасности;  
 $F_{\text{п}}$  — суммарная площадь поршней;  
 $S_{\text{т}}$  — распорное усилие в тормозе.

При расчете на прочность дно цилиндрической части блока цилиндров рассматривается как круглая пластина, заделанная по внешнему контуру и нагруженная равномерно распределенным давлением  $p_{\text{т.рас}}$  (рис. 3.18). Максимальное напряжение по внешнему контуру

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{3}{4} \frac{p_{\text{т.рас}} R^2}{\delta_1^2}, \quad (3.36)$$

где  $R$  — радиус дна цилиндрической части;  
 $\delta_1$  — толщина стенки дна блока цилиндров.  
 Напряжение в центре дна блока цилиндров

$$\sigma = \frac{3R^2 p_{\text{т.рас}} (1 + \nu)}{8\delta_1^2}, \quad (3.37)$$

где  $\nu$  — коэффициент Пуассона материала блока цилиндров.

Прочность блока цилиндров проверяется при постоянной толщине  $\delta_1$  стенки и равномерном ее нагружении внутренним давлением ( $p_{\text{т.рас}}$ ) по величине напряжения

$$\sigma = \frac{p_{\text{т.рас}} R_{\text{ср}}}{\delta_1}, \quad (3.38)$$

где  $R_{\text{ср}}$  — средний радиус блока цилиндров.

Напряжения в стенках каналов блока определяются по известной формуле Ляме:

$$\sigma = p_{\text{т.рас}} \frac{R_1^2 + r_1^2}{R_1^2 - r_1^2}, \quad (3.39)$$

где  $R_1$  — наружный радиус канала;  
 $r_1$  — внутренний радиус канала.

Условие прочности для всех приведенных расчетов

$$\eta = \frac{\sigma_{\text{в}}}{\sigma} - 1 \geq 0,$$

где  $\sigma_{\text{в}}$  — временное сопротивление материала блока цилиндров.

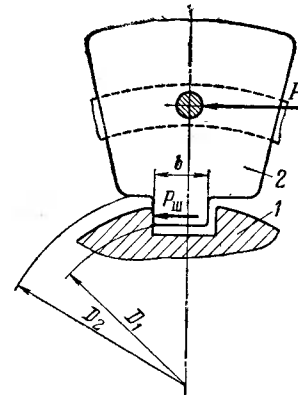


Рис. 3.17. Схема сил, действующих на шип диска при торможении

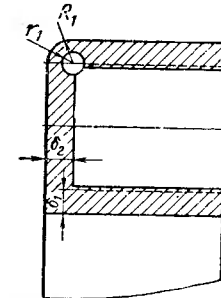


Рис. 3.18. Конструктивная схема расчета цилиндрической части блока тормозных цилиндров

## 7. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТОРМОЗА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НА КОЛЕСО БОКОВЫХ ПЕРЕГРУЗОК

При движении самолета по взлетно-посадочной полосе, разбеге перед взлетом или пробеге после посадки из-за неровностей поверхности могут возникнуть боковые колебания как оси колеса, так и жестко закрепленного на шасси тормоза. От корпуса тормоза колебания передаются пакету тормозных дисков. Так как тормозные диски свободно перемещаются в пазах корпуса и жестко с ним не связаны, то это обуславливает возникновение разности между линейной скоростью перемещения корпуса тормоза и скоростью перемещения тормозного пакета. В результате тормозной пакет может сталкиваться с корпусом тормоза.

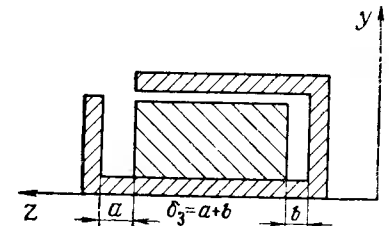


Рис. 3.19. Конструктивная схема расчета тормоза при действии боковых перегрузок

за, что вызывает появление больших осевых нагрузок на детали тормоза и пиковых значений тормозного момента.

Пиковые значения тормозных моментов можно уменьшить, установив в тормозном пакете упругие демпфирующие элементы, способные снижать энергию удара пакета. Основные параметры таких демпфирующих элементов определяются следующим образом (рис. 3.19).

Исходные данные для расчета:

- вес пакета тормозных дисков  $G_T$ ;
- максимальный зазор между пакетом дисков и опорным фланцем корпуса тормоза  $\delta_3 = (a + b)$ ;
- частота осевых колебаний тормоза  $f'$ ;
- максимальная перегрузка в осевом направлении  $n_{oc}'$  при определенной частоте колебаний.

Предположим, что колебания колеса в осевом направлении  $Z$  являются гармоническими и происходят по синусоидальному закону, т. е.

$$Z = A' \sin \omega \tau, \quad (3.40)$$

- где  $Z$  — текущая амплитуда колебаний корпуса тормоза;  
 $A'$  — максимальная амплитуда колебаний;  
 $\omega$  — угловая частота колебаний;  
 $\tau$  — время колебаний.

Максимальное значение ускорения колеса и корпуса тормоза согласно (3.40):

$$\ddot{Z} = A' \omega^2.$$

Учитывая, что  $\ddot{Z} = n_{oc}' g$  и  $\omega = 2\pi f'$ , получаем амплитуду колебаний

$$A' = \frac{\ddot{Z}}{\omega^2} = \frac{n_{oc}' g}{(2\pi f')^2}.$$

Максимальная скорость движения тормозного пакета определяется из соотношения

$$V_{\max} = A' \omega. \quad (3.41)$$

Относительная скорость пакета (по отношению к корпусу) в момент соударения

$$V_{\text{соуд}} = V_{\max} - \dot{Z} = V_{\max} - A' \omega \cos \omega \tau_0,$$

где  $\dot{Z}$  — скорость перемещения корпуса тормоза в осевом направлении;

$\tau_0$  — время движения пакета дисков от момента достижения скорости  $V_{\max}$  до столкновения с корпусом тормоза, определяемое из уравнения

$$\delta_3 = \int_0^{\tau_0} V_{\text{соуд}} d\tau = \int_0^{\tau_0} (V_{\max} - A' \omega \cos \omega \cdot \tau) d\tau,$$

$$\delta_3 = V_{\max} \tau_0 - A \sin \omega \tau_0. \quad (3.42)$$

По значениям скорости  $V_{\text{соуд}}$  и весу пакета дисков определяется величина кинетической энергии пакета в момент соударения с корпусом тормоза:

$$U_{\text{соуд}} = \frac{G_T \cdot V_{\text{соуд}}^2}{g \cdot 2}.$$

Усилие, возникающее на опорном фланце корпуса тормоза, в момент соударения может быть определено по формуле

$$P_{\text{дин}} = k_{\text{дин}} \cdot G_T, \quad (3.43)$$

где  $k_{\text{дин}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{U_{\text{соуд}}}{U_{\text{пот}}}}$ ;

$$U_{\text{пот}} = \frac{1}{2} G_T \delta_{\text{ст}};$$

$\delta_{\text{ст}}$  — деформация опорного фланца при статическом приложении нагрузки, равной  $G_T$ .

При отношении  $\frac{U_{\text{соуд}}}{U_{\text{пот}}} \geq 110$  и принимая  $G_T = c \delta_{\text{ст}}$  из формулы (3.43) получим

$$P_{\text{дин}} = c \sqrt{\frac{m V_{\text{соуд}}^2}{c}} = \sqrt{m V_{\text{соуд}}^2 c},$$

где  $m$  — масса пакета тормозных дисков;

$c$  — жесткость опорного фланца корпуса тормоза.

Это усилие превышает усилие сжатия тормозных дисков  $S_T$  в отдельных случаях в 3—4 раза, что является причиной возникновения пиковых забросов тормозного момента.

Пиковые забросы тормозного момента можно уменьшить путем установки в тормозном пакете упругих демпфирующих элементов, способных снизить силу удара. Основным параметр такого демпфирующего элемента (жесткость) может быть определен следующим образом. Принимая, что усилие  $P_{\text{дин}}$  не должно превышать усилия сжатия  $S_T$ , получим

$$P_{\text{дин}} = S_T = \sqrt{m V_{\text{соуд}}^2 c},$$

откуда

$$c_{\text{упр}} = \frac{S_{\text{т}}^2}{mV_{\text{соуд}}^2}.$$

В этом случае кинетическая энергия, которой обладает тормозной пакет в момент удара об опорный фланец корпуса тормоза, равна энергии деформации упругих демпфирующих элементов, т. е.

$$\frac{G_{\text{т}}V_{\text{соуд}}^2}{g \cdot 2} = \frac{1}{2} c_{\text{упр}} \delta_{\text{упр}}^2,$$

где  $\delta_{\text{упр}}$  — деформация упругого элемента при приложении нагрузки  $P_{\text{дин}} = S_{\text{т}}$ .

#### Глава IV

### КОНСТРУКЦИИ АВИАЦИОННЫХ ТОРМОЗНЫХ КОЛЕС

#### 1. КОЛЕСА С ДИСКОВЫМИ ТОРМОЗАМИ

Тормозное колесо с дисковым тормозом имеет сложную конструкцию с большим количеством узлов и деталей (рис. 4.1). Собственно колесо представляет собой литой или штампованный барабан 2 с двумя наружными бортами, надежно удерживающими пневматик. Один из бортов делается несъемным и изготавливается заодно целое с барабаном. Другой съемный борт образуется из двух съемных полуреборд 5, надеваемых на барабан (рис. 4.2). Полуреборды 8 фиксируются на барабане неподвижно шпонками 7 и соединяются друг с другом соединительной

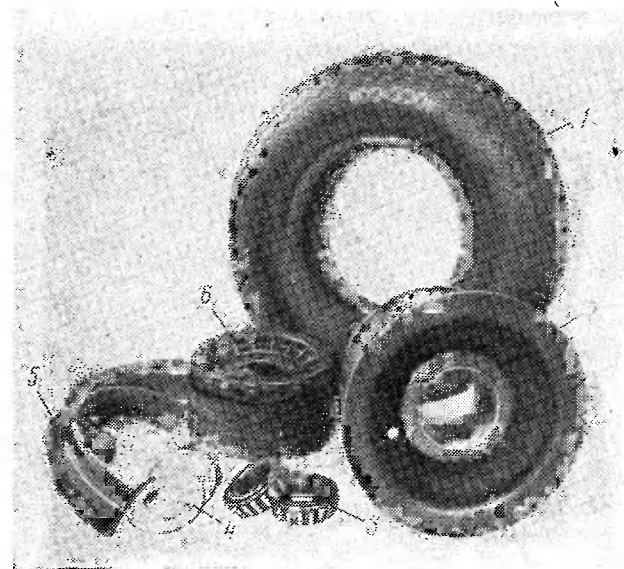


Рис 4.1. Общий вид колеса с дисковым тормозом:  
1 — пневматик; 2 — барабан; 3 — радиально-упорные подшипники; 4 — защитные крышки; 5 — съемные полуреборды; 6 — тормоз

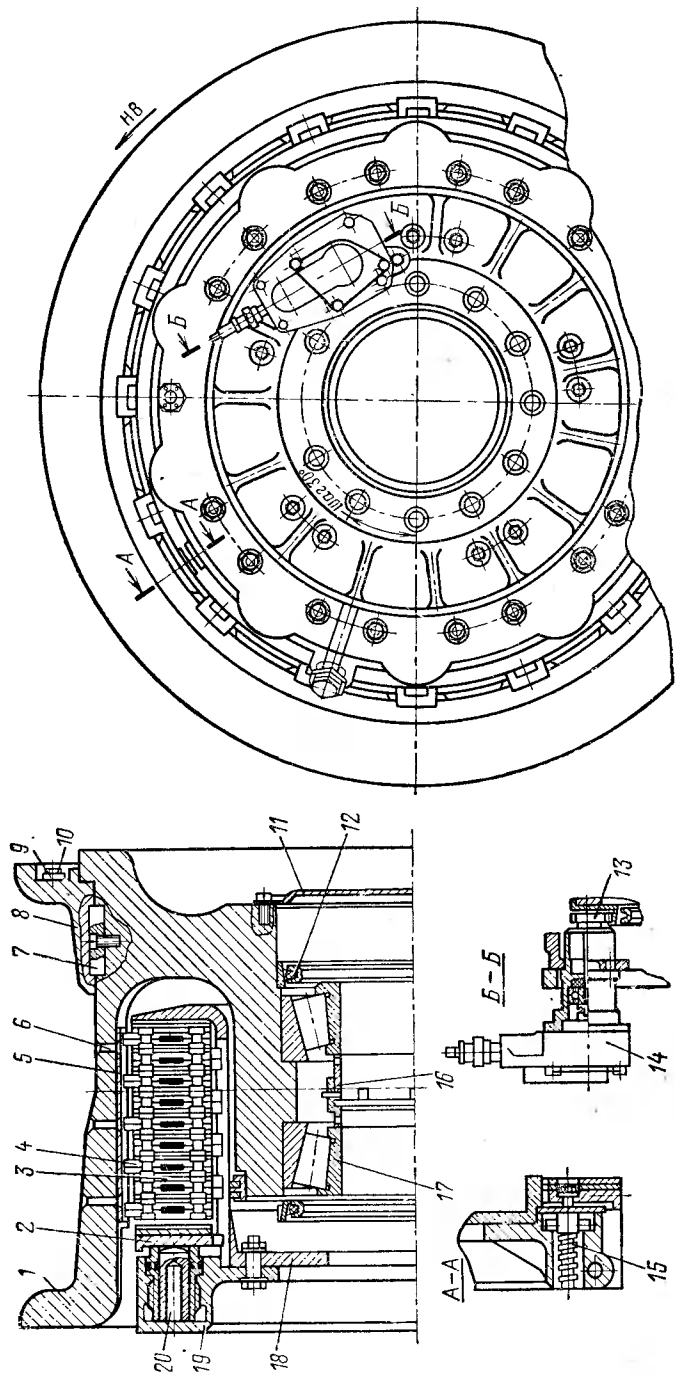


Рис. 4.2. Конструкция колеса с дисковым тормозом:

1 — барабан колеса; 2 — нажимной диск; 3 — невращающийся диск; 4 — вращающийся диск; 5 — направляющая; 6 — заклепка; 7 — шпонка; 8 — полуремборда; 9 — защитная крышка; 10 — болт; 11 — защитная крышка; 12 — сальник; 13 — шестеренный привод; 14 — электрический датчик системы антиблокировки; 15 — узел растормаживания; 16 — втулка; 17 — роликовый подшипник; 18 — корпус тормоза; 19 — блок цилиндров; 20 — поршень блока цилиндров

планкой 9 и болтами 10. Осевая сила от пневматика, действующая на полуремборды, воспринимается специальным упором. В ступицу барабана запрессовываются два радиально-упорных роликоподшипника 17, между внутренними кольцами которых имеется распорная втулка 16, недопускающая перетяжки подшипников. Для уплотнения внутренней полости барабана между подшипниками и предотвращения вытекания из нее смазки установлены наружные сальники 12. Защитная крышка 11 предохраняет наружный сальник и детали оси от возможных повреждений. В приливы на барабане колеса запрессованы стальные направляющие 5, крепящиеся к барабану заклепками 6. В направляющие входят шипы вращающихся тормозных дисков.

Основные узлы тормоза: корпус 18, блок цилиндров 19, невращающиеся биметаллические диски 3, вращающиеся металлокерамические диски 4, нажимной диск 2 и узлы растормаживания 15. На корпусе тормоза, изготавливаемого, как правило, из легированной стали, с одной стороны имеется опорный фланец с приклепанными к нему биметаллическими секторами, с другой — фланец для крепления тормоза на шасси. Корпус тормоза имеет продольные пазы, в которые входят шипы биметаллических дисков. Биметаллические и металлокерамические диски представляют собой набор склепанных на кольцо секторов. Для плавности торможения количество биметаллических и металлокерамических секторов на дисках должно быть неодинаковым. В последнее время получила широкое распространение другая конструкция металлокерамических дисков, представляющих собой стальные каркасы со специальными радиальными прорезями для компенсации температурных деформаций и наклепанными на них с обеих сторон металлокерамическими секторами.

При торможении рабочая жидкость или воздух, поступающие под давлением в блок цилиндров, перемещают поршни 20 и создают осевую силу (см. рис. 4.2). Последняя перемещает нажимной диск 2, который сжимает биметаллические и металлокерамические диски.

Как правило, на всех тормозных колесах устанавливается антиюзовой автомат или электрический датчик 14 системы антиюзовой автоматики. Датчик крепится на специальном кронштейне на корпусе тормоза и вращается от шестеренного привода 13.

Существенный недостаток дисковых тормозов — малая скорость остывания. Поэтому для таких тормозов часто требуется принудительное охлаждение при помощи специальных охлаждающих систем.

Другой конструктивный вариант тормозных колес с дисковыми тормозами, примененный на американском самолете ХВ-70 «Валькирия», показан на рис. 4.3. В этой конструкции ее тормозной элемент размещен в самой тележке. При такой компоновке барабан колеса изолирован от тормоза и, следовательно,

перегрев пневматика исключен. Кроме того, по данным фирмы, строительный объем тележки позволяет при сравнительно небольшом диаметре шины (1050 мм) получить тормозной момент порядка  $3 \cdot 10^6$  кгс·м.

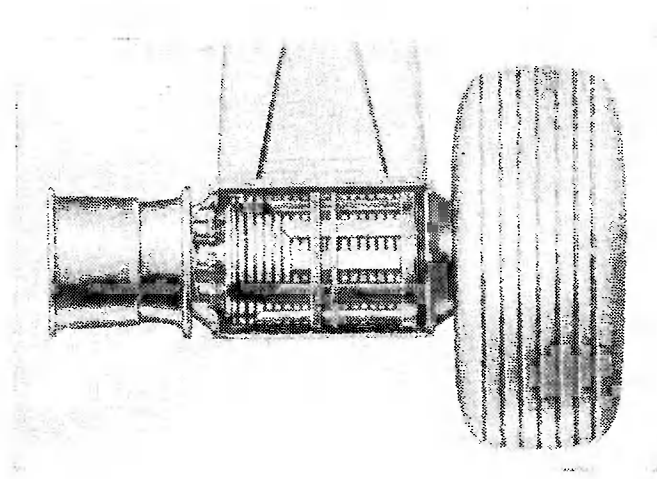


Рис. 4.3. Тормозной узел американского самолета XB-70

## 2. КОЛЕСА С КАМЕРНЫМИ ТОРМОЗАМИ

Камерные тормоза весьма просты по конструкции, однако обладают достаточно высокими эксплуатационными качествами. На рис. 4.4 показано колесо с двумя камерными тормозами. Барабан колеса литой. На одном из бортов барабана имеется упорный бурт, на котором монтируются съемные полуреборды 31, фиксируемые шпонкой 29 и стягиваемые болтами 22. К диску барабана специальными винтами крепятся тормозные биметаллические рубашки 28, представляющие собой стальные обечайки с наплавленным на них специальным чугуном.

Тормоз колеса состоит из корпуса 23, монтируемого на фланце шасси, чашек 5 и фланцев 6, образующих полость для тормозных камер 26, на которые устанавливаются тормозные колодки 27 (прямоугольные пластмассовые бруски, армированные стальным каркасом). Давление в тормозную камеру подается через штуцер 24 и вентиль камеры 25. Зарядка пневматика воздухом осуществляется через вентиль 1. Колесо снабжено электромеханическим датчиком 21 системы антиюзовой автоматики, закрепленным на специальном кронштейне 20. Вращение датчика осуществляется приводом, состоящим из шестерен 17 и 16 шлицевых втулок 19 и 18.

Работает тормоз следующим образом. При включении тормоза тормозная камера под давлением поступающего в нее воздуха

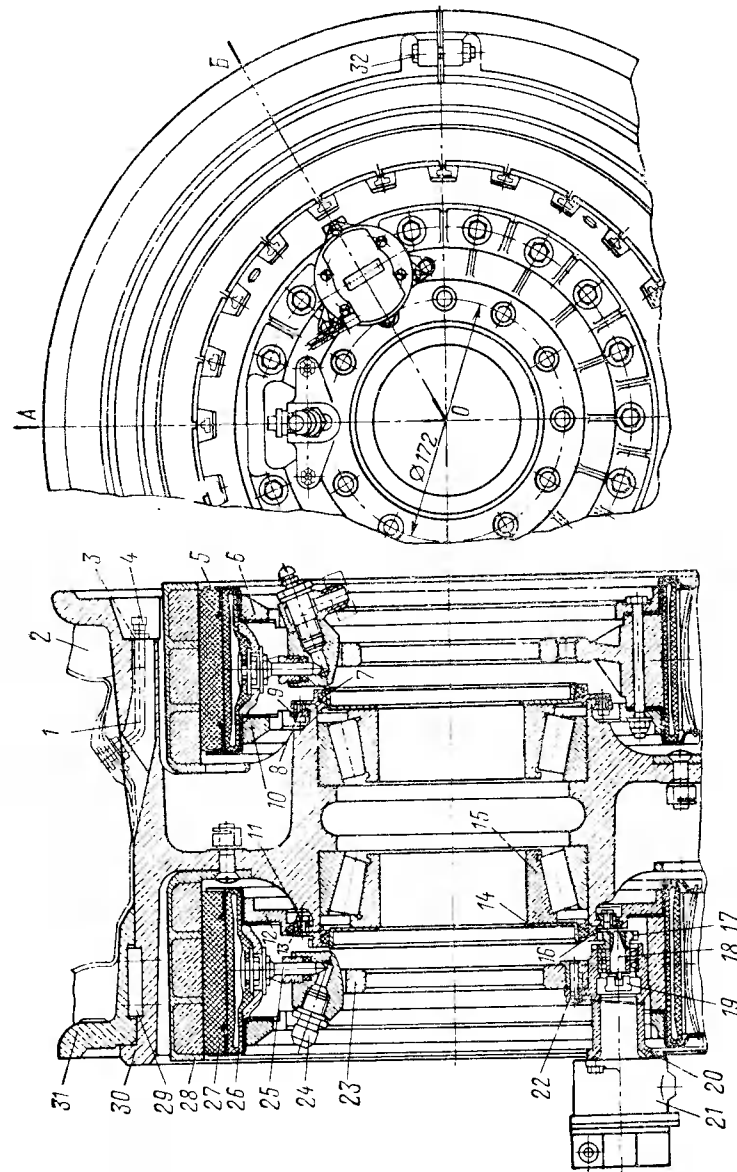


Рис. 4.4. Авиационное колесо с камерными тормозом:

1 — вентиль; 2 — шина; 3 — гайка; 4 — колпачок; 5 — чашка; 6 — фланец; 7 — войлочное кольцо; 8 — болт; 9 — корпус сальника; 10 — колпачок; 11 — самоконтрящаяся гайка; 12 — фланец с пазом под сальник; 13 — сальник; 14 — колпачок; 15 — роликподшипник; 16 и 17 — ведущая и ведомая шестерни; 18 и 19 — шлицевые втулки; 20 — кронштейн датчика; 21 — датчик; 22 — болт; 23 — корпус тормоза; 24 — штуцер; 25 — вентиль; 26 — тормозная камера; 27 — колодка; 28 — рубашка; 29 — шпонка; 30 — барабан; 31 — полуреборда; 32 — болт

(или жидкости) прижимает тормозные колодки к рубашке. Возникающая при этом сила трения создает тормозной момент. В колесах с камерными тормозами тепло, образующееся при торможении, поглощается тормозной рубашкой, температура которой может достигать 300° С. В то же время температура на поверхности трения тормозной рубашки в процессе торможения может достигать 1000° С.

На рис. 4.5 приведены типовые графики изменения среднemasовой температуры  $\theta_v$ , тормозного момента  $M_T$  и мощности тормоза  $N_T$  в процессе торможения.

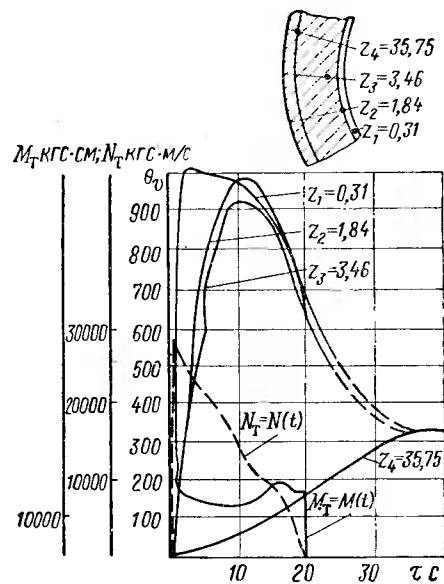


Рис. 4.5. Изменение объемной температуры  $\theta$ , тормозного момента  $M_T$  и мощности  $N_T$  в камерном тормозе при торможении

кой и внутренней поверхностью барабана.

Тормозной момент колеса может быть определен по следующей формуле:

$$M_T = f_{т.к} p_{тр} F_{\text{эф}} r, \quad (4.1)$$

где  $f_{т.к}$  — коэффициент трения между тормозными колодками и рубашкой,  $f=0,3-0,4$  в зависимости от материала фрикционной пары;

$p_{тр}$  — удельное давление на поверхности трения;

$F_{\text{эф}}$  — эффективная площадь трения;

$r$  — радиус внутренней поверхности тормозной рубашки.

Величина удельного давления  $p_{тр} = p_k - p_{пр}$ , где  $p_k$  — давление в тормозной камере и  $p_{пр}$  — противодавление, величина кото-

рого зависит от упругости тормозной камеры и возвратных пружин.

Эффективная площадь трения

$$F_{\text{эф}} = k_{вз} a 2\pi r, \quad (4.3)$$

где  $k_{вз}$  — коэффициент взаимного перекрытия, учитывающий конструкцию тормоза ( $k_{вз}=0,8-0,9$ );

$a$  — ширина тормозной колодки;

$r$  — радиус внутренней поверхности тормозной рубашки.

Формулу (4.1) тормозного момента можно преобразовать к виду

$$M_T = C_K f_{т.к} p_{тр}, \quad (4.4)$$

где  $C_K$  — постоянная конструкция ( $C_K = F_{\text{эф}} r$ ).

Наряду с достоинством — простой конструкции — камерные тормоза имеют существенные недостатки. Это прежде всего возможность разрушения тормозной камеры вследствие ее перегрева и, как следствие, возникновение пожара при попадании тормозной жидкости на раскаленную рубашку. Другим недостатком тормоза является отсутствие в его конструкции компенсатора износа тормозных колодок. При износе тормозных колодок зазор между ними и рубашкой увеличивается и, следовательно, увеличивается количество жидкости (для гидравлических) или воздуха (для пневматических тормозов), необходимых для прижатия колодок к рубашке, в результате чего увеличивается время затормаживания и ухудшается динамика тормозной системы.

### 3. КОЛЕСА С КОЛОДОЧНЫМИ ТОРМОЗАМИ

Колеса с колодочными тормозами применяются в настоящее время на сравнительно небольших самолетах.

Типовая конструкция колеса с колодочными тормозами приведена на рис. 4.6. В ней имеются две независимые жесткие литые колодки 3 с тормозными накладками. Каждая колодка шарнирно закреплена на анкерном валике 10, укрепленном неподвижно в ушках корпуса тормоза 14.

На корпусе тормоза смонтированы два цилиндра 7, рабочие полости которых соединены между собой трубопроводом. Цилиндры имеют выводной штуцер 16 для присоединения к тормозной магистрали самолета. Поршни 5 цилиндров имеют круглые уплотнительные кольца и защитные резиновые манжеты 8, для создания герметичности в рабочих полостях цилиндров.

Распор колодок осуществляется с помощью неравноплечего рычага 9, который шарнирно закреплен на анкерном валике колодки. Короткое плечо рычага, имеющее на конце регулирующий винт 1 с гайкой 2, упирается в свободный конец колодки, а конец большого плеча рычага своим штоком 6 опирается на поршень.

При подаче жидкости под давлением в цилиндры колодки прижимаются к тормозным рубашкам колеса и затормаживают его. Чем больше давление жидкости, тем больше тормозной момент, развиваемый тормозом. Момент передается через анкерные валики на корпус тормоза, который закреплен болтами на фланце шасси.

Центральное отверстие в корпусе тормоза служит для центровки его относительно оси колеса. При сбросе давления в цилиндрах возвратные пружины 4 оттягивают колодки от рубашки

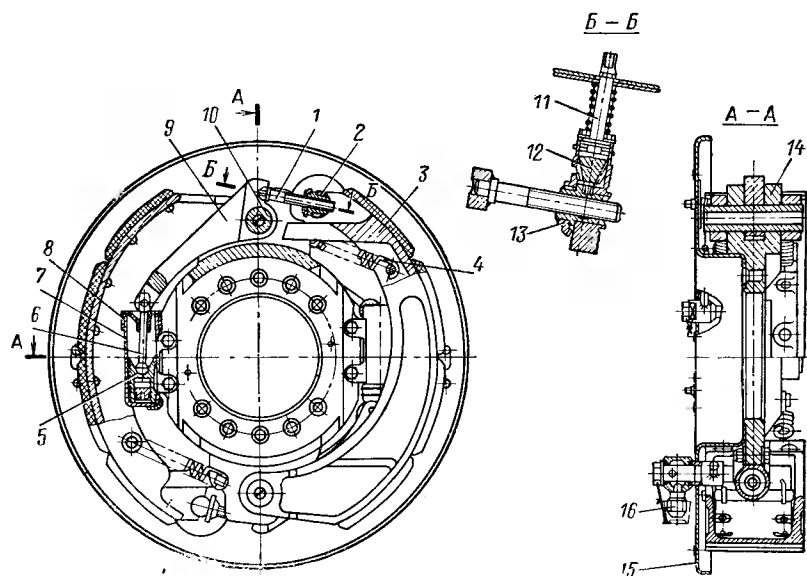


Рис. 4.6. Конструкция колодочного тормоза:

1 — регулирующий винт; 2 — гайка; 3 — литые колодки; 4 — возвратная пружина; 5 — поршень; 6 — щиток; 7 — цилиндр; 8 — защитная манжета; 9 — неравноплечий рычаг; 10 — анкерный валик; 11 — регулировочный винт; 12 — коническая шестерня; 13 — коническая шестерня; 14 — корпус тормоза; 15 — щиток; 16 — выводной штуцер

в исходное положение и растормаживают колесо. В расторможенном состоянии между рубашкой тормоза и колодками образуется зазор, равный 0,3—0,4 мм, который устанавливается и регулируется с помощью регулировочного винта 11, приводящего во вращение конические шестерни 12 и 13. Щиток 15 служит для предохранения тормоза от загрязнения.

#### 4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОЛЕСА

К таким колесам относятся колеса герметичные, предназначенные для самолетов-амфибий, колеса с изменяемым давлением в пневматиках и колеса с вентиляторным охлаждением тормоза. Их конструктивные элементы выполнены так же, как и в рассмот-

ренных выше случаях, за исключением материалов отдельных деталей.

Для обеспечения плавности процесса торможения и устранения заброса тормозного момента на различных режимах применяется специальная конструкция дискового тормоза. Плавность работы такого тормоза достигается введением в конструкцию со стороны опорного фланца кольцевой лирообразной пружины,

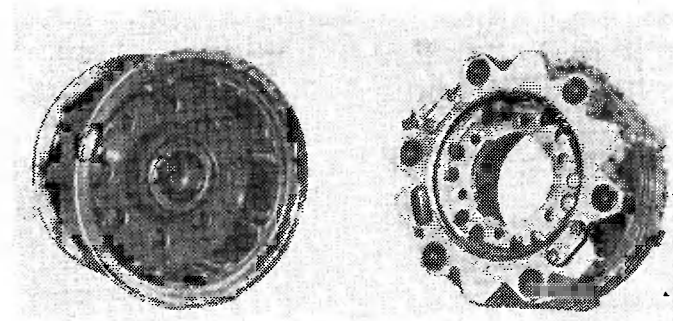


Рис. 4.7. Колесо и тормоз самолета «Мираж» французской фирмы Испано-Сюиза

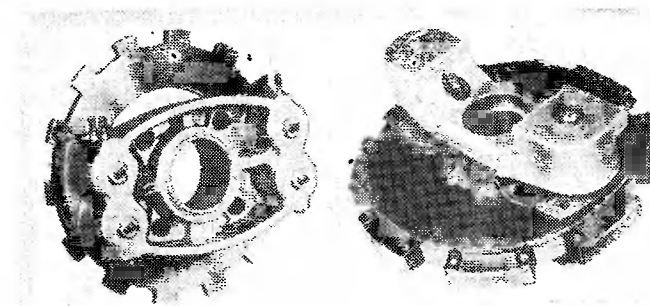


Рис. 4.8. Дисковые тормоза с открытой поверхностью трения французской фирмы «Messier»

играющей роль пружинного демпфера, с предварительным натягом.

На рис. 4.7 показано колесо и тормоз французской фирмы «Испано-Сюиза» французского самолета «Мираж» [35]. Колесо разъемное, состоит из двух половин, скрепляемых болтами, тормоз дисковый.

Для колес легких самолетов или вертолетов иногда применяются легкие дисковые тормоза с открытой поверхностью трения. На рис. 4.8 показаны дисковые тормоза французской фирмы «Messier» с открытой поверхностью трения.

## 5. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ КОЛЕС И ТОРМОЗОВ

В конструкцию различных тормозных колес входят типовые (стандартизованные) элементы и узлы: поршневые пары, тормозные диски, регуляторы зазоров и другие. К таким узлам относятся, например, стандартный поршневой узел гидравлического тормоза, состоящий из гильзы 2, ввертываемой в блок 1, и поршня 3, перемещающегося под действием силы давления или силы упругости возвратной пружины (рис. 4.9). Гильза 2 герметизируется с помощью кольцевого уплотнения 6, которое при установке гильзы в блок сжимается по объему на 20—25%, а уплотнение подвижного поршня осуществляется кольцевым рези-

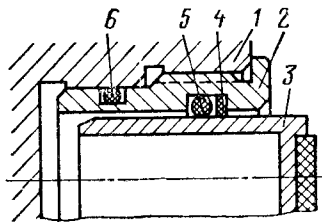


Рис. 4.9. Поршневой элемент гидравлического тормоза:  
1 — блок; 2 — гильза; 3 — поршень;  
4 — шайба; 5, 6 — кольцевые уплотнения

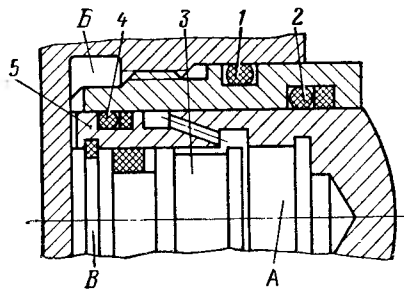


Рис. 4.10. Поршневой элемент пневматического тормоза:  
1 — уплотнительное кольцо гильзы; 2 — уплотнительное кольцо поршня; 3 — поршень;  
4 — кольцо; 5 — силовой поршень

новым уплотнением 5, устанавливаемым в передней части гильзы и сжимающимся на 15—20%.

Для защиты резинового кольца 5 от загрязнения перед ним устанавливается шайба 4 из фторопласта. Расположение уплотнительного кольца 5 поршня в передней части гильзы позволяет осуществлять хорошую смазку поршневой пары рабочей жидкостью. Кроме того, в случае применения полого поршня рабочая жидкость будет охлаждать подвижное резиновое уплотнение.

Типовой поршневой узел пневматического тормоза приведен на рис. 4.10. Его конструкция более сложна, чем поршневого узла гидравлического тормоза, из-за необходимости высокой герметичности и обеспечения эффективной смазки узла. В этом элементе уплотнение неподвижной гильзы осуществляется резиновым кольцом 1, а уплотнение поршня — кольцом 2, расположенным в передней части гильзы. В зону между кольцами 2 и 4 подается смазка из полости А, выдавливаемая поршнем 3 при подаче в полость В блока и полость В цилиндра рабочего давления.

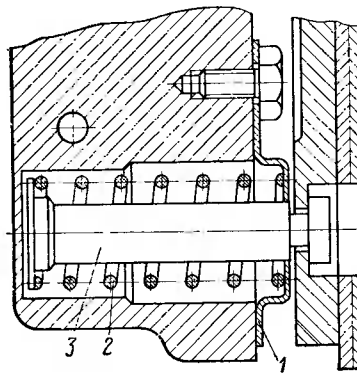


Рис. 4.11. Узел растормаживания:  
1 — шайба; 2 — пружина; 3 — стержень

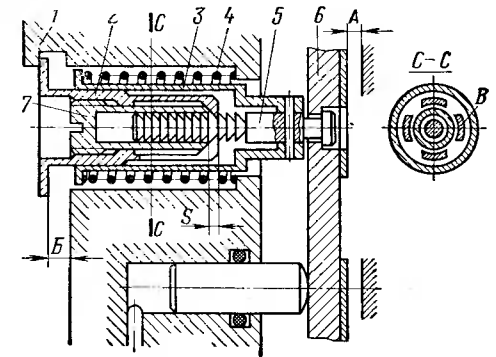


Рис. 4.12. Цанговый узел растормаживания с автоматической регулировкой  
1 — блок; 2 — цанга; 3 — гильза; 4 — пружина;  
5 — стержень; 6 — нажимной диск; 7 — режбовая втулка

ным пакетом, так как при излишне большом зазоре, образующемся из-за износа фрикционных дисков, объем жидкости, необходимый для затормаживания колеса, увеличивается и, кроме того, ухудшается центрирование дисков.

В конструкции узла профилированный стержень 5 соединен с нажимным диском 6. С самим же стержнем 5 неподвижно скреплена гильза 3, в торец которой упирается пружина 4. Стержень 5 частично центрируется в резьбовой втулке 7, ввернутой в цангу 2. Зубцы лепестков В цанги 2 входят в канавки стержня 5, профиль которых позволяет стержню 5 перемещаться лишь в одном направлении. При торможении нажимной диск 6, перемещаясь на расстояние А, сжимает тормозной пакет. Вместе с диском перемещается стержень 5 и связанная с ним гильза 3, сжимающая пружину 4. Вместе со стержнем перемещается и цанга 2 до тех пор, пока своим буртиком не упрется в корпус блока 1. Если зазор  $A < B$ , то узел не может автоматически ре-

гулировать зазор между нажимным диском и тормозным пакетом.

Автоматическая регулировка зазора между диском и пакетом происходит следующим образом.

При износе тормозного пакета зазор  $A$  увеличивается и при торможении цапга 2 упрется буртиком в корпус блока 1 раньше, чем нажимной диск прижмется к тормозному пакету. При дальнейшем движении нажимного диска 6 стержень 5 начнет смещаться относительно цапги 2, компенсируя этим смещением износ тормозного пакета. Когда износ пакета достигнет величины, равной шагу зубца профиля стержня  $S$ , лепестки цапги отожмутся кверху и стержень продвинется вперед на один зуб,

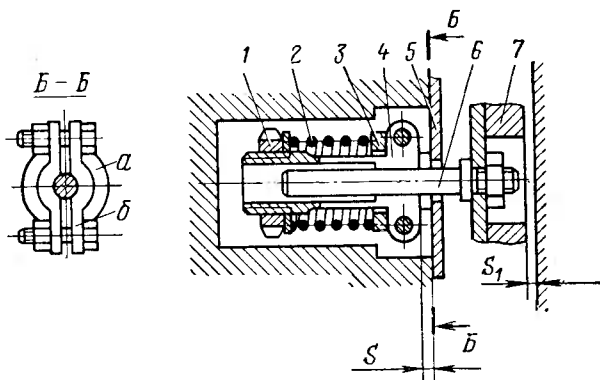


Рис. 4.13. Фрикционный узел растормаживания с автоматической регулировкой:

1 — упорная гайка; 2 — пружина; 3 — кольцо; 4 — хомут; 5 — крышка; 6 — стержень; 7 — нажимной диск

т. е. на величину износа  $S$ . После растормаживания пружина 4 возвращает гильзу 3, стержень 5, цапгу 2 и диск 6 в исходное положение. Зазор  $A$  при этом снова станет равным своему первоначальному значению, а пружина 4 дополнительно сожмется на величину  $S$ . Таким образом, узел позволяет автоматически изменять зазор между нажимным диском и тормозным пакетом в пределах от  $A$  до  $A+S$ .

На рис. 4.13 изображен фрикционный узел растормаживания колеса с автоматическим регулятором зазора между диском и пакетом. В этом узле стержень 6, один конец которого соединен с нажимным диском 7, находится внутри разрезного хомута 4 с упорной гайкой 1. Между кольцом 3 и гайкой 1 находится предварительно сжатая пружина 2, лепестки б хомута 4 стягиваются двумя болтами, благодаря чему стержень 6 может выдвигаться только при приложении к нему определенного усилия. Весь узел монтируется в колодке блока цилиндров, закрываемой крышкой 5. При ходе поршней нажимной диск 7 и стержень 6,

зажатый хомутиком 4, перемещаются совместно. При этом кольцо 3 остается неподвижным, а пружина 2 оказывается сжатой на величину перемещения нажимного диска 7. При падении давления на поршень пружина 2 перемещает хомут 4 и связанный с ним стержень 6 (по рисунку влево). Когда износ тормозных дисков становится таким, что для их сжатия нажимной диск должен переместиться на величину  $S_1 > S$ , хомут 4 упрется в крышку 5 и стержень 6, преодолевая силу трения, получает возможность сместиться на некоторое расстояние относительно хомута 4. Следует заметить, что сила трения, фиксирующая стержень

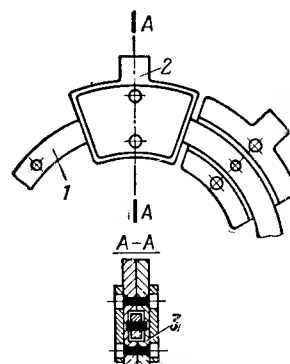


Рис. 4.14. Секционный металлокерамический диск на кольце:

1 — кольцо; 2 — сектор; 3 — стальная пластина

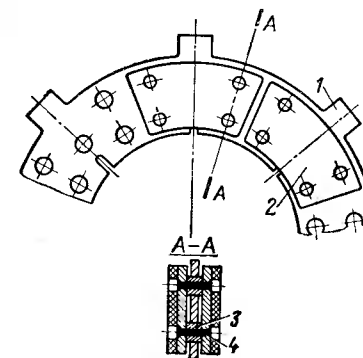


Рис. 4.15. Секционный металлокерамический диск на каркасе:

1 — каркас; 2 — сектор; 3 — опорная шайба; 4 — заклепка

относительно хомута 4, должна быть, естественно, больше усилия сжатия пружины 2 и не меняться с течением времени в эксплуатации. Уменьшение силы трения повлечет за собой разрегулировку узла, а чрезмерное увеличение — уменьшение тормозного момента при износе тормозных дисков.

В качестве фрикционных элементов в тормозах колес применяются металлокерамические и биметаллические диски. По конструкции они могут быть монолитными или составными из отдельных секций. Выбор той или иной конструкции зависит главным образом от условий работы тормоза и требуемого для него ресурса.

Секционная конструкция дисков как на кольце, так и на каркасе обеспечивает работоспособность тормоза при весьма большой удельной энергонагруженности конструкции. Высокие температуры дисков, достигающие при торможении  $500^\circ\text{C}$ , вызывают большие температурные напряжения в них и, как следствие этого, деформации в отдельных элементах. В этом отношении

более выгодны секционные диски, чем сплошные металлокерамические и биметаллические. Составной секционный металлокерамический диск с кольцом обычно представляет собой сплошное кольцо 1 с набором секторов 2, склепанных из двух половин (рис. 4.14). Каждая половина сектора 2 — это стальная пластина 3 требуемой конфигурации, на которую напекается слой металлокерамики. Каждый сектор (или через один) связан с кольцом стальным валиком, дополнительно воспринимающим часть нагрузки, действующей на сектор при торможении.

Диск с каркасом состоит из стального каркаса 1, имеющего радиальные прорези, и опорных шайб 3 (рис. 4.15). Металлокерамические секторы 2 — стальные пластины с напеченной на их поверхность металлокерамикой — скрепляются на каркасе парно заклепками 4. После монтажа на каркасе каждый металлокерамический сектор должен сохранить в плоскости трения некоторую свободу перемещения (люфт) относительно стального каркаса.

Обычно для каркасов металлокерамических дисков применяется высоколегированная или жаропрочная сталь. В отдельных конструкциях тормозов применяются сплошные диски с напеченной на них металлокерамикой.

## Глава V

### ПНЕВМАТИКИ АВИАЦИОННЫХ КОЛЕС

#### 1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИКОВ

Амортизирующие свойства и грузоподъемность пневматиков зависят от их геометрических размеров, величины внутреннего давления и конструктивной жесткости. Эти свойства характеризуются кривыми зависимости радиальной нагрузки  $P_r$  на колесо от величины обжатия  $\delta_{об}$  пневматика. Типичные кривые обжатия

при различных внутренних давлениях в пневматиках приведены на рис. 5.1. На кривой обжатия имеется несколько характерных точек:  $\delta_{ст.об}$  — обжатие пневматика, соответствующее статической радиальной нагрузке  $P_{ст}$  на колесо при стоянке самолета на земле и равное обычно 30—35% полного обжатия;  $\delta_{пол.об}$  — полное обжатие (см. рис. 5.3), соответствующее полной радиальной нагрузке  $P_{пол}$ ;  $\delta_{д.об}$  — максимально допустимое обжатие, соответствующее максимально допустимой радиальной нагрузке  $P_{д}$  и равное обычно 95% полного обжатия,  $\delta_{раз.об}$  — обжатие, соответствующее разрушающей нагрузке  $P_{раз}$ , при которой может происходить разрушение пневматика.

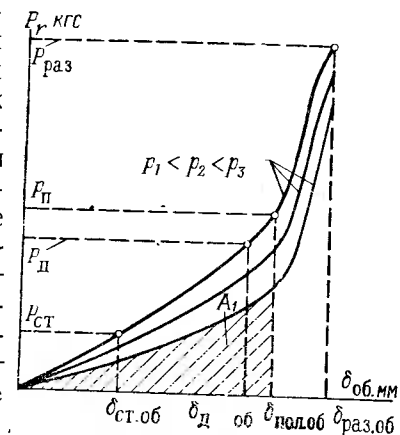


Рис. 5.1. Диаграмма обжатия пневматика

Для передних колес шасси, кроме приходящейся на них статической нагрузки  $P_{ст}$  самолета, задается и динамическая нагрузка  $P_{дин}$ , действующая при торможении. При этом обжатие пневматика должно быть равно

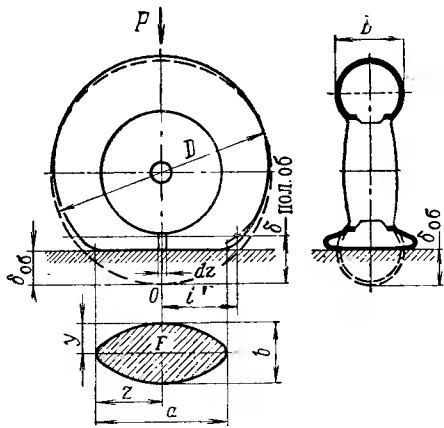
$$\delta_{д.об} \approx 0,5\delta_{пол.об}.$$

Основными характеристиками пневматика являются: площадь  $F$  опорной поверхности; радиальная нагрузка  $P$ , величины работы  $A$  при обжатии.

Как правило, эти характеристики обычно определяются экспериментально путем статического или динамического обжатия пневматика на прессе или копре. Вместе с тем при проектировании колес или пневматиков в некоторых случаях возникает необходимость в определении этих характеристик пневматика расчетом.

### Определение площади опорной поверхности пневматика

С достаточной для практических целей точностью можно считать, что для круглого в поперечном сечении пневматика опорная поверхность является эллипсом с полуосями  $y$  и  $z$  (рис. 5.2).



Величины полуосей  $y$  и  $z$  зависят от степени обжатия пневматика  $\delta_{r.об}$  под радиальной нагрузкой. Расчетная площадь опорной поверхности пневматика

$$F_p = k\pi yz, \quad (5.1)$$

где  $k$  — поправочный коэффициент, представляющий собой отношение фактической площади контакта  $F_{\phi}$  к расчетной площади  $F_p$ , вычисленной для эллипса с теми же осями.

По опытным данным, для пневматиков круглого (и близкого с ним) профиля коэффициент  $k$  изменяется от 1,03 до 1,14 (за среднее значение  $k$  может быть принято 1,08).

В таблице 5.1 приведены фактические и расчетные площади контакта для отечественных пневматиков при  $\delta_{ст.об}$ .

Величины  $y$  и  $z$  определяются по следующим эмпирическим формулам:

$$y = (B_1 + \xi) \sqrt{\frac{\delta_{r.об}}{\delta_{пол.об}}}; \quad z = r' \sqrt{\frac{\delta_{r.об}}{\delta_{пол.об}}},$$

где  $r' = 0,94 \sqrt{D\delta_{пол.об} - \delta_{пол.об}^2}$  — большая полуось эллипса опорной площади контакта при полном обжатии пневматика;

$\xi$  — линейный размер между бортом обода и точкой, ограничивающей осевой поперечный размер площади контакта при полном обжатии (рис. 5.3), зависящий от жесткости стенок пневматика и его геометрических размеров;

$$\xi = 0,45\delta_{пол.об}l_3/d.$$

Здесь  $l_3 = l_0 - B_1$  — длина замкнутого элемента пневматика шириной  $dz$ , вырезанного в вертикальном направлении (см.

Таблица 5.1

Размер пневматика ( $D \times B$ )	Давление в пневматике в кгс/см <sup>2</sup>	Фактическая площадь $F_{\phi}$	Длина и ширина отпечатка ( $a \times b$ )	Расчетная площадь $F_p$	Поправочный коэффициент $k$
600×200	10	320	28,6×13	295	1,08
800×200	12	390	32,5×14,5	365	1,07
880×230	13	525	36×17,6	496	1,06
930×305	9	760	42×21	694	1,09
1100×330	9	924	45×23,5	832	1,11

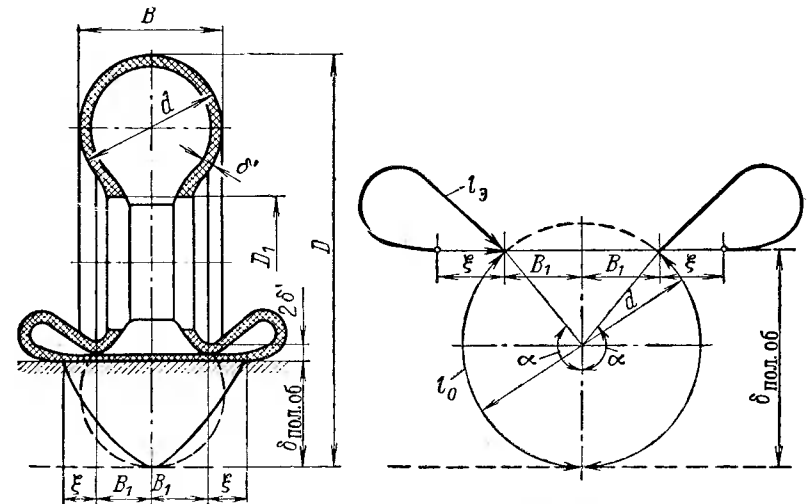


Рис. 5.3. Схема деформации пневматика при обжатии

рис. 5.2), причем  $l_0 = \frac{d}{2} \alpha$ , а угол  $\alpha$  (в радианах) определяется из уравнения

$$\cos \alpha = 1 - \frac{2\delta_{пол.об}}{d}.$$

С учетом формул для  $y$  и  $z$  расчетная площадь контакта пневматика будет

$$F_p = 3,4r'(B_1 + \xi) \frac{\delta_{об}}{\delta_{пол.об}}. \quad (5.2)$$

### Определение допустимой радиальной нагрузки на пневматик

Радиальная нагрузка, воспринимаемая пневматиком, равна

$$P_r = c_{ж} F_p p_{из}, \quad (5.3)$$

где  $p_{из}$  — избыточное давление в пневматике;

$c_{ж}$  — коэффициент жесткости пневматика. (Экспериментально установлено, что в среднем  $c_{ж} = 1,12$ , т. е. жесткость составляет примерно 12% от радиальной нагрузки на пневматик.)

Избыточное давление в пневматике

$$p_{из} = p' - 1 = \frac{2V_0 p_0'}{2V_0 - r' \delta_{пол.об} (B_1 + \xi) r} - 1,$$

где

$$r = \frac{\pi \delta_{об}}{\delta_{пол.об}} - \sin \left( \frac{\pi \delta_{об}}{\delta_{пол.об}} \right);$$

$p'$  — абсолютное давление в пневматике, отнесенное к атмосферному;

$p_0'$  — абсолютное начальное давление в пневматике;

$V_0$  — начальный объем воздуха в пневматике,

$$V_0 = \frac{\pi^2 d_1^2}{4} (D_1 + 0,9d),$$

здесь  $D_1$  — диаметр обода колеса,  $d_1$  — средний диаметр поперечного сечения пневматика, вычисляемый по среднему значению толщины стенки пневматика ( $d_1 = d - 2\delta'$ ).

Приближенно начальный объем пневматика

$$V_0 = 1,84d^2(D - d),$$

где  $D$  — наружный диаметр пневматика.

Подставив найденные для  $F_p$  и  $p_{из}$  выражения в (5.3), получим

$$P_r = 3,8r'(B_1 + \xi) \left[ \frac{2V_0 p_0'}{2V_0 - r' \delta_{пол.об} (B_1 + \xi) r} - 1 \right] \frac{\delta_{об}}{\delta_{пол.об}}. \quad (5.4)$$

При малых изменениях объема воздуха в пневматике и сравнительно больших начальных давлениях (больше 3 кгс/см<sup>2</sup>), принимая  $p_0' \approx p_0$  и  $p' \approx p$ , получим

$$P_r = \frac{7,6r'(B_1 + \xi) p_0 V_0}{2V_0 - r' \delta_{пол.об} (B_1 + \xi) r} \cdot \frac{\delta_{об}}{\delta_{пол.об}}, \quad (5.5)$$

где  $p_0$  — внутреннее давление в пневматике.

Радиальная нагрузка при полном обжатии, т. е. при  $\delta = \delta_{пол.об}$ ,

$$(P_r)_{пол.об} = \frac{7,6r'(B_1 + \xi) P_0 V_0}{2V_0 - \pi r' \delta_{пол.об} (B_1 + \xi)}. \quad (5.6)$$

### Определение работы сил давления при обжатии пневматика

Работа сил давления при обжатии пневматика определяется путем планиметрирования заштрихованной площади, ограниченной кривой обжатия  $P_r(\delta_{об})$ , построенной опытным путем или по формуле (5.8), и осью абсцисс, как показано на рис. 5.1.

Заштрихованная площадь представляет собой работу  $A$  при внутреннем давлении в пневматике  $p_0$  и полном обжатии  $\delta_{пол.об}$  пневматика.

Аналитически эта работа может быть приближенно определена по формуле

$$A = \frac{1}{2} \pi p_0 \delta_{пол.об}^2 \sqrt{DB},$$

где  $D, B$  — габариты (диаметр и ширина) пневматика.

### Влияние характера действия приложенной к пневматике нагрузки на работу обжатия

При статическом обжатии пневматика на стоянке самолета воздух в нем сжимается изотермически, в то время как при посадке самолета, когда полное обжатие происходит за 0,1—0,3 с, он сжимается адиабатически.

Полагаем изменение расчетной площади контакта  $F_p$  в зависимости от величины обжатия одинаковым как при статическом, так и при динамическом действии нагрузки на пневматик. Тогда, пренебрегая действием сил инерции пневматика для динамической ( $P_{дин}$ ) и статической ( $P_{ст}$ ) нагрузок, получим

$$P_{дин} = c_{ж} F_p P_{ад};$$

$$P_{ст} = c_{ж} F_p P_{из};$$

$$k_1 = \frac{P_{ад}}{P_{из}}.$$

$$k_1 = k_1' + \frac{k_1' - 1}{P_0' n - 1}.$$

Принимая  $k_1' = n^{0,41}$ , где  $n = V_0/V$  — степень сжатия воздуха в камере, получим

$$P_{\text{дин}} = k_1 P_{\text{ст}} = \left( k_1' + \frac{k_1' - 1}{P_0' n - 1} \right) P_{\text{ст}}.$$

Работа обжатия при динамической нагрузке

$$A_{\text{дин}} = k_2 A_{\text{ст}},$$

где 
$$k_2 = k_2' + \frac{k_2' - 1}{P_0' k_2'' - 1}; \quad k_2' = 2,46 \frac{n^{0,41} - 1}{\ln n};$$

$$k_2'' = \frac{n \ln n}{n - 1}.$$

Принимая во внимание, что значение степени сжатия воздуха  $n$  в камерах пневматиков может изменяться от 1 до 2, с достаточной степенью точности будем иметь

$$k_1 = 0,35n + 0,65; \quad k_2 = 0,16n + 0,84; \quad k_2'' = 0,41n + 0,59$$

при  $n = 1; \quad k_1' = k_2' = k_2'' = 1.$

Как показали исследования и расчеты, влияние динамичности действия нагрузки не столь велико и приращение усилия  $P_r$  не превышает 10—15%. Однако в особо неблагоприятных случаях, например при грубой посадке самолета, это усилие так же, как и давление в пневматике, может возрасти до 25—30%.

## 2. КОНСТРУКЦИИ АВИАЦИОННЫХ ПНЕВМАТИКОВ

В настоящее время на самолетах применяются как камерные, так и бескамерные пневматики (рис. 5.4).

Бескамерный пневматик состоит из каркаса 3, колец жесткости 7, брекера 2 и протектора 1. Камерный пневматик, кроме того, имеет камеру 5 с вентиляем 6 и подпятником 4.

Для полной герметичности бескамерный пневматик имеет дополнительный герметизирующий слой резины 8.

Многослойный каркас пневматика изготавливается из хлопчатобумажного или капронового корда. Для придания прочности в борта заделываются кольца жесткости, изготовленные из специальной проволоки. Каркас армируется брекером — слоем резины, на который накладывается протектор 1.

В зависимости от условий эксплуатации для каркаса пневматиков применяются различные материалы. В тех случаях, когда диапазон эксплуатационных температур составляет  $\pm 55^\circ \text{C}$ , а нагрев пневматика после торможения в месте контакта его с барабаном колеса не превышает  $+100^\circ \text{C}$ , для каркаса применяется, как правило, хлопчатобумажный корд и обычные нетеплостойкие резины. Для повышения теплостойкости пневматиков применяют капроновый корд и теплостойкие резины.

При проектировании пневматика следует учитывать, что при чрезмерном нагреве излишнее давление в камере иногда необходимо сбрасывать через специальные предохранительные клапаны во избежание разрушения пневматика.

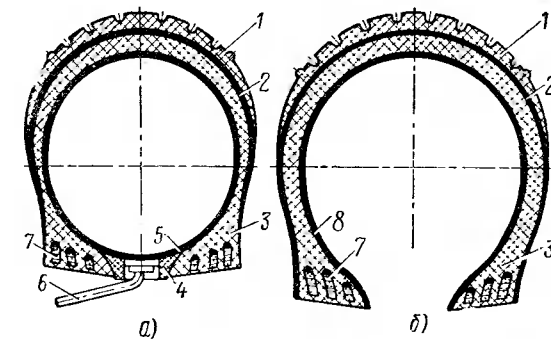


Рис. 5.4. Конструкция камерного (а) и бескамерного пневматиков (б):

1 — протектор; 2 — брекер; 3 — каркас шины; 4 — подпятник; 5 — камера; 6 — вентиль; 7 — кольцо жесткости; 8 — слой резины

Для повышения надежности пневматика и предохранения его от механических повреждений некоторые зарубежные фирмы выпускают пневматики с защитным слоем. Например, пневматики американской фирмы «Goodrich» между протектором и слоями корда имеют пояс из стальной проволоки, а американской фирмы «Thompson» — двойной подпротекторный проволочный слой (рис. 5.5).

Для повышения сцепления пневматика с грунтом в зимний период иногда применяются пневматики с металлическими шипами.

В особо тяжелых условиях эксплуатации возможно применение колеса с металлической шиной в виде щетки, которая представляет собой конструкцию, состоящую из большого количества радиально расположенных стальных проволочек определенной длины. Шина такой конструкции американской фирмы «Goodyear» показана на рис. 5.6.

Пневматики в зависимости от величины внутреннего давления могут быть условно разбиты на следующие группы: I груп-

па — пневматики сверхнизкого давления (до 3,5 кгс/см<sup>2</sup>); II группа — пневматики низкого давления (3,5—6,5 кгс/см<sup>2</sup>); III группа — пневматики высокого давления (6,5—10 кгс/см<sup>2</sup>);

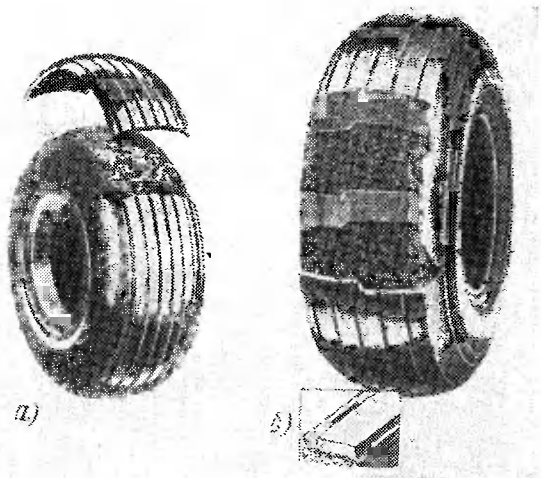


Рис. 5.5. Конструкции пневматиков с защитным слоем: а — пневматик с поясом из стальной проволоки; б — пневматик с двойным подпротекторным провололочным слоем.

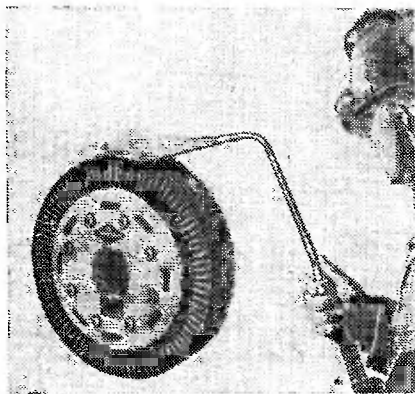


Рис. 5.6. Колесо самолета с металлической шиной для особо тяжелых условий работы

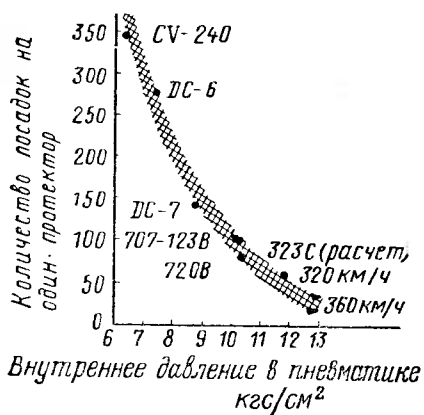


Рис. 5.7. График влияния давления в пневматике на ресурс

тах и напряжения, возникающие в грунте. Чем выше внутреннее давление, тем хуже проходимость пневматика и тем выше напряжения. Кроме того, с увеличением давления ресурс пневматика уменьшается, так как при высоком давлении он теряет эластичность и все мелкие механические неровности (камни и т. п.) на полосе не обтекаются, а вдавливаются в пневматик, постепенно его разрушая.

На рис. 5.7 приведена экспериментальная зависимость срока службы пневматика от величины внутреннего давления [28]. Следует отметить, что на американских самолетах DC-6, DC-7 и Боинг 707-123В при одинаковых размерах пневматиков, внутреннее давление в них разное. Как поясняет фирма, при увеличении давления с 7,4 кгс/см<sup>2</sup> (для самолета DC-6) до 8,8 кгс/см<sup>2</sup> (для самолета DC-7) ресурс пневматика уменьшился с 272 до 145 посадок. На американском самолете Боинг 707 ресурс пневматика составляет всего 95 посадок. В практике американских самолетных фирм известны случаи, когда ресурс пневматиков при повышении в них давления до 12—14 кгс/см<sup>2</sup> уменьшался до 30—50 посадок. Обычно для сохранения среднего ресурса давление в пневматике не принимается выше 10 кгс/см<sup>2</sup>.

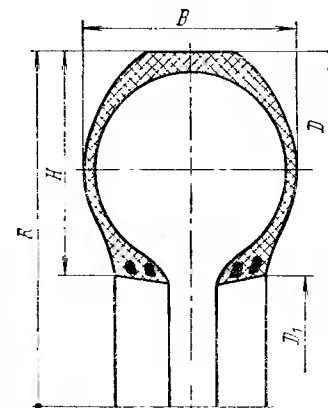


Рис. 5.8. Основные конструктивные размеры пневматиков

По величине внутреннего давления определяется конструктивный тип пневматика, который характеризуется определенными соотношениями между параметрами ее профиля.

Отношение ширины  $B$  к высоте  $H$  профиля пневматика или степень округлости его профиля (рис. 5.8) будем характеризовать коэффициентом

$$K_1 = B/H.$$

Отношение же высоты профиля  $H$  к радиусу  $R$  — коэффициентом относительной высоты профиля  $K_2 = H/R$ , а отношение ширины  $B$  к наружному диаметру  $D$  — коэффициентом относительной ширины профиля

$$K_3 = B/D.$$

В табл. 5.2 приведены средние коэффициенты параметров профиля  $K_1, K_2, K_3$  для некоторых типов отечественных пневматиков в заданном диапазоне скоростей самолетов при взлете и посадке.

По данным табл. 5.2 для пневматиков сверхнизкого давления скорость самолета не более 200 км/ч, а для пневматиков низкого давления — не более 250 км/ч. Когда скорость самолета превы-

IV группа — пневматики сверхвысокого давления (10—13,5 кгс/см<sup>2</sup>).

Как известно, величина давления в пневматике в значительной мере определяет проходимость самолета на различных грун-

шает 250 км/ч применяются пневматики высокого или сверхвысокого давления. Это объясняется тем, что с увеличением скорости самолета увеличиваются центробежные силы в конструктивных элементах пневматика. Действие этих сил можно скомпенсировать увеличением внутреннего давления в пневматике, уменьшением слойности его каркаса, утонением протектора, а также изменением геометрии профиля пневматика.

Таблица 5.2

№ групп	Наименование групп пневматиков	Диапазон рабочих давлений в кгс/см <sup>2</sup>	Коэффициенты параметров профиля			Скорости самолета при взлете и посадке в км/ч
			$K_1 = \frac{B}{H}$	$K_2 = \frac{H}{R}$	$K_3 = \frac{B}{D_1}$	
I	Сверхнизкого давления . . . . .	2—3,5	1,18	0,63	0,36	Не более 200
II	Низкого давления . . . . .	3,5—6,5	1,44	0,5	0,36	Не более 250
III	Высокого давления . . . . .	6,5—10	1,13	0,55	0,32	Свыше 250
IV	Сверхвысокого давления . . . . .	10—13,5	1,09	0,47	0,26	Свыше 300

По конструкции пневматики первой группы относятся к баллонному или полубаллонному типу, пневматики второй группы — к пневматикам арочного типа. Третью и четвертую группы составляют пневматики круглого профиля, имеющие наибольшую «округлость».

Как видно из данных табл. 5.2, с увеличением внутреннего давления поперечное сечение пневматика приобретает большую округлость ( $K_1$ ) при одновременном уменьшении относительной высоты ( $K_2$ ) и относительной ширины ( $K_3$ ) профиля. Исключения составляют пневматики низкого давления арочного типа, у которых среднее значение  $K_1$  составляет 1,44.

В последнее время в связи с требованием повышения проходимости самолетов по грунту стали применяться пневматики широкого профиля, но с высоким давлением, у которых отношение  $K_1 > 1,25$ .

В таблице 5.3 приведены основные конструктивные и скоростные параметры американских пневматиков.

За последнее десятилетие в развитии пневматиков характерным стало повышение действующих на них нагрузок и уменьшение их габаритов (табл. 5.4).

Данные табл. 5.4 показывают, как с ростом грузоподъемности пневматиков и взлетной скорости самолета увеличивается и

Таблица 5.3

Размеры пневматиков в дюймах	Размеры пневматиков в мм	$P_0$ в кгс/см <sup>2</sup>	$D_1$ в мм	$H$ в мм	$K_1 = \frac{B}{H}$	$K_2 = \frac{H}{R}$	$K_3 = \frac{B}{D_1}$	$V$ в км/ч
32×11,5	810×290	8,5	380	230	1,25	0,57	0,36	До 250
41×15	1040×380	11	458	291	1,31	0,56	0,365	До 250
50×20	1270×510	9,5	508	381	1,33	0,61	0,4	До 250

Таблица 5.4

Данные самолета и характеристики пневматиков колес	Фирма и марка самолетов		
	Дуглас DC-3	Дуглас DC-6	Боинг 707
Максимальная взлетная скорость в км/ч	145	193	362
Максимальная нагрузка на пневматик в тс	7,26	13,56	17,37
Обозначение пневматика	17,00—16	15,5—20	46—16
Давление воздуха в пневматике в кгс/см <sup>2</sup>	4,2	9,4	12,9
Площадь контактного эллипса в см <sup>2</sup>	1632	1393	1342
Удельное давление на грунт в кгс/см <sup>2</sup>	4,4	9,7	12,9

давление воздуха в них. Так как площадь контактного эллипса у всех сравниваемых пневматиков примерно одинакова, то, очевидно, одновременно увеличивается удельное давление на беговую дорожку пневматика. В этом отношении характерны пневматики, рассчитанные на приблизительно одинаковую максимальную нагрузку 6000 кгс (табл. 5.5).

Таблица 5.5

Данные самолета и характеристики пневматиков колес	Фирма и марка самолетов		
	„Конвэр“ 340 и 440	„Трайидент“ 1С	Норт Америкен F-86
Максимальная скорость взлета в км/ч	193	312	322
Обозначение пневматика	12,50—16	34×9,50—18	29×7,7
Максимальная нагрузка на пневматик в тс	5,810	5,990	6,260
Давление воздуха в кгс/см <sup>2</sup>	5,2	9,4	16,1
Площадь контактного эллипса в см <sup>2</sup>	1013	613	413
Удельное давление на грунт в кгс/см <sup>2</sup>	5,7	9,8	15,1

Как видно из таблицы, каждый последующий пневматик отличается от предыдущего не только увеличением взлетной скорости и внутреннего давления, но еще и значительным уменьшением профиля и наружного диаметра. Сокращение габаритных размеров пневматиков заметно сказалось на величине площади контактного эллипса, а следовательно, и на величине удельного давления на беговую дорожку. Принимая во внимание, что с уменьшением габаритов пневматика уменьшаются длина беговой дорожки и объем протектора, становится вполне понятным сокращение ресурса пневматика  $29 \times 7,7$  по сравнению с пневматиками  $12,50-16$  и  $34 \times 9,50-18$ .

Сокращения ресурса пневматика не только усложняет эксплуатацию, но и вызывает большие экономические затраты. Так, по данным зарубежной печати, компания авиалиний Америкэн Эрлайнз затрачивает в год на пневматики реактивных самолетов Боинг 707/720 более 1 000 000 долларов, для самолетов Конвэр 990—600 000 долларов и около 150 000 долларов для самолетов с поршневыми двигателями. Общие расходы, связанные с пневматиками, равны 1 750 000 долларов. Расходы на одну посадку для самолета Конвэр CV-240 равны одному доллару, для самолетов Конвэр 990—17 долларам и для грузового самолета Боинг 707-323С—25 долларам.

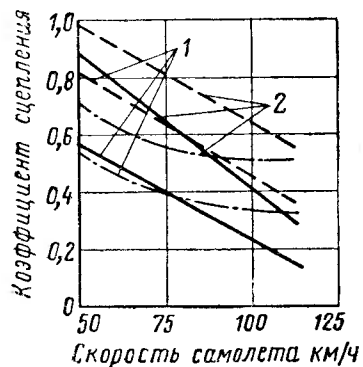


Рис. 5.9. График значений коэффициентов трения для различных пневматиков: 1 — из стандартной резины; 2 — из резины «High μ»

С увеличением взлетной и посадочной скоростей самолетов повысились требования к безопасности и эффективности торможения. Так как эффективность торможения зависит от величины коэффициента сцепления пневматика с поверхностью аэродрома, то этому параметру уделяется особое внимание при проектировании пневматика.

Многочисленными исследованиями установлено, что устойчивость движения колеса и сцепление пневматика зависят от вида рисунка беговой дорожки.

Как уже отмечалось в гл. II, для авиационных пневматиков преобладающее распространение получил рисунок в форме продольных широких выступов, чередующихся с узкими канавками, причем с увеличением ширины выступов глубина канавок возрастает.

Для повышения величины коэффициента сцепления пневматика используются новые марки резины. Так, у синтетической зарубежной резины марки «High μ» коэффициент сцепления (трения) превышает коэффициент трения резины стандартных марок.

Зависимость этого коэффициента от скорости показана на рис. 5.9.

Основные характеристики отечественных пневматиков, необходимые для расчетов и подбора последних, представлены в рис. 5.9.

Таблица 5.6

Размер пневматика	$P_0$ в кгс/см <sup>2</sup>	$\delta$ в мм	$\delta$ м.т. в мм	$P_{ст}$ в кгс	$P_{м.т.}$ в кгс	$A_{м.т.}$ в кгс·м	$V$ в км/ч	$G$ в кгс
<i>Пневматики полубаллонного типа</i>								
200×80	3,5	11,5	32	165	465	6	160	1,5
300×125	3,5	18,5	65	370	1 340	36	200	3,5
400×150	4	30	99	925	3 000	130	200	5
470×210	3,5	29	115	1 150	4 500	200	185	9
500×125	3,5	20	64	575	1 800	50	165	6
500×150	2,5	23	88	480	1 800	60	120	7
595×185	2,5	26	106	630	2 550	140	105	10
600×180	4,5	20	104	810	4 500	200	200	10
600×250	2,5	46	159	1 300	4 470	315	125	16
800×260	4,5	52	165	2 800	8 900	670	160	25
900×300	4,5	58	187	3 830	12 300	1050	160	36
1200×450	3,8	78	270	6 000	20 800	2600	125	80

<i>Пневматики арочные</i>								
500×180	6	25	77	1 300	4 050	126	250	7,5
700×250	4,5	50	127	3 150	7 500	410	100	16,5
840×300	5,2	48	140	3 800	11 000	680	140	28
950×350	5,2	58	186	4 800	15 300	1200	160	37
1100×400	6,5	58	180	7 900	24 400	1840	230	62
1450×520	5,5	100	276	14 300	38 800	4500	220	130

<i>Пневматики высокого давления (круглого профиля)</i>								
570×140	7	20	85	1 200	5 250	190	240	9
660×200	9	42	107	3 600	9 300	430	315	15
800×225	9	39	132	4 200	14 200	800	300	22
930×305	8,5	69	176	7 720	24 000	1740	262	35
1100×330	9,5	58	197	9 500	32 000	2680	300	67
1500×500	9,5	80	305	20 000	68 000	8900	300	180

<i>Пневматики сверхвысокого давления (круглого профиля)</i>								
570×140	10,5	36	86	2 600	7 650	290	290	9
600×155	10,5	31	97	2 300	9 100	387	300	9,3
660×200	12	47	112	4 500	13 200	749	340	15,3
800×200	12	44	122	5 400	18 900	1010	385	23,5
880×230	13,5	49,5	111	7 600	20 800	1000	420	27,8
1160×290	13,5	67,5	159	110 000	33 600	2270	430	71,5

## ФРИКЦИОННЫЕ И КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ТОРМОЗОВ И КОЛЕС

### 1. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ФРИКЦИОННЫХ ПАР ТОРМОЗОВ

Специфические условия работы тормоза потребовали применения для фрикционных элементов специальных материалов, имеющих особые фрикционные характеристики. Действительно, при торможении колес тормозные элементы подвергаются нагреву, подобному тепловому удару. Высокие скорости скольжения (до 30 м/с) и значительные удельные давления (до 10 кгс/см<sup>2</sup> для многодисковых и до 30 кгс/см<sup>2</sup> для однодисковых тормозов) на поверхностях трения фрикционных пар, высокие значения удельной работы торможения усложняют как подбор фрикционных материалов из имеющейся номенклатуры, так и изыскание новых более совершенных материалов. Одновременно фрикционные материалы в течение всего процесса торможения должны обеспечивать стабильность основных характеристик (коэффициента трения, износостойкости, фрикционной теплостойкости и механической прочности).

Характеристики фрикционных материалов зависят от целого ряда факторов. Например, коэффициент трения зависит от физико-химических свойств материалов фрикционной пары тормоза, температуры трущихся поверхностей, относительной скорости скольжения фрикционной пары и величины удельного давления на ней, наличия смазки на трущихся поверхностях.

Физико-механические свойства фрикционных материалов и их характеристики исследуются на специальных установках. Одна из таких установок — машина трения ИМ-58, показанная на рис. 6.1, имитирует реальные условия работы тормозов по скорости скольжения, удельному давлению на контактных поверхностях и времени торможения.

Образцы испытуемых материалов специальной формы устанавливаются в держателях 9. В зависимости от режима испытания подбираются маховики 4 и 7, с моментами инерции определенной величины.

С помощью редуктора 2 и гидронасоса переменной производительности устанавливаются необходимые обороты вала 6, обеспечивающие требуемую скорость скольжения  $V_{ск}$ . После разгона муфты сцепления 3 отсоединяют маховики и они вращаются по инерции. Одновременно с отсоединением муфты подается давление в цилиндр прижима 11, который обеспечивает заданную величину удельного давления. Тормозной момент, возникающий на поверхностях трения во время торможения, передается рычагом 14 на месдозу 13 и фиксируется самописцем 12.

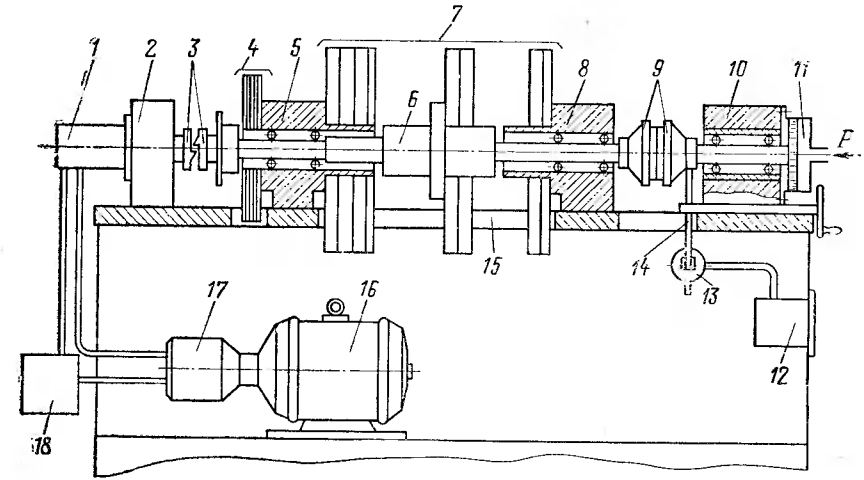


Рис. 6.1. Принципиальная схема установки для исследования свойств фрикционных материалов:

1 — гидромотор; 2 — механический редуктор; 3 — муфта сцепления; 4 — малые маховики; 5 — задняя опора; 6 — вал; 7 — большие маховики; 8 — передняя опора; 9 — держатель образца испытуемого материала; 10 — подвижная бабка; 11 — цилиндр прижима; 12 — самописец тормозного момента; 13 — месдоза; 14 — рычаг; 15 — станина; 16 — электродвигатель; 17 — гидронасос; 18 — гидробак

Величина среднего коэффициента трения, получаемая при торможении на описанной установке, определяется следующим образом. Кинетическая энергия  $A_k$  вращающихся маховиков, преобразуемая в тепло фрикционными элементами,

$$A_k = \frac{J\omega_{н.т}^2}{2} = M_{тр.ср}\varphi_T, \quad (6.1)$$

где  $J$  — момент инерции вращающихся маховиков;  
 $\omega_{н.т}$  — угловая скорость, при которой начинается торможение;  
 $M_{тр.ср}$  — средний тормозной момент, создаваемый фрикционными элементами;  
 $\varphi_T$  — тормозной путь в радианах.

Средний тормозной момент

$$M_{\text{тр.ср}} = f_{\text{ср}} \rho_{\text{уд}} F_{\text{р}} \frac{D_{\text{ср}}}{2}, \quad (6.2)$$

где  $f_{\text{ср}}$  — средний коэффициент трения;  
 $\rho_{\text{уд}}$  — расчетное удельное давление на фрикционных элементах;  
 $F_{\text{р}}$  — расчетная площадь контакта фрикционных элементов;  
 $D_{\text{ср}}$  — средний диаметр кольцевого образца испытуемого материала.  
 Тормозной путь

$$\varphi_{\text{т}} = \omega_{\text{ср}} \tau_{\text{т}} = \frac{\omega_{\text{н.т}}}{2} \tau_{\text{т}}, \quad (6.3)$$

где  $\tau_{\text{т}}$  — время торможения.

Подставив найденные для  $M_{\text{тр.ср}}$  из (6.1) и для  $\varphi_{\text{т}}$  из (6.3) выражения, получим

$$f_{\text{ср}} = \frac{4k_1 A_{\text{ж}}}{\rho_{\text{уд}} F_{\text{р}} D_{\text{ср}} \omega_{\text{н.т}} \tau_{\text{т}}},$$

где  $k_1$  — коэффициент, учитывающий потери на трение в подшипниках.

По кривой  $M_{\text{т}}(\tau_{\text{т}})$ , снимаемой на установке, определяется стабильность  $\alpha_{\text{ст}}$  коэффициента трения, которая представляет собой отношение среднего тормозного момента к максимальному:

$$\alpha_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{тр.ср}}}{M_{\text{тр.мак}}}.$$

Средний линейный износ образца за одно торможение определяется по разнице измерений линейных размеров его до и после испытаний

$$J_h = \frac{\sum J_h}{n},$$

где  $n$  — базовое число проведенных циклов торможений;

$\sum J_n$  — износ образца за  $n$  циклов торможений.

Экспериментальные данные о зависимости коэффициента трения от скорости скольжения, температуры нагрева при торможении и удельного давления на поверхностях фрикционных элементов приведена на рис. 6.2. Для различных фрикционных материалов коэффициент трения различен и может изменяться в пределах от 0,18 до 0,45.

Различие свойств материалов тормозных элементов по коэффициенту трения и его стабильности обуславливает и различный характер изменения тормозного момента по времени торможения.

На рис. 6.3 приведены кривые изменения тормозного момента по времени торможения для фрикционной пары с пластмассой и с металлокерамикой, работающих с чугуном. Характерным для фрикционной пары с металлокерамикой является увеличение тормозного момента к концу торможения, а с пластмассой — уменьшение тормозного момента. В обоих случаях расчетное

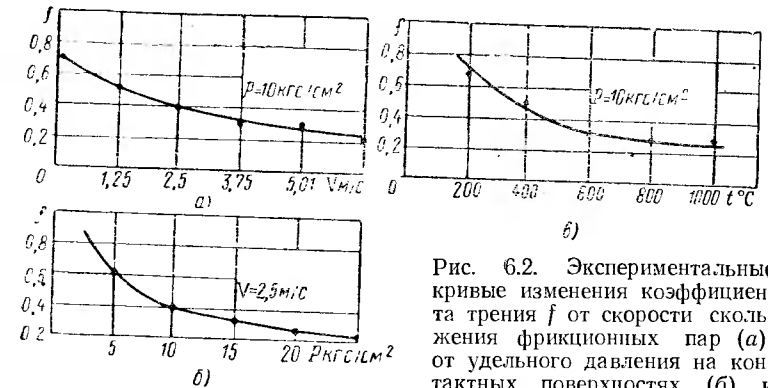


Рис. 6.2. Экспериментальные кривые изменения коэффициента трения  $f$  от скорости скольжения фрикционных пар (а), от удельного давления на контактных поверхностях (б) и температуры (в)

удельное давление на поверхностях трения сохранялось постоянным. Понижение тормозного момента у фрикционных пар с пластмассой объясняется резким уменьшением коэффициента трения

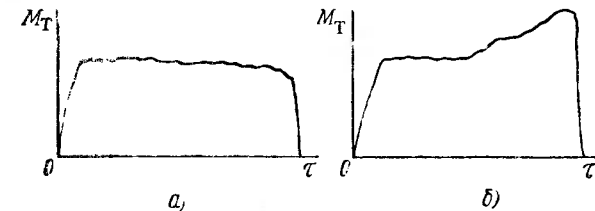


Рис. 6.3. Изменение тормозного момента по времени торможения при различных материалах фрикционных пар тормоза колеса:

а — чугун с пластмассой; б — чугун с металлокерамикой

при повышении температуры фрикционных элементов, которое не представляется возможным компенсировать уменьшением скорости скольжения. У фрикционных пар с металлокерамикой тормозной момент возрастает в результате резкого увеличения коэффициента трения при уменьшении скорости скольжения, которое существенно перекрывает уменьшение коэффициента трения с повышением температуры фрикционных элементов вследствие нагрева. Изменение тормозного момента во время торможения — явление нежелательное, так как при его уменьшении эффектив-

ность тормозов падает, а при увеличении возникает перегрузка тормозной цепи.

В качестве основных материалов для фрикционных пар в настоящее время применяются пластмасса и металлокерамика. Пластмассы применяются в тех случаях, когда температура фрикционных элементов не превышает 350°С, а металлокерамика представляет собой композиционный материал, изготавливаемый методами порошковой металлургии. Металлокерамическая шихта представляет собой механическую смесь многих компонентов. Химический состав шихты (в весовых процентах) одного из вариантов металлокерамики:

Медь	Песок	Асбест	Барит	Графит	Железо
14—16	2—4	2—4	4—6	7,5—8,5	Остальное

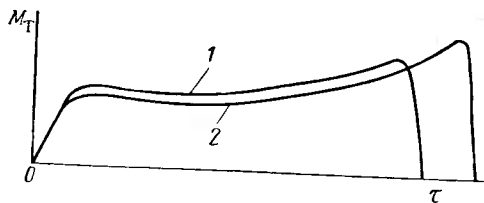


Рис. 6.4. Изменение тормозного момента  $M_T$  по времени торможения  $\tau$  для металлокерамических фрикционных элементов при различном содержании в них углерода: 1 — нормальное содержание углерода; 2 — пониженное содержание углерода

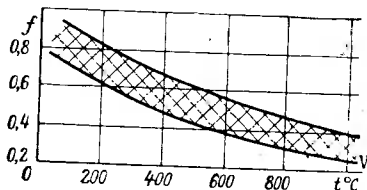


Рис. 6.5. Область изменения коэффициента трения  $f$  по скорости скольжения  $V$  и температуре  $t^\circ\text{C}$  нагрева контактных поверхностей трения

После тщательного смешения шихта прессуется в заготовки секторы, которые спекаются при больших температурах со стальным каркасом.

Поскольку основной составляющей в металлокерамике является железо, ее фрикционные свойства в значительной степени зависят от процентного содержания углерода. С уменьшением содержания углерода уменьшается коэффициент трения и ухудшается его стабильность. На рис. 6.4 показаны кривые изменения  $M_T$  по времени торможения для одного и того же тормоза с металлокерамикой при разном содержании в ней углерода.

На рис. 6.5 показана область предельных значений коэффициента трения металлокерамики в зависимости от скорости скольжения и температуры на поверхностях трения фрикционной пары. Широко применяемая фрикционная металлокерамика

удовлетворительно работает при скорости скольжения не более 30 м/с, расчетном удельном давлении на материал не более 12 кгс/см<sup>2</sup> и среднемассовой температуре фрикционных элементов до 450—500°С.

Пластмасса типа ФК-16Л и металлокерамика могут работать в тормозах в паре с чугуном химического состава (в весовых процентах):

C	Mn	Si	Ni	Mo	Cr	S	P	Fe
3,2—3,8	0,6—1,0	1,6—2,3	0,3—1,4	0,2—0,5	0,15—0,45	0,1	0,3	Остальное

Чугун из-за своей хрупкости применяется непосредственно во фрикционных элементах не может, поэтому его приваривают к стальным пластинам, которые затем обрабатываются по контуру.

Кроме чугуна, в ряде случаев широко применяются специальные фрикционные стали с высоким содержанием хрома (в весовых процентах):

C	Si	Mn	Cr	P	S	Fe
0,13—0,34	≤0,6	≤0,6	12—14	0,030	0,025	Остальное

Важной характеристикой фрикционного материала является его твердость. Как показал опыт эксплуатации тормозов, твердость металлокерамики должна быть в пределах  $HB\ 60—95$ , чугуна  $HB\ 160—220$  и стали  $HB\ 200—220$ . В некоторых конструкциях тормозов в качестве фрикционного материала в паре с пластмассой может применяться простая углеродистая сталь. Основные характеристики некоторых зарубежных фрикционных пластмасс, работающих в паре со сталью и чугуном, приведены в табл. 6.1.

Характеристики некоторых зарубежных металлокерамических фрикционных материалов, работающих в паре с чугуном или сталью, приведены в табл. 6.2.

Как отмечалось выше, к параметрам, определяющим энергоемкость тормоза, относятся: удельная теплоемкость материалов каркаса дисков и фрикционных элементов, максимально допустимая температура нагрева фрикционных элементов при торможении, вес дисков. Удельная теплоемкость применяемого материала каркаса и фрикционных элементов колеблется в пределах от 0,12 до 0,17 ккал/кг·°С. Допустимая среднемассовая температура нагрева современных материалов для фрикционных пар при существующем их ресурсе ( $\approx 500$  торможений) колеблет-

Таблица 6.1

Материалы фрикционных пар	Удельное давление в кгс/см <sup>2</sup>	Коэффициент трения $f$	Стабильность коэффициента трения $\alpha_{ст}$	Износ материала за одно торможение $J_h$ мкм	
				пластмассы	стали (чугуна)
Пластмасса «Данлоп» — сталь	18	0,35	0,78	190	3
Пластмасса «Данлоп» — чугун	18	0,38	0,72	200	5
Пластмасса «Феродо» — чугун	24	0,29	0,84	225	8,7
Пластмасса «Х» — чугун	18	0,43	0,76	132	8

Таблица 6.2

Материалы фрикционных пар	Удельное давление в кгс/см <sup>2</sup>	Коэффициент трения $f$	Стабильность коэффициента трения $\alpha_{ст}$	Износ материала за одно торможение в мкм	
				металло-керамики	стали (чугуна)
Металлокерамика № 1 — сталь	18—20	0,18	0,43	4,3	2
Металлокерамика № 2 — чугун	18—20	0,35	0,9	43—80	1
Металлокерамика № 3 — сталь	18—20	0,38	0,8	25—50	2

ся обычно в пределах 400—450° С. Изыскание новых материалов с высокой удельной (весовой) теплоемкостью является одним из способов увеличения удельной энергоемкости тормозов авиационных колес.

За рубежом в последние годы этому вопросу уделяется все большее внимание. В последнее время в США в конструкциях тормозов стали применять бериллий и наметилось применение легкоплавких (лития, калия, натрия) материалов. Так, например, американская самолетостроительная фирма «Дуглас Эйркрафт» предлагает в конструкции тормоза секторы из бериллия, крепящиеся непосредственно к тормозным дискам. По данным фирмы, тормозные диски с такими секторами при нормальных условиях эксплуатации имеют энергонагруженность порядка 40 000 кгс·м/кгс. Допустимая максимальная среднemasсовая температура в дисках при такой нагруженности составляет 700° С. В конструкции тормоза предусматривается возможность

(при его разборке) смывания токсичной окиси бериллия, образующейся при торможении на контактных поверхностях. В другой конструкции тормоза предусматривается использование бериллия в виде наполнителя тонкостенной оболочки, обладающей фрикционными свойствами (рис. 6.6). Такая оболочка должна также препятствовать окислению бериллия во время работы и образованию токсичной окиси. Из бериллия, кроме секторов тормозных дисков, могут также изготавливаться некоторые детали тормоза и колеса.

Увеличение энергоемкости тормозов может быть достигнуто путем применения плавящихся теплопоглотителей, например

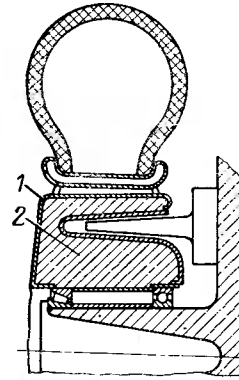


Рис. 6.6. Принципиальная схема конструкции тормоза с бериллиевыми секторами-теплопоглотителями американской фирмы «Дуглас Эйркрафт»:

1 — оболочка; 2 — бериллий

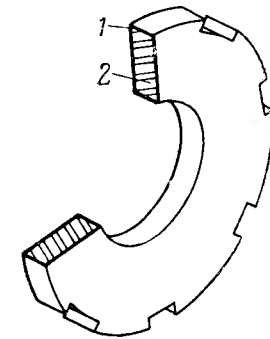


Рис. 6.7. Конструкция тормозного диска, заполняемого натриевым или литиевым плавящимся теплопоглотителем:

1 — оболочка; 2 — теплопоглотитель

из лития, натрия и калия. На рис. 6.7 показан тормозной диск с натриевым или литиевым плавящимся теплопоглотителем, заключенным в оболочку. При торможении теплопоглотитель нагревается до высокой температуры и плавится.

Применение приведенных выше теплопоглощающих материалов (бериллия, лития и др.) ввиду их очень малого удельного веса приводит к увеличению объема конструкции тормоза колеса. Поэтому, например, при использовании в конструкции лития потребуется тормоз с объемом конструкции примерно в 1,5 раза большим, чем тормоз с теплопоглотителем из чугуна при одинаковой их энергонагруженности. В этом случае тормоз придется выносить за пределы конструкции колеса (рис. 6.8). Обычно подобные решения являются трудно выполнимыми для

конструкций авиаколес современных самолетов. Поэтому для энергонагруженных тормозов необходимы материалы с высокой удельной теплоемкостью (на единицу объема) и малым удельным весом.

О перспективности применения таких материалов в конструкциях тормозов можно судить по данным, приведенным на рис. 6.9. Из анализа этих данных следует, что при одной и той же величине поглощаемой тормозом энергии и температуре нагрева 500°С тормозные диски из бериллия или лития (в оболочке) будут занимать по сравнению со сталью объем конструкции примерно в 1.5—

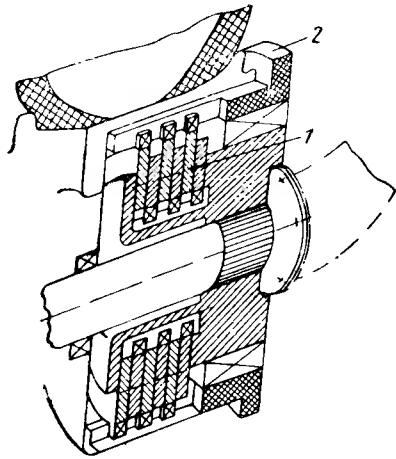


Рис. 6.8. Вариант конструкции тормоза с бериллиевым теплопоглотителем:

1 — тормозной диск; 2 — выносной тепловой аккумулятор

же величине поглощаемой тормозом энергии и температуре нагрева 500°С тормозные диски из бериллия или лития (в оболочке) будут занимать по сравнению со сталью объем конструкции примерно в 1.5—

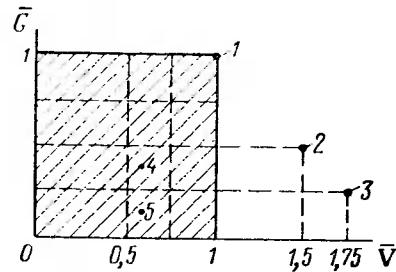


Рис. 6.9. Характеристики относительного веса ( $\bar{G}$ ) и относительного объема ( $\bar{V}$ ) тормозного пакета при постоянной энергонагруженности для ряда материалов:

1 — чугун; 2 — бериллий; 3 — литий; 4 — карбид хрома; 5 — карбид циркония

1,75 раза больше. Материалы, дающие выигрыш в весе и объеме, лежат в заштрихованной зоне. К таким материалам могут быть отнесены карбиды некоторых металлов.

## 2. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ КОЛЕС

Авиационные колеса изготавливаются обычно из магниевых или алюминиевых сплавов литьем или штамповкой с последующей механической обработкой. Широкое применение магниевых и алюминиевых сплавов для колес обусловлено их малым удельным весом и сравнительно высокими механическими свойствами. Так, например, литые магниевые сплавы для барабанов колес имеют прочность до 25 кгс/мм<sup>2</sup>, а деформируемые сплавы до 38 кгс/мм<sup>2</sup>.

При выборе материала барабана тормозного колеса необходимо учитывать, что оно должно работать в условиях периоди-

ческого нагрева во время торможения до 100—120°С с последующим охлаждением до нормальной температуры.

В последнее время в ряде стран для колес стали применяться высокопрочные литейные магниевые сплавы на основе магний-цинк-цирконий, например английский сплав Z5Z. Особенностью сплавов на магниевом-цинковой основе является более высокий предел текучести и хорошая пластичность, что дает возможность использовать их для деталей, работающих в условиях знакопеременных нагрузок. Механические свойства новых литейных магниевых сплавов в большей степени зависят от содержания в них цинка и циркония. Наиболее высокая прочность сплава Z5Z получена при содержании 4—5% цинка и 0,6—1,1% циркония. По сообщениям зарубежной печати, сплав Z5Z рекомендуется для деталей, работающих при температурах до +150°С. Сплав подвергается поверхностному упрочнению для повышения ресурса изготавливаемых из него деталей и имеет удовлетворительную противокоррозионную стойкость. При необходимости повышения прочности вместо литейных применяются деформируемые магниевые сплавы. Механические свойства одного из таких зарубежных сплавов приведены в таблице.

$E$ кгс/мм <sup>2</sup>	$G$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{0,2}$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\tau_{ср}$ кгс/мм <sup>2</sup>	$HB$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\delta$ в %
4300	1600	32	26	20	60	8

Из алюминиевых деформируемых сплавов, широко применяющихся для барабанов колес, можно указать, например, на сплав 2014, механические свойства которого приведены в таблице.

$E$ кгс/мм <sup>2</sup>	$G$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{0,2}$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\tau_{ср}$ кгс/мм <sup>2</sup>	$HB$ кгс/мм <sup>2</sup>	$\delta$ в %
7200	2700	40	30	30	130	8

Кроме деформируемых алюминиевых сплавов, широко применяются и литейные с прочностью до 26 кгс/мм<sup>2</sup>. В последнее время в зарубежной печати появились сведения о применении в конструкциях колес титана. Кроме магниевых и алюминиевых сплавов, в конструкциях колес и тормоза применяются различные легированные и простые углеродистые стали.

## Глава VII

### ОСНОВЫ ПОДБОРА ПНЕВМАТИКОВ, КОЛЕС И ТОРМОЗОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ САМОЛЕТОВ

Опыт проектирования и эксплуатации самолетов показывает, что от параметров колеса, пневматика и тормоза во многом зависят взлетно-посадочные характеристики самолета, возможность его эксплуатации на аэродромах с различным покрытием, ресурс и надежность работы как всего шасси, так и отдельных его элементов.

Основными параметрами, необходимыми при подборе колеса, являются:

- величина давления в пневматике, определяющая проходимость самолета на разных грунтах;
- величина взлетной и посадочной скоростей самолета, определяющая скоростные характеристики пневматика;
- статическая и динамическая нагрузки на колесо, определяющие размеры пневматика;
- величина кинетической энергии самолета на пробеге после посадки, преобразуемая тормозами в тепло и определяющая габариты, вес и конструкцию тормоза.

#### 1. ПОДБОР ПНЕВМАТИКА

Подбор колеса обычно начинается с подбора пневматика. Как уже отмечалось в гл. V, существующая номенклатура пневматиков условно разбита по величине номинального рабочего давления в них на четыре группы. Поэтому сначала определяется принадлежность к определенной группе на основании требований к проходимости с учетом величины взлетной и посадочной скоростей самолета. После определения группы и конструктивного типа пневматика по заданной нагрузке на колесо или его грузоподъемности определяются размеры пневматика (диаметр и ширина в мм) по формулам, приведенным в гл. V. Кроме этих формул, можно пользоваться следующей эмпирической формулой, выражающей нагрузку на колесо в зависимости от размеров пневматика и величины рабочего давления в нем. Эта зависимость выведена на основании анализа и статистической обра-

ботки большого количества данных по тормозным и нетормозным колесам:

$$P_{\text{ст.взл}} = kDB(p_0 + 1), \quad (7.1)$$

где  $P_{\text{ст.взл}}$  — допустимая величина стояночной взлетной нагрузки (грузоподъемность на одно колесо в кгс);

$D$  — диаметр пневматика в мм;

$B$  — ширина пневматика в мм;

$p_0$  — давление в пневматике в кгс/см<sup>2</sup>;

$k$  — коэффициент пропорциональности (для пневматиков диаметром до 1100 мм  $k=0,25$ ; для пневматиков диаметром свыше 1100 мм  $k=0,23$ ).

При окончательном определении размера пневматика следует придерживаться следующих стандартных или часто встречающихся размеров.

Диаметр пневматика в мм	660	880	930	1050	1100	1260	1450	1600	1750
Ширина пневматика в мм	200	230	305	300	330	390	450	550	750

На рис. 7.1 приведены расчетные зависимости грузоподъемности всех четырех групп пневматиков от давления в них и размеров пневматика, построенные по формуле (7.1). По таким графикам по величине заданной стояночной взлетной нагрузки на колесо и по величине давления в пневматике, можно определить его диаметр и ширину. Величина стояночной нагрузки, входящейся на колесо при взлете, и величина давления в пневматике, считаются наиболее целесообразным критерием для определения размеров пневматика.

Если по величине заданной нагрузки  $P_{\text{ст.взл}}$  размеры пневматика ( $D \times B$ ) получаются нестандартными, то его размеры могут быть уточнены на основании следующих соображений.

Если взять меньший стандартный размер (для  $D \times B$ ), а получающийся недостаток по грузоподъемности пневматика компенсировать увеличением в нем давления на величину  $\Delta p_0$ , но  $\Delta p_0$  не должна превышать 5—10% номинального значения давления. Следует иметь в виду, что пневматик в этом случае может уже не иметь необходимого резерва по прочности.

Если взять больший стандартный размер, то пневматик будет иметь резерв по грузоподъемности и давлению, что особенно выгодно для вновь проектируемых самолетов.

После того, как определены размеры пневматика, проверяются его амортизационные характеристики по кривым обжатия.

Считается допустимым, чтобы обжатие пневматика на стоянке самолета при действии взлетной нагрузки не превышало в среднем 30—35% от величины полного обжатия, так как излишнее обжатие влечет за собой резкое сокращение долговечности

пневматика. Если для пневматика при заданной нагрузке величина обжатия больше 35%, то необходимо либо повысить в нем давление, либо выбрать пневматик большего размера. Кроме стояночной нагрузки, выбранному размеру пневматика должна соответствовать и нормированная работа амортизатора шасси с таким пневматиком.

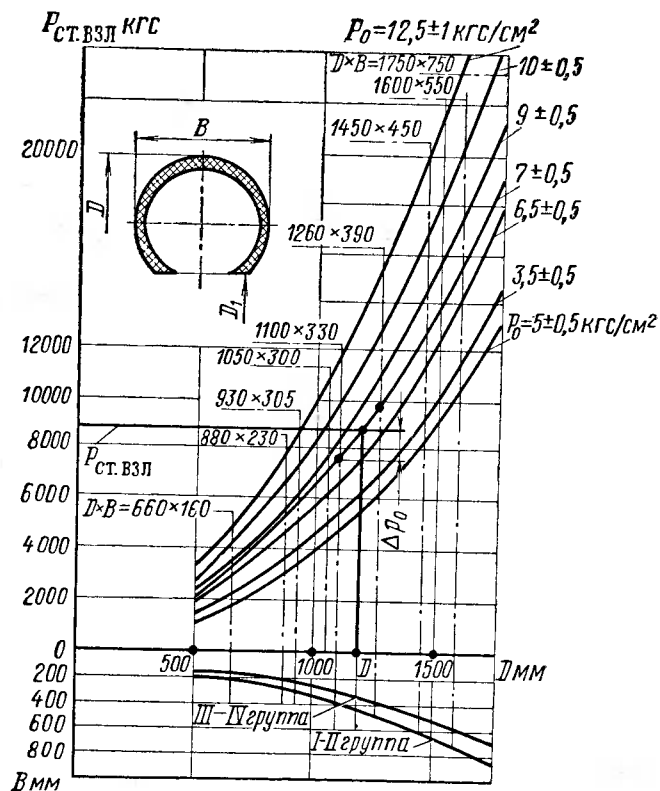


Рис. 7.1. График расчетных зависимостей грузоподъемности пневматиков колес от их размеров ( $D \times B$ ) и внутреннего давления  $p_0$

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРА КОЛЕСА

Выбранные размеры пневматика (диаметр и ширина) определяют и размеры колеса, причем наружный диаметр барабана определяется посадочным диаметром пневматика.

На рис. 7.2 приведена осредненная зависимость посадочного диаметра ( $D_1$ ) барабана колеса от наружного диаметра ( $D$ ) пневматика при различных давлениях в нем, а в табл. 7.1 приведены фактические размеры некоторых пневматиков, эксплуатирующихся в СССР.

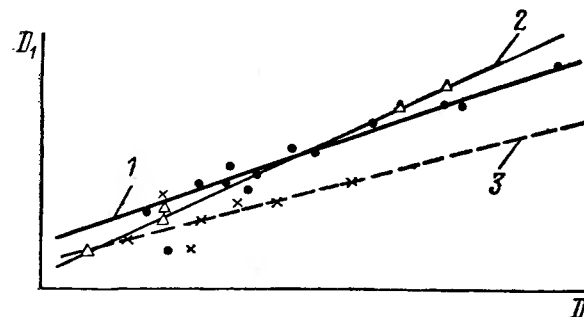


Рис. 7.2. График осредненной зависимости посадочного диаметра ( $D_1$ ) барабана колеса от наружного диаметра пневматика ( $D$ ):  
1 — пневматики круглого профиля ( $p_0 > 6,5$  кгс/см²); 2 — пневматики арочные ( $p_0 = 3,5-6,5$  кгс/см²); 3 — пневматики полубаллонные ( $p_0 = 3,5$  кгс/см²)

Таблица 7.1

Размер наружного диаметра $D$ мм	I группа		I и II группы		III и IV группы	
	ширина $B$ мм	посадочный диаметр $D_1$ мм	$B$ мм	$D_1$ мм	$B$ мм	$D_1$ мм
500	180	250	—	—	—	—
600	—	—	180	280	—	—
600	—	—	250	150	—	—
660	—	—	—	—	160	355
700	200	335	150	400	—	—
700	250	356	—	—	—	—
720	310	247	—	—	—	—
770	—	—	330	250	—	—
800	—	—	260	330	200	416
840	300	419	—	—	—	—
865	280	430	—	—	—	—
880	—	—	—	—	230	468
900	—	—	300	370	—	—
930	—	—	—	—	305	406
950	350	451	—	—	—	—
1000	—	—	350	370	—	—
1050	—	—	—	—	300	508
1100	—	—	—	—	330	508
1260	—	—	450	430	390	590
1325	480	635	—	—	—	—
1450	520	685	—	—	450	630
1500	—	—	—	—	500	630
1600	—	—	—	—	550	680
1750	—	—	—	—	550	725

Размеры пневматика и давление в нем в конечном итоге определяют объем конструкции  $V_T$ , в котором учитывается размещение тормоза с предельными для него значениями энергоемкости и ресурса (рис. 7.3). Величина  $b$  обычно колеблется в пределах (0,05—0,1)  $B$ .

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА КОЛЕСА

После определения размеров пневматика, колеса и предельно допустимой энергоемкости тормоза находится ориентировочный вес колеса вместе с тормозом по формуле:

$$G_{к.сб} = G_{б.к} + G_T + G_{п.}$$

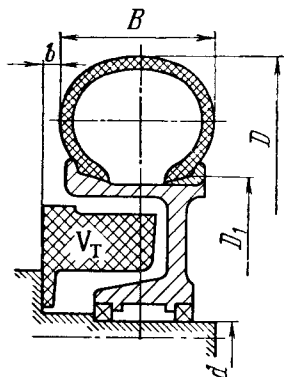


Рис. 7.3. Конструктивная схема колеса

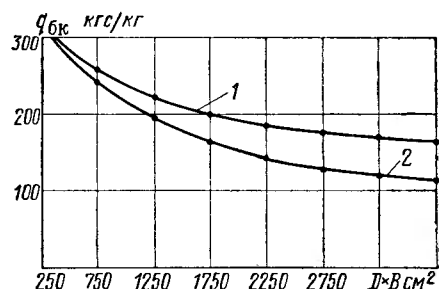


Рис. 7.4. График зависимости допустимой удельной отдачи барабана колеса  $q_{б.к}$  от размеров  $D \times B$  пневматика:

1 — штамповка; 2 — литье

где  $G_{б.к}$  — вес барабана колеса с подшипниками;  
 $G_T$  — вес тормоза;  
 $G_{п.}$  — вес пневматика.

Вес барабана колеса можно ориентировочно определять по допустимой величине удельной отдачи барабана  $q_{б.к}$ , представляющей собой отношение стояночной взлетной нагрузки к весу барабана и зависящей от материала барабана, требуемого ресурса, температурного режима и размера колеса. На рис. 7.4 приведена зависимость допустимой удельной отдачи барабана, изготовленного из магниевых сплавов (литьем и штамповкой), от размеров пневматика. Пользуясь этой зависимостью, при известных геометрических размерах пневматика  $D$  и  $B$  определяется предельное значение  $q_{б.к}$  и вес барабана колеса:

$$G_{б.к} = P_{ст.взл} / q_{б.к}$$

Вес же тормоза в сборе может быть ориентировочно определен по величине его энергоемкости ( $A_T$ ) по графику на рис. 7.5,

построенному из расчета поглощения тормозом энергии за одну посадку с эффективным торможением.

Вес и удельная отдача пневматика могут быть определены по кривым, аналогичным представленным на рис. 7.6.

Представляет интерес графический метод (рис. 7.7) подбора дискового тормоза по энергоемкости и весу, предлагаемый французской фирмой «Messier». График построен из расчета преобразования в тепло при нормальном режиме торможения работы, равной 750 000 кгс·м. Аварийный режим определен, исходя из условий получения средне-

массовой температуры теплопоглотителя порядка 800—1000°С. На графике по оси ординат отложен посадочный диаметр пневматика в дюймах и в миллиметрах, а по оси абсцисс влево — вес тормоза, вправо — кинетическая энергия, преобразуемая тормозом в тепло при нормальном и аварийном торможении. В зависимости от материала теплопоглотителя (тормозных дисков) по упомянутому выше методу рассматриваются четыре варианта.

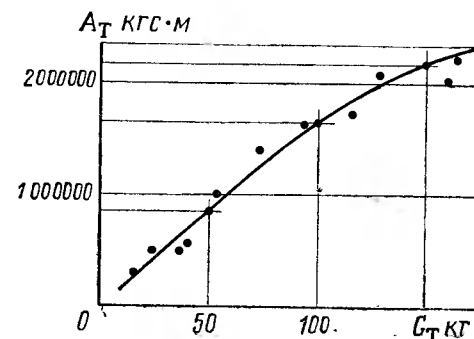


Рис. 7.5. График зависимости энергоемкости тормоза  $A_T$  от его веса  $G_T$

Первый вариант — теплопоглощающие диски тормоза (вращающиеся и неподвижные) стальные. Один из дисков с напеченной металлокерамикой.

Второй вариант — теплопоглотитель представляет собой пакет дисков из стали и армированного бериллия. Вращающиеся диски — стальные, невращающиеся — из бериллия, армированного сталью. Сталь имеет нанесенное на нее покрытие из фрикционного материала.

Третий вариант — теплопоглотитель состоит из бериллиевых дисков, армированных сталью с нанесенным на нее покрытием из фрикционного материала.

Четвертый вариант — теплопоглотитель из медных дисков, работающих в паре с пластмассой. Этот вариант обычно применяется для однодисковых тормозов с открытой поверхностью трения.

Тормоза по второму и третьему вариантам, как сообщает фирма «Messier», пока еще не нашли применения в эксплуатации из-за ряда технологических трудностей изготовления дисков. Однако эти варианты, по мнению фирмы, являются весьма перспективными.

Для подбора дискового тормоза графиком пользуются следующим образом. После того, как определены размеры колеса и пневматика, определяют посадочный диаметр пневматика  $D_1$  (в дюймах или в миллиметрах).

Затем для полученного диаметра  $D_1$  в зависимости от свойств материала теплопоглотителя определяется вес тормоза и его

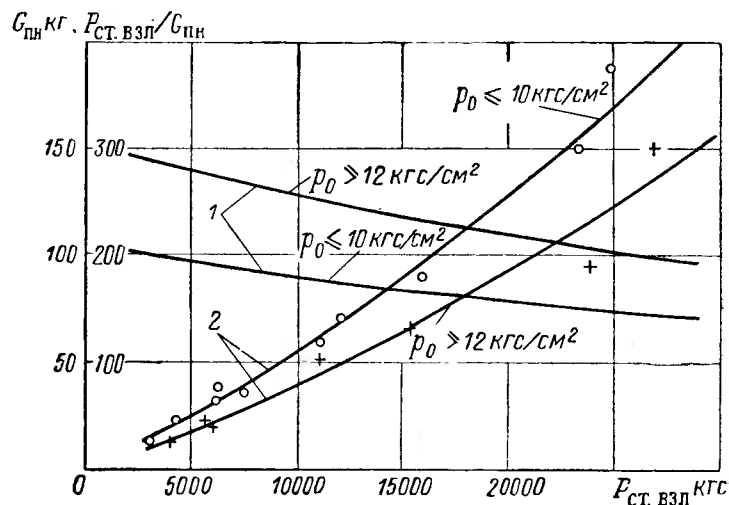


Рис. 7.6. График зависимости веса  $G_{пн}$  пневматика и его удельной отдачи  $P_{ст.взл.}/G_{пн}$  от стояночной нагрузки и внутреннего давления  $p_0$ :

1 — удельная отдача; 2 — вес пневматика

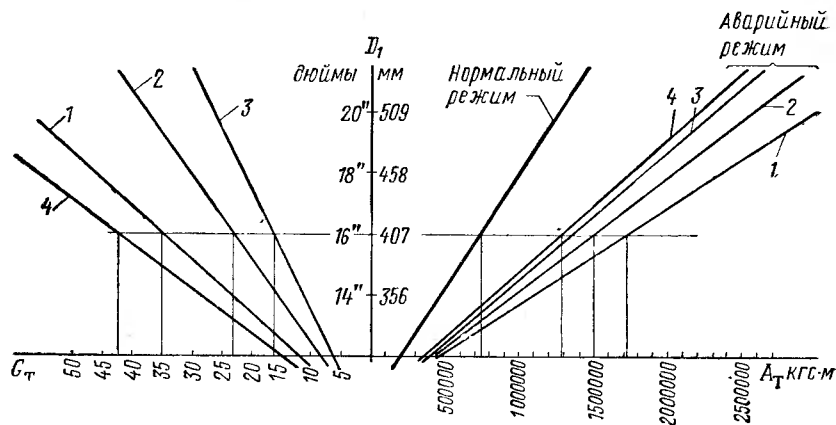


Рис. 7.7. Графики для подбора дисковых тормозов колес по методу французской фирмы «Messier»:

1, 2, 3 и 4 — первый и последующие варианты

энергоемкость, т. е. количество энергии, которую он способен поглощать при нормальном или аварийном торможении.

Проиллюстрируем пользование графиком на следующем примере. Пусть, например, выбранное колесо имеет посадочный размер  $D_1$ , равный 16" (или 407 мм), тогда вес тормоза для первого варианта составит  $\approx 35$  кгс, второго варианта  $\approx 23$  кгс, третьего варианта  $\approx 16$  кгс, четвертого варианта  $\approx 42,5$  кгс.

При аварийном режиме торможения энергонагруженность тормоза уже зависит от свойств материала теплопоглотителя и составляет: для теплопоглотителя по первому варианту 1 700 000 кгс·м, по второму 1 500 000 кгс·м, по третьему 1 350 000 кгс·м, по четвертому 1 300 000 кгс·м.

Величины удельной энергонагруженности тормоза в зависимости от материала и режима торможения представлены в табл. 7.4.

Таблица 7.4

Материал теплопоглотителя	Удельная энергонагруженность тормоза в кгс·м	
	для нормального режима	для аварийного режима
Сталь	21 500	48 500
Сталь + армированный бериллий	32 500	65 000
Армированный бериллий	47 000	85 000
Медь	17 500	30 500

В табл. 7.5, 7.6 и 7.7 приводятся характеристики некоторых эксплуатирующихся отечественных и зарубежных колес, тормозов и пневматиков.

Основные характеристики отечественных колес и пневматиков

Размер колеса $D \times B$	Давление в пнев- матике в кгс/см <sup>2</sup>	Стояночная нагрузка ка в кгс		Торсионный момент в кгс·см	Энергоемкость тормоза в кгс·м	Скорост. взлета в км/ч	Скорость посадки в км/ч	Вес в кгс			
		посадка	взлет					колеса в сборе (с пневма- тиком)	барабана в сборе	тормоза в сборе	пневма- тика
500×150	7	1 150	1 350	11 600	216 000	250	200	29,5	16	6,25	7,25
600×180	10	1 245	2 350	18 000	260 000	60	35	28,0	12,5	4,2	11,3
600×250	2,5	—	1 300	—	—	110	110	19,15	6,65	—	12,5
700×150	3,5	—	925	—	—	150	150	19,5	9,5	—	10
700×200	10,5	1 500	3 300	18 700	286 000	370	250	54	14	21	19
700×250	6,5	—	2 000	—	—	250	220	29,8	13,4	—	16,4
720×310	4,6	—	3 750	—	—	210	210	37,5	15	—	22,5
770×330	4	—	3 500	—	—	180	180	36,4	14,7	—	21,7
800×260	4,5	—	2 800	32 200	135 000	150	150	36,4	21	5,6	23
840×300	5,2	3 800	3 800	51 400	272 000	140	140	77,3	41,2	9,6	26,5
865×280	6,5	3 950	4 300	55 300	650 000	250	240	116	32	58	26
900×300	5	2 650	2 700	—	—	220	205	50	20	—	30
950×350	5,2	4 700	4 800	—	—	—	—	113	51,0	23,40	38,6
1000×350	4,7	5 180	5 180	58 000	260 000	160	160	86,8	36,7	7,6	42,5
1200×450	3,8	6 000	6 000	121 000	248 800	160	140	116,3	37	9,3	70
1325×480	7,0	15 000	16 850	125 000	1 040 000	60	80—100	208,84	101,34	21	86,5
1450×520	7,0	12 905	14 820	260 000	1 250 000	215	195	421	188	130	108

Таблица 7.6

Основные характеристики зарубежных колес и пневматиков с давлением от 7,5 до 10,5 кгс/см<sup>2</sup>

Размер колеса $D \times B$	Тип самолета	Стояночная нагрузка ка в кгс		Посадочная ско- рость в км/ч	Давление в пнев- матике в кгс/см <sup>2</sup>	Энергоемкость тормоза в кгс·м	Вес в кгс			пневма- тика	
		посадка	взлет				колеса в сборе (с пнев- матиком)	барабана в сборе	тормоза в сборе		
639×169	Боинг КС-135	1 940	2 880	—	9,0	—	22	—	8	—	14
660×197	«Баллар»	—	3 200	—	8,0	187 000	—	—	—	—	13
660×197	Брегс 1150	—	3 200	255	8,0	—	21	—	8	—	13
737×194	«Авро 100»	—	3 750	—	9,0	123 000	—	—	—	—	—
737×194	Глостер «Метсоф»	—	4 500	—	10,0	—	32	—	12	—	20
774×219	Канад Эр 44Д	3 940	5 070	240	9,5	—	32	—	12	—	20
836×251	Белфаст	3 780	6 350	270	9,8	—	—	—	—	—	27
836×251	Лохмид	5 000	6 350	—	9,8	—	—	—	16	—	27
889×229	«Комета»	—	6 000	200	8,5	587 000	48	—	—	—	29
889×229	«Каравелла»	5 700	6 000	237	8,5	950 000	48	—	—	—	29
889×229	«Комета 4»	5 330	7 200	203	10,5	962 000	—	—	—	—	30
905×260	Боинг 377	6 000	6 800	—	8,3	—	47	—	17	—	30
905×270	«Вайкаунг»	—	6 850	—	8,3	—	—	—	—	—	35
965×314	Виккерс VC-10	4 950	7 000	248	7,0	—	78	—	29	—	49
965×314	Боинг 707	4 950	7 800	260	10,3	—	55	—	18	—	37
965×314	Брегс 1150	—	10 250	255	10,5	600 000	122	—	27	45	50
1100×297	Глостер «Джевелин»	7 950	9 100	—	10,2	—	—	—	—	—	—
1020×300	Бристоль «Британшия»	6 750	14 290	—	9,7	825 000	—	—	—	—	90
1225×428	Лохмид-1049	11 300	15 650	8,4	8,4	1 270 000	—	—	—	94	83
1225×428	Боинг 707	9 900	15 650	260	9,1	2 460 000	258	—	80	95	83
1225×428	Боинг 727	10 400	13 800	223	9,1	2 460 000	258	—	80	95	83
1428×496	Боинг 377	12 200	13 800	—	8,4	1 220 000	266	—	97	76	93

Размер колеса D × B	Тип самолета	Стояночная нагрузка в кгс		Посадочная скорость в км/ч	Давление в пневматике в кгс/см <sup>2</sup>	Энергоемкость тормоза в кгс·см	Вес в кгс				
		посадка	взлет				колеса в сборе (с пневматиком)	барабана в сборе	тормоза в сборе	пневматика	
644 × 165	«Сейбр» 86	—	3 930	240	12	—	—	—	—	—	15
644 × 165	Боинг В-47	4 200	4 600	—	13	—	—	9	—	—	16
774 × 219	Бристоль «Британия»	5 050	6 800	—	12,7	—	—	12	—	—	20
803 × 160	«Рипаблик» 84	—	6 125	240	18	895 000	—	27,5	43	—	20
838 × 278	Дуглас DC-8	6 100	8 300	240	11,6	—	—	20,5	—	—	34
889 × 229	«Каравелла»	—	8 000	320	12	—	—	—	—	—	—
914 × 278	Норт-Америкен	—	8 600	—	11	910 000	—	—	—	—	—
1000 × 346	Локхид L-188	9 570	12 500	—	11	93 500	—	44	54	—	60
1000 × 346	Дуглас DC-9	11 900	12 560	215	11,2	—	—	—	—	—	74
1020 × 305	Канад Эр-44Д	8 400	10 800	240	11,6	—	—	—	—	—	49
1020 × 445	Боинг В-70	11 300	20 800	320	11,2	—	—	—	—	—	93,5
1086 × 394	Дуглас DC-8	12 850	17 420	240	13	—	—	—	—	—	74
1110 × 330	Дуглас DC-8	—	19 800	280	12,7	2 100 000	—	—	—	—	79
1423 × 496	Боинг В-47	18 200	20 000	—	12,5	1 340 000	—	88	92	—	110

## Глава VIII

## ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ САМОЛЕТОВ

## 1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНЫМ СИСТЕМАМ

Тормозная система самолета предназначена для управления тормозами колес путем изменения величины тормозного момента, а также для автоматического устранения блокировки (юза) колес. В последнее время начинают применяться тормозные системы, в которых величина тормозного момента устанавливается автоматически из условия реализации предельного коэффициента сцепления  $\mu_{пр}$ .

Тормозная система современного самолета представляет собой совокупность различных функциональных устройств — агрегатов (гидравлических, пневматических, электрических и механических), соединенных необходимыми связями (трубопроводами, электропроводкой, механическими связями). Общее число таких устройств в тормозной системе может быть весьма велико. Так, например, тормозная система самолета типа Ил-62 содержит более 100 агрегатов.

При проектировании и эксплуатации к тормозным системам предъявляются определенные требования. Прежде всего, системы должны быть надежны в работе, просты и легки в управлении. Тормозной момент должен быть пропорционален величине управляющего сигнала. Тормозная система должна обладать достаточным быстродействием, которое характеризуется временем, протекающим с момента подачи скачкообразного максимального входного сигнала до создания максимального тормозного момента. Для тормозных систем современных самолетов это время составляет от 1 до 1,5 с.

Вследствие того, что тормозной момент  $M_T$  определяется величиной тормозного давления  $p_T$ , то одним из важных показателей качества тормозной системы и ее отдельных агрегатов являются погрешности статической характеристики  $p_T(X)$ , где  $X$  — величина входного сигнала или хода задающего элемента. Обычно погрешности статической характеристики (рис. 8.1) регламентируются следующими величинами: максимальным холостым ходом задающего элемента  $X_{1 \max} \leq 0,25 X_{\max}$ , максимально допу-

стимой нечувствительностью по ходу  $\Delta X_{\max} \leq 0,1 X_{\max}$ ; максимально допустимым забросом тормозного давления  $\Delta p_{\max} \leq 0,15 p_{\max}$ , максимально допустимым отклонением по конечному давлению  $\pm \Delta p'_{\max} \leq 0,1 p_{\max}$ , максимальным гистерезисом по ходу  $X_{2 \max} \leq 0,15 X_{\max}$ .

Эти отклонения характеризуют качество тормозной системы в целом и техническое совершенство отдельных ее агрегатов.

В настоящее время на самолетах применяются пневматические, гидравлические и смешанные (пневмогидравлические) тормозные системы. Первые из них применяются на легких самолетах, вторые — на тяжелых, поскольку на них имеются мощные гидравлические системы, обслуживающие различных потребителей.

Смешанные тормозные системы, в которых гидравлическая часть является основной, а пневматическая — аварийной, применяются сравнительно редко.

По принципу действия тормозные системы можно разделить на системы с прямым (непосредственным) и дистанционным управлениями.

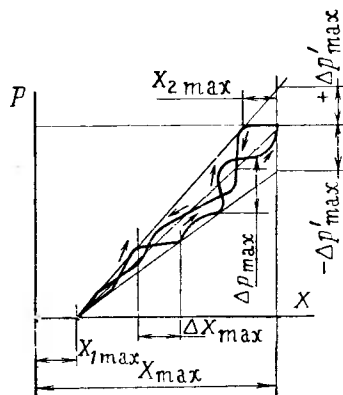


Рис. 8.1. График изменения давления в тормозной системе самолета по величине входного сигнала или ходу задающего элемента

## 2. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ С ПРЯМЫМ (НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ) УПРАВЛЕНИЕМ

В системах с прямым управлением давление в тормозах создается специальным редукционным клапаном при воздействии на него летчика либо непосредственно, либо через систему рычагов и тяг. Принципиальная схема тормозной пневматической системы с прямым управлением для трехопорного шасси самолета с передним тормозным колесом показана на рис. 8.2. Эта система имеет основную и резервную — аварийную системы. Давление в тормозах создается редукционным клапаном 1 при непосредственном воздействии на него летчика. При этом воздух в основной подсистеме через дифференциал 2 и челночные клапаны 3 подается в тормоза главных колес. В тормоз переднего колеса воздух поступает от клапана 1, минуя дифференциал. При использовании аварийной системы воздух от клапана 5 поступает непосредственно в тормоза только главных колес. Дифференциал в тормозной системе служит для отдельного затормаживания правого и левого главных колес, а челночный клапан отделяет аварийную систему от основной.

Гидравлическая тормозная система с прямым управлением для тяжелого самолета, имеющего многоколесную тележку шас-

си, приведена на рис. 8.3. При воздействии на редукционный клапан 1 рабочая жидкость через челночные клапаны 2, электромагнитный клапан 3 и дозатор 4 подается к тормозам колес. Жидкость к тормозам колес левой тележки подается от левого редукционного клапана, а к тормозам колес правой тележки — от правого редукционного клапана (первого или второго летчика). Таким образом осуществляется раздельное торможение колес левой и правой тележек для улучшения маневренности при рулении самолета. В случае блокировки (юза) колес клапан 3 отключает тормоза колес от питающей магистрали и подключает

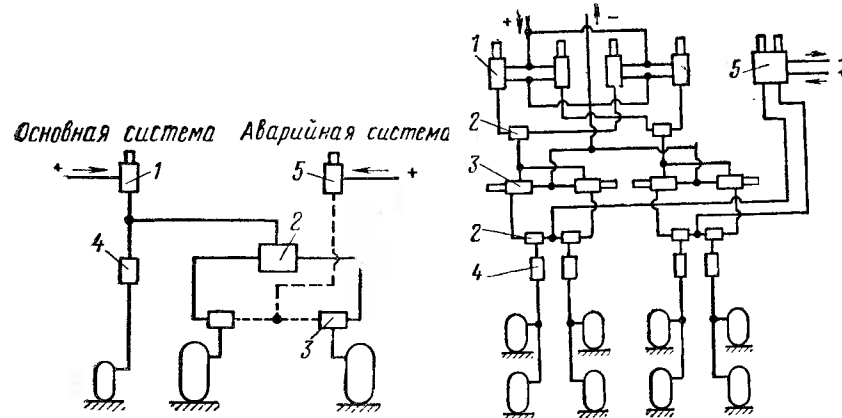


Рис. 8.2. Принципиальная схема тормозной пневматической системы с прямым управлением для трехопорного шасси самолета с носовым тормозным колесом:

1, 5 — редукционные клапаны; 2 — дифференциал; 3 — челночный клапан; 4 — край отключения тормоза переднего колеса

Рис. 8.3. Принципиальная схема гидравлической тормозной системы тяжелого самолета с многоколесным шасси и прямым управлением:

1 — редукционный клапан; 2 — челночный клапан; 3 — электромагнитный клапан; 4 — дозатор; 5 — редукционный клапан

их к сливной магистрали. При необходимости аварийного торможения приводится в действие клапан 5 и рабочая смесь через челночные клапаны 2 и дозаторы 4 поступает в тормоза колес. Дозаторы 4 служат для автоматического отключения питающей магистрали при повреждении какого-либо трубопровода, находящегося ниже дозатора.

В тормозной системе самолета с велосипедным шасси дифференциации в торможении правых и левых колес не требуется, так как колея шасси очень мала. При рулении управление самолетом осуществляется поворотом передней стойки и двигателями. Как показал опыт эксплуатации, для обеспечения устойчивости самолета на пробеге максимальный тормозной момент на передних колесах должен быть на 25—30% меньше, чем момент на задних колесах. Тормозные системы прямого управления кон-

структивно проще систем с дистанционным управлением и в эксплуатации более надежны. Однако требования быстродействия при большой протяженности трубопроводов гидросистем, например на тяжелых самолетах, удовлетворяются при дистанционном управлении.

### 3. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ С ДИСТАНЦИОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

В системах с дистанционным управлением давление в тормозах создается исполнительным агрегатом (в частности редукционным клапаном) управляемым дистанционно. В этих системах управляющее воздействие преобразуется специальным дат-

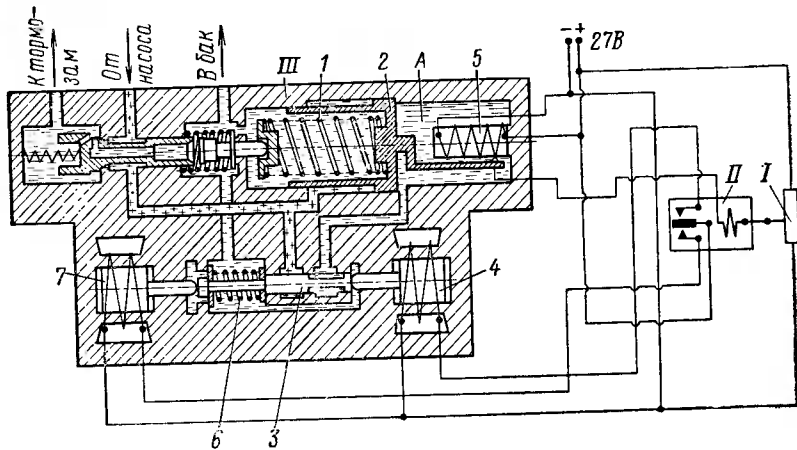


Рис. 8.4. Принципиальная схема электродистанционной гидравлической системы:

I — задающий потенциометр; II — полярное реле; III — электрогидравлический редукционный клапан; 1 — редукционная пружина; 2 — поршень дифференциального цилиндра; 3 — золотник; 4, 7 — магниты; 5 — потенциометр обратной связи; 6 — центрирующая пружина

чиком в электрический, гидравлический или пневматический сигнал, преобразуемый затем в тормозное давление. Наибольшее распространение получили электрогидравлические дистанционные системы торможения. При дистанционных тормозных системах кабина летчиков и пассажирские салоны не загромождаются магистральными трубопроводами, повышается быстродействие тормозной системы, улучшается компоновка системы на самолете, снижается ее вес и появляется возможность в значительной степени автоматизировать процесс торможения самолета при посадке.

Принципиальная схема одной из электрогидравлических систем с дистанционным управлением показана на рис. 8.4. Система состоит из задающего потенциометра I, полярного реле II и электрогидравлического редукционного клапана III.

Электрическая мостовая схема системы показана на рис. 8.5. Спротивлениями моста являются потенциометры задающий I и обратной связи 2. В диагональ моста включена обмотка поляризованного реле 3. При торможении летчик перемещает задающий потенциометр I. Так как потенциометр обратной связи 2 в редукционном клапане в первый момент неподвижен, то из-за смещения задающего потенциометра, образуется рассогласование по напряжению между точками a и б. Как только величина рассогласования достигает определенного значения, срабатывает поляризованное реле, которое подает напряжение на электромагнит 4 редукционного клапана.

Редуцирование давления осуществляется сжатием редукционной пружины I (см. рис. 8.4) поршнем 2 дифференциально-

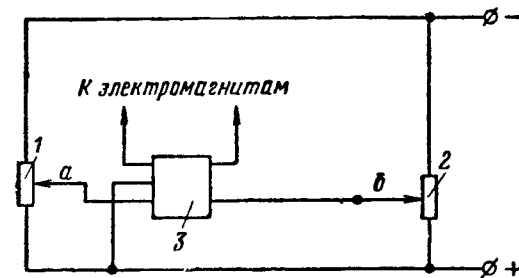


Рис. 8.5. Электрическая схема электродистанционной системы:

I — задающий потенциометр; 2 — потенциометр обратной связи; 3 — поляризованное реле

го цилиндра. Поршень 2 перемещает движок потенциометра обратной связи, устраняя этим рассогласование между точками a и б. Управление поршнем дифференциального цилиндра осуществляется подводом в полость A давления с помощью золотника 3. При затормаживании, когда из-за рассогласования реле II включает магнит 4, последний смещает золотник 3 влево. Как только потенциометр обратной связи 5 устранил рассогласование, реле отключит магнит 4, а центрирующая пружина б установит золотник 3 в нейтральное положение и отсечет полость A от подводимого давления. Полость A окажется запортой, поршень 2 — неподвижным, а редуцированное давление — постоянным.

При растормаживании летчик, смещая задающий потенциометр в обратном направлении, создает рассогласование противоположного знака. Полярное реле при этом включит магнит 7, который сместит золотник 3 вправо. Полость A окажется соединенной со сливом, и поршень 2 переместится вправо, за счет силы давления, действующей на кольцевое сечение порш-

ния 2. Смещаясь вправо, поршень ослабляет усилие сжатия пружины 1 и тем самым понижает редуцированное давление.

Описанная система позволяет изменять редуцированное давление в зависимости от величины перемещения задающего потенциометра по закону, близкому к линейному. Кроме того, работа этой схемы не нарушается при колебаниях напряжения питания в довольно широких пределах, так как электромагниты 4 и 7 рассчитываются на минимальное напряжение.

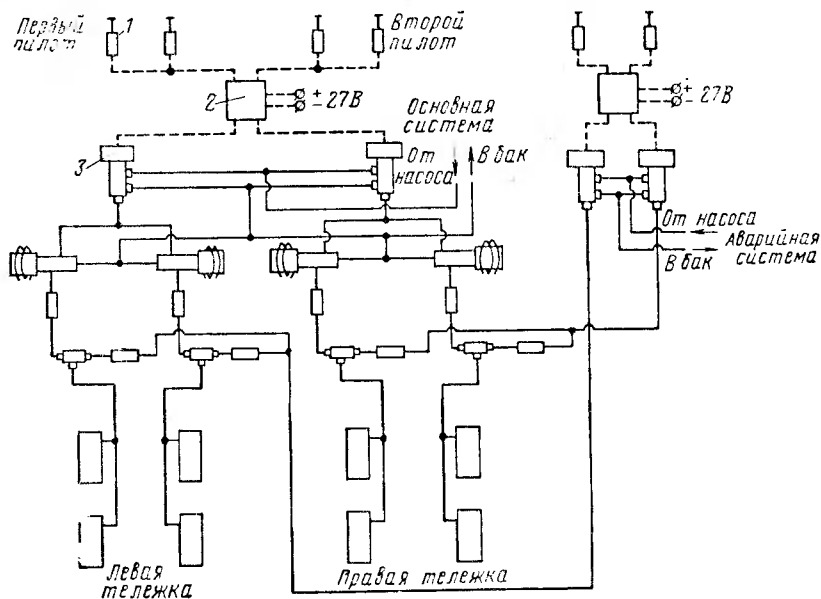


Рис. 8.6. Схема тормозной системы с электрогидравлическими редуцированными клапанами:

1 — потенциометр; 2 — распределительная коробка; 3 — электрогидравлический клапан

Схема тормозной системы с электрогидравлическими редуцированными клапанами показана на рис. 8.6. В этой системе каждый из летчиков управляет с помощью ножных педалей двумя потенциометрами 1, сигналы от которых поступают в распределительную коробку 2, а из нее к клапанам 3.

Левый потенциометр (первого и второго летчиков) управляет левым редуцированным клапаном, а следовательно, и тормозами левой тележки. Правый потенциометр (первого и второго летчиков) управляет правым редуцированным клапаном и тормозами правой тележки. При одновременном нажатии на левый и правый потенциометры сигнал поступает одновременно к обоим редуцированным клапанам. При попытке одновременного управления тормозами первым и вторым летчиком распределительная

коробка отсекает сигналы от потенциометров второго летчика и дает возможность осуществлять торможение первому летчику.

Аварийная система аналогична основной и состоит из тех же агрегатов. Потенциометры управления находятся только в схеме управления первого летчика.

Схема электродистанционной гидравлической тормозной системы самолета с велосипедным шасси показана на рис. 8.7.

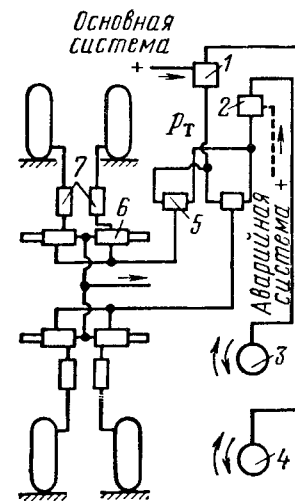


Рис. 8.7. Схема электродистанционной гидравлической тормозной системы самолета с велосипедным шасси:

1, 2 — редуцирующие клапаны; 3, 4 — датчики аварийной и основной систем; 5 — челночный клапан; 6 — электромагнитный клапан; 7 — дозаторы

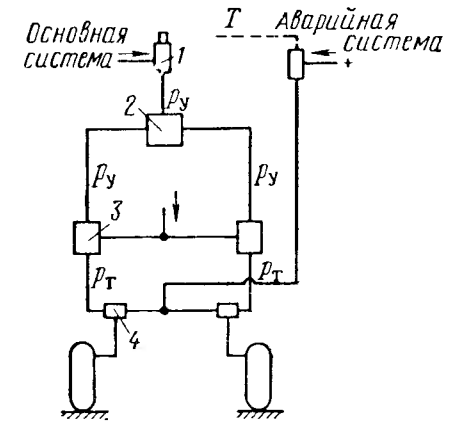


Рис. 8.8. Схема пневматической дистанционной тормозной системы:

1 — редуцирующий клапан; 2 — дифференциал; 3 — дистанционный редуктор; 4 — челночный клапан

Летчик через электрические датчики основной 4 или аварийной 3 системы, находящиеся непосредственно в кабине, воздействует при помощи электрического сигнала на электрогидравлические редуцирующие клапаны 1 и 2, которые расположены в непосредственной близости от шасси самолета. В зависимости от электрического сигнала, редуцирующий клапан создает большее или меньшее тормозное давление  $p_T$ . Жидкость под давлением через челночный клапан 5, электромагнитный клапан 6 и дозаторы 7 поступает в тормоза колес.

Схема пневматической дистанционной тормозной системы показана на рис. 8.8. Управляющий редуцирующий клапан 1 создает управляющее давление  $p_y$ , которое, пройдя через дифференциал 2, трансформируется в редукторе 3 в давление  $p_T$ , поступающее в тормоза колес.

пающее в тормоза колес. При аварийном торможении летчик, включая тумблер  $T$ , подает давление непосредственно в тормоза, отсекая основную систему челночными клапанами 4.

#### 4. РАСЧЕТ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Рассмотрим упрощенную методику расчета времени затормаживания и растормаживания пневматической тормозной системы, которая подтверждается экспериментальными данными.

Расчетная схема пневматической тормозной системы изображена на рис. 8.9, где  $W$  — объем воздушного аккумулятора;  $V_T$  — объем тормозных камер или цилиндров тормоза колеса;  $l$  — длина участка трубопровода;  $d$  — внутренний диаметр трубопровода;  $p_c$  — давление в системе;  $p_T$  — давление в тормозе.

Полагая, что проходное сечение дифференциала 2 и электромагнитного клапана 3 равны сечению трубопровода, расчетная схема этой системы может быть упрощена (рис. 8.10).

В этой системе  $V_0$  — суммарный объем,  $V_T$  — объем тормозов,  $V_{тр}$  — объем

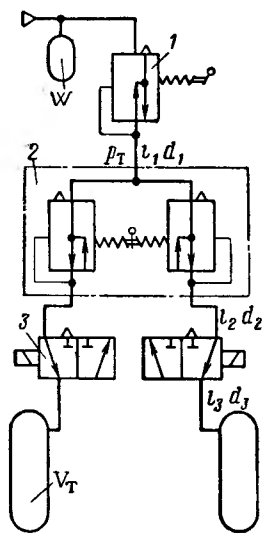


Рис. 8.9. Расчетная схема пневматической тормозной системы:

1 — редукционный клапан;  
2 — дифференциал; 3 — электромагнитный клапан

трубопроводов,  $F_d$  — площадь проходного сечения редукционного клапана 1;

$$V_0 = V_T + V_{тр}; \quad V_{тр} = \sum_{i=1}^n \frac{\pi d_i^2}{4} l_i.$$

**Время затормаживания.** Определение времени затормаживания системы сводится к определению времени наполнения объема  $V_0$  до давления  $p_T$  через дроссель постоянного сечения  $F_d$  при постоянном давлении в системе  $p_c$ .

Из газодинамики известно, что заполнение объема может происходить в условиях докритического и закритического режимов.

Критический режим в условиях непрерывно изменяющегося давления  $p_T$  является режимом переходным.

Критическое отношение давлений

$$\varepsilon_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_c} \quad (8.1)$$

для политропного процесса определяется формулой

$$\varepsilon_{кр} = \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (8.2)$$

где  $n$  — показатель политропы.

Считая, что при заполнении объема тормозной системы заметного теплообмена в месте дросселирования не происходит, можем считать  $n=1,4$ . В этом случае  $\varepsilon_{кр}=0,528$ .

Режим заполнения будет характеризоваться отношением

$$\varepsilon = \frac{p_T}{p_c} \quad (8.3)$$

при  $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$  — режим докритический,

$\varepsilon < \varepsilon_{кр}$  — режим закритический.

В подавляющем большинстве тормозных систем заполнение происходит в закритическом режиме.

Расход воздуха в дросселе при наполнении в закритическом режиме будет величиной постоянной, равной

$$G_{в.кр} = a F_d \frac{p_c}{RT} \sqrt{gnRT} \cdot \sqrt{\left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}}, \quad (8.4)$$

где  $\sqrt{gnRT} = V$  — скорость распространения звука в воздухе;

$$\sqrt{\left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}} \approx 0,57 \text{ при } n=1,4;$$

$T$  — температура в К;

$R$  — газовая постоянная;

$p_c$  — давление в системе питания;

$a$  — коэффициент расхода, равный 0,4—0,6;

$F_d$  — проходное сечение дросселя.

Для определения времени заполнения объема  $V_0$  воспользуемся уравнением состояния газа:

$$pV_0 = RTQ_{в.} \quad (8.5)$$

Уравнение наполнения объема системы можно получить, полагая, что теплоемкость газа в процессе наполнения изменяется

мало и показатель политропы процесса можно принять постоянным ( $n = \text{const}$ ).

Запишем в дифференциальной форме характеристическое уравнение для расхода воздуха

$$V_0 dp = RT dQ_B, \quad (8.6)$$

где  $dp$  — приращение давления в системе;  
 $dQ_B$  — приращение веса воздуха в системе.

Разделим левую и правую части уравнения (8.6) на бесконечно малое приращение времени  $d\tau$ :

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{RT}{V_0} \frac{dQ_B}{d\tau}. \quad (8.7)$$

Учитывая, что

$$\frac{dQ_B}{d\tau} = G_B, \quad (8.8)$$

получим

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{RT}{V_0} G_B. \quad (8.9)$$

Так как процесс наполнения происходит в закритическом режиме, получим

$$G_B = G_{B, \text{кр}}; \quad (8.10)$$

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{RT}{V_0} G_{B, \text{кр}}.$$

Решая уравнение (8.10) относительно  $d\tau$  и интегрируя его в пределах от  $p_H$  до  $p_{\text{кр}}$ , получим время наполнения для изотермического процесса:

$$\tau_H = \frac{V_0 (p_{\text{кр}} - p_H)}{RT G_{B, \text{кр}}}. \quad (8.12)$$

Как было отмечено выше, в тормозных системах  $p_{T \text{ max}} < p_{\text{кр}}$ , тогда

$$\tau_3 = \frac{V_0 p_T}{RT G_{\text{кр}}}, \quad (8.13)$$

где  $\tau_3$  — время наполнения объема до давления  $p_T$  (время затормаживания).

**Время растормаживания.** Для определения времени растормаживания тормозной системы пользуются уравнениями газодинамики. Так как истечение воздуха происходит в атмосферу, причем  $\epsilon_{\text{кр}} = 0,528 \div 0,607$ , имеем

$$p_{\text{кр}} = \frac{p_H}{\epsilon_{\text{кр}}} = 1,65 \div 1,9 \text{ кгс/см}^2. \quad (8.14)$$

Таким образом, растормаживание системы до давления  $p_{\text{кр}}$  происходит в закритическом режиме, а дальнейшее растормаживание — в докритическом. Практически, в реальных тормозных системах участком с докритическим режимом истечения можно пренебречь.

Таким образом, по аналогии с уравнением (8.10) можно написать (приняв расход отрицательным) следующее:

$$\frac{dp}{d\tau} = - \frac{RT}{V_0} G_B, \quad (8.15)$$

причем

$$G_B = G_{B, \text{кр}} = a F_{\text{кр}} c,$$

$$\text{где } c = \frac{V \sqrt{gnRT}}{RT} \sqrt{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n-1}{n}}}$$

$$\text{Тогда } \frac{dp}{p} = - \frac{RT}{V_0} a F_{\text{кр}} c d\tau. \quad (8.16)$$

После интегрирования в пределах от  $p_{T \text{ max}}$  до  $p_T$  ( $p_T$  должно быть не меньше, чем  $p_{\text{кр}}$ ) имеем

$$\ln \frac{p_T}{p_{T \text{ max}}} = - \frac{RT a F_{\text{кр}} c \tau}{V_0}; \quad (8.17)$$

$$\tau = \ln \frac{p_{T \text{ max}}}{p_T} \frac{V_0}{RT a F_{\text{кр}} c} = B \ln \frac{p_{T \text{ max}}}{p_T}, \quad (8.18)$$

где

$$B = \frac{V_0}{RT a F_{\text{кр}} c} = \text{const}.$$

Так как величина  $B$  зависит только от конструктивных параметров клапана и начальных условий процесса, уравнение (8.18) может быть представлено в таком виде:

$$\frac{\tau}{B} = \ln \frac{p_{T \text{ max}}}{p_T}. \quad (8.19)$$

Графически зависимость  $\frac{p_T}{p_{T \text{ max}}}$  от  $\tau/B$  может быть представ-

лена в виде кривых (рис. 8.11), для изотермического процесса  $n=1$  и для адиабатического процесса  $n=k=1,4$ .

Для отыскания давления  $p_T$ , соответствующего заданному времени  $\tau$ , необходимо вычислить постоянную  $B$  и найти отношение  $\tau/B$ , затем по графику определить соответствующее значение  $p_T/p_{T \text{ max}}$ .

Зная величину начального давления в полости тормозов  $p_{T \max}$ , получим значение соответствующего давления  $p_T$ . Аналогично решается и задача определения времени  $\tau$  по заданному давлению  $p_T$ .

График показывает, что разница в давлениях при изотермическом и адиабатическом процессах мала. Это положение позволяет вести расчет времени растормаживания системы на основе изотермического процесса, получая при этом результаты, достаточно близкие к фактическим.

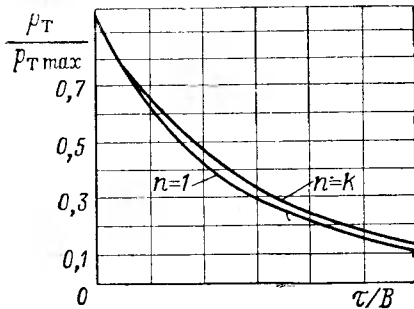


Рис. 8.11. График зависимости  $p_T/p_{T \max}$  от  $\tau/B$  для пневматической тормозной системы

Значительная длина трубопроводов тормозной системы также способствует выравниванию температур при растормаживании и приближает этот процесс к изотермическому.

Приведенный метод расчета не учитывает инерцию движущихся масс пневматических резиновых камер и поршней тормозных цилиндров, так как практика показывает, что их влиянием можно пренебречь.

## 5. РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Расчет гидравлических тормозных систем, так же как и пневматических, сводится к определению быстродействия системы: времени ее затормаживания и растормаживания. Для расчета должны быть известны следующие параметры системы: принципиальная схема тормозной системы, длина и диаметры трубопроводов, объемная характеристика системы и тормозов рабочее давление в системе и рабочее давление в тормозах.

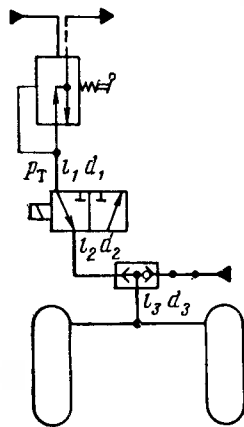


Рис. 8.12. Расчетная схема гидравлической тормозной системы

На рис. 8.12 представлен участок гидравлической тормозной системы. Для расчета принимаем следующие обозначения:  $p_c$  — давление в системе;  $p_T$  — давление в тормозах;  $l_i$  — длина трубопровода;  $d_i$  — диаметр трубопровода;  $V_H$  — начальный геометрический объем (до момента начала затормаживания);  $V_{II}$  — приращение начального геометрического объема (в процессе затормаживания).

Начальный объем  $V_H$  тормоза и системы есть объем, когда все подвижные элементы тормоза находятся в исходном положении и

избыточное давление в системе равно нулю. Этот объем всегда заполнен жидкостью. Приращение начального геометрического объема равно объему жидкости, поступившей в тормоз через редукционный клапан и обеспечившей смещение подвижных частей тормоза до момента соприкосновения поверхностей трения.

При расчете системы проходное сечение редукционного клапана принимаем постоянным и равным  $F_d$ . Проходные сечения всех остальных агрегатов принимаем не менее проходного сечения трубопровода, отходящего от редуктора.

Расчет системы ведется по упрощенной схеме (рис. 8.13) и включает в себя определение времени заполнения объема  $V_{II}$  до давления  $p_T'$ , которое необходимо для смещения подвижных частей тормоза до полного соприкосновения поверхностей трения тормоза, и определение времени нарастания давления от  $p_T'$  до  $p_{T \max}$ , когда поверхности трения прижаты с расчетной силой.

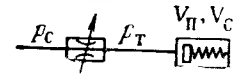


Рис. 8.13. Упрощенная расчетная схема гидравлической тормозной системы

Приращение геометрического объема при увеличении давления из-за деформации элементов тормоза (при увеличении давления от  $p_T'$  до  $p_{T \max}$ ) не учитывается.

Рассмотрим первый этап расчета — определение времени заполнения объема  $V_{II}$  до давления  $p_T'$ .

Расход жидкости через дроссель постоянного сечения определяется по формуле

$$Q_{ж} = A_d \cdot F_d \sqrt{\Delta p}, \quad (8.20)$$

где  $Q_{ж}$  — расход жидкости;  
 $F_d$  — площадь проходного сечения дросселя;  
 $\Delta p$  — перепад давлений.

$$A_d = k_p \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \text{ — приведенный коэффициент расхода}$$

(здесь  $k_p = 0,6$  — коэффициент расхода;  $g = 9,81 \text{ см/с}^2$ ).

В тормозной системе дросселем является редукционный клапан. Рассмотрим процесс затормаживания при максимально открытом редукционном клапане. В этом случае средний перепад давлений в дросселе

$$\Delta p' = p_c - \left( p_{II} + \frac{p_T'}{2} \right), \quad (8.21)$$

где  $p_{\Pi}$  — потери давления в эквивалентном трубопроводе от клапана до тормоза.

Изменение давления при смещении подвижных элементов происходит по линейному закону.

Для случая ламинарного течения жидкости величина потерь давления в трубопроводе определяется по следующей формуле:

$$p_{\Pi} = \lambda \frac{8\gamma}{g} \cdot \frac{1}{\pi^2} \cdot \frac{l}{d^5} Q_{жк}^2 \quad (8.22)$$

где  $l$  — длина трубопровода;  
 $d$  — диаметр трубопровода;

$$\lambda \approx \frac{75}{Re} \quad (8.23)$$

Здесь  $Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4Q_{жк}}{\nu \pi d}$  — число Рейнольдса,  $(8.24)$

где  $v$  — скорость течения жидкости в трубопроводе;  
 $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости.

Произведя соответствующие преобразования, получим

$$p_{\Pi} = 48 \frac{\nu\gamma}{g} \frac{l}{d^4} Q_{жк} \quad (8.25)$$

Если система состоит из ряда трубопроводов с различными длинами и диаметрами, то потери давления могут быть подсчитаны по следующему уравнению.

$$p_{\Pi} = 48 \frac{\nu\gamma}{g} \left( \frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + \dots + \frac{l_n}{d_n^4} \right) Q_{жк} \quad (8.26)$$

Таким образом, уравнение (8.20) с учетом потерь в трубопроводах системы и среднего противодавления в цилиндрах будет иметь вид

$$Q_{жк1} = A_{дF_{д}} \sqrt{p_c - p_{\Pi} - \frac{p_{т'}}{2}} \quad (8.27)$$

или  $Q_{жк1} = A_{дF_{д}} \sqrt{p_c - DQ_{жк} - \frac{p_{т'}}{9}}$ ,  $(8.28)$

где  $D = 48 \frac{\nu\gamma}{g} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i^4}$

Решая уравнение (8.28), получим

$$Q_{жк1}^2 = (A_{дF_{д}})^2 p_c - (A_{дF_{д}})^2 D Q_{жк1} - (A_{дF_{д}})^2 \frac{p_{т'}}{9};$$

$$Q_{жк1}^2 + (A_{дF_{д}})^2 D Q_{жк1} - (A_{дF_{д}})^2 \left( p_c - \frac{p_{т'}}{2} \right) = 0,$$

откуда  $Q_{жк1} = -\frac{A_{д}^2 F_{д}^2 D}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{A_{д}^2 F_{д}^2 D}{2}\right)^2 + A_{д}^2 F_{д}^2 \left(p_c - \frac{p_{т'}}{2}\right)}$ .

Действительное решение будет

$$Q_{жк1} = \sqrt{\left(\frac{A_{д}^2 F_{д}^2 D}{2}\right)^2 + A_{д}^2 F_{д}^2 \left(p_c - \frac{p_{т'}}{2}\right)} - \frac{A_{д}^2 F_{д}^2 D}{2}. \quad (8.29)$$

Зная приращение начального объема  $V_{\Pi}$  и средний расход на этом участке, получим время заполнения объема:

$$\tau_1 = \frac{V_{\Pi}}{Q_{жк1}} \quad (8.30)$$

После заполнения объема  $V_{\Pi}$  изменение давления  $p_{т}$  по времени определяется следующей зависимостью:

$$K_0 \frac{dp_{т}}{d\tau} = Q_{жк.ср}, \quad (8.31)$$

где  $Q_{жк.ср}$  — средний расход за весь процесс;  
 $K_0$  — коэффициент упругости системы.

$$K_0 = F_{тр} l \left( \frac{d}{\delta_{тр} E} + \frac{1}{E_1} \right) + \frac{V_c}{E_1}, \quad (8.32)$$

где  $F_{тр}$  — проходное сечение трубопровода;

$l$  — длина трубопровода;

$d$  — диаметр трубопровода;

$\delta_{тр}$  — толщина стенок трубопровода;

$E$  — модуль упругости материала трубопровода;

$E_1$  — модуль упругости рабочей жидкости;

$V_c$  — общий (суммарный) объем  $V_c = V_{н} + V_{\Pi}$ .

Если система состоит из трубопроводов различных длин и диаметров, то  $l$  и  $d$  берутся эквивалентными, т. е. такими, которые

при расходе  $Q_{жк}$  создают то же сопротивление, что и  $\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i^4}$ .

При линейном изменении давления от  $p_{т'}$  до  $p_{т''}$

$$Q_{жк2} = \sqrt{\left(\frac{A_{д}^2 F_{д}^2 D}{2}\right)^2 + A_{д}^2 F_{д}^2 \left[ p_c - \left(\frac{p_{т'} + p_{т''}}{2}\right) \right]} -$$

$$-\frac{A_d^2 F_d^2 D}{2} = K_0 \frac{dp_T}{d\tau}, \quad (8.33)$$

$$\text{откуда} \quad \frac{dp_T}{d\tau} = \frac{Q_{ж2}}{K_0}, \quad (8.34)$$

где  $\frac{dp_T}{d\tau}$  — скорость изменения давления в системе.

Время нарастания давления от  $p_T'$  до  $p_T''$  равно:

$$\Delta\tau_2 = \frac{p_T'' - p_T'}{\frac{dp}{d\tau}}. \quad (8.35)$$

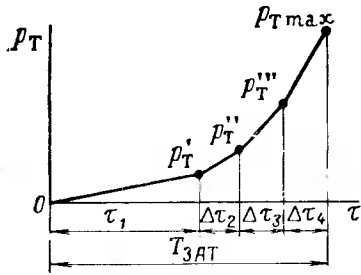


Рис. 8.14. График изменения давления в тормозе при затормаживании

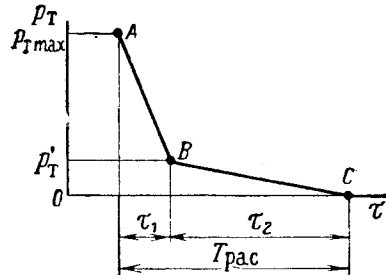


Рис. 8.15. График изменения давления в тормозе при растормаживании

Аналогично определяется время  $\Delta\tau_3$  и  $\Delta\tau_4$  для остальных участков.

График изменения давления в тормозе по времени при затормаживании показан на рис. 8.14.

Очевидно, что полное время затормаживания определяется как

$$T_{зат} = \tau_1 + \Delta\tau_2 + \dots + \Delta\tau_n. \quad (8.36)$$

Значения  $p_T''$  и  $p_T'''$  условно принимаются равными  $1/3$  и  $2/3$  от  $p_{Tmax}$  соответственно, где  $p_{Tmax}$  — максимальное редуцированное давление в тормозной системе.

Для определения времени растормаживания системы найдем количество жидкости, входящей в систему при повышении давления от  $p_T'$  до  $p_{Tmax}$ . Это количество находится как сумма объемов, подсчитанных для каждого участка отдельно.

$$\text{Тогда} \quad \Delta V = \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4 + \dots + \Delta V_i, \quad (8.37)$$

$$\text{где} \quad \Delta V_i = Q_{жи} \Delta\tau_i. \quad (8.38)$$

Определив  $\Delta V$  и зная коэффициент упругости системы, определяем расход жидкости через клапан 1 (см. рис. 8.12), проходное сечение на слив которого равно  $F_d'$ .

$$\text{Следовательно,} \quad Q_{ж} = A_d F_d' \sqrt{\Delta p_{ср}}, \quad (8.39)$$

$$\text{где} \quad \Delta p_{ср} = \frac{p_{Tmax} - p_T'}{2}.$$

При растормаживании кривая падения давления имеет вид, изображенный на рис. 8.15. На участке  $AB$  из системы выталкивается объем  $\Delta V$ , а на участке  $BC$  — выталкивается объем  $V_{п}$ . На участке  $AB$  коэффициент упругости системы  $K_0 = \text{const}$ . Процесс истечения можем рассматривать происходящим при постоянном перепаде, равном среднему перепаду  $\Delta p_{ср}$  (сопротивлением сливного трубопровода пренебрегаем). Тогда

$$Q_{ж} = A_d F_d' \sqrt{\frac{p_{Tmax} - p_T'}{2}}. \quad (8.40)$$

Время опоражнивания объема  $\Delta V$

$$\tau_1 = \frac{\Delta V}{A_d F_d' \sqrt{\frac{p_{Tmax} - p_T'}{2}}}. \quad (8.41)$$

Для участка  $BC$  получим

$$Q_{ж2} = A_d F_d' \sqrt{\frac{p_T'}{2}}, \quad (8.42)$$

$$\text{откуда} \quad \tau_2 = \frac{V_{п}}{A_d F_d' \sqrt{p_T'/2}}. \quad (8.43)$$

Полное время растормаживания

$$T_p = \tau_1 + \tau_2.$$

## АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ

### 1. УСЛОВИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ БЛОКИРОВКИ (ЮЗА) КОЛЕС

#### Принципиальная схема системы антиюзовой автоматики

Как отмечалось выше, эффективность торможения определяется величиной реализуемого коэффициента сцепления. Торможение наиболее эффективно, когда реализуется предельный коэффициент сцепления пневматика с ВПП ( $\mu_{пр}$ ). В этом случае происходит качение колеса с относительным проскальзыванием, равным  $\delta_{пр}$ . Увеличение тормозного момента (по каким-либо причинам) вызывает увеличение относительного проскальзывания сверх  $\delta_{пр}$  и резкое уменьшение коэффициента сцепления. Образовавшаяся в результате этого большая по абсолютной величине разность моментов  $\Delta M = M_{сц} - M_{т}$  приводит к полной блокировке колеса. Аналогичное явление происходит также в случае резкого уменьшения момента сцепления из-за уменьшения либо коэффициента сцепления, либо радиальной нагрузки на колесо при постоянном значении тормозного момента. Такое положение возможно, например, когда колесо наезжает на мокрый или обледенелый участок ВПП. Как в первом, так и во втором случаях полная блокировка колеса вызывает или местное эллипсообразное истирание протектора пневматика, или полное его разрушение.

Для наиболее эффективного безюзового торможения необходимо величину тормозного момента регулировать таким образом, чтобы качение тормозного колеса происходило при относительном проскальзывании, соответствующем предельному значению коэффициента сцепления пневматика с ВПП в данный момент. Осуществить такое торможение при наличии большого количества факторов, определяющих его, летчику невозможно. Поэтому для обеспечения безюзового торможения и получения приемлемой эффективности большинство современных самолетов имеет специальные системы антиюзовой автоматики.

В настоящее время наиболее широкое применение получили две принципиальных схемы систем антиюзовой автоматики: ди-

станционного действия с электроинерционными или электрическими датчиками и с автоматами прямого действия.

В системах дистанционного действия электроинерционный или электрический датчик неподвижно устанавливается на тормозе, а его чувствительный элемент (маховичок у электроинерционного датчика или якорь генератора у электрического датчика) связан с колесом через шестеренную передачу. Примером простейшей системы с электроинерционным датчиком может служить система, схема которой изображена на рис. 9.1. В этой системе при торможении давление от редуccionного клапана 1 по-

ступает в тормоз через электромагнитный клапан 2. Если в процессе торможения колесо входит в юз, то происходит резкое изменение оборотов колеса и относительного проскальзывания. Чувствительный элемент датчика 3 реагирует на возникшее изменение оборотов и подает сигнал в виде электрического импульса клапану 2, который и растормаживает колесо. Система с автоматами прямого действия не имеет отдельного клапана 2, ибо сам автомат, устанавливаемый на тормоз, включает в себя и чувствительный элемент и клапанное устройство.

Системы, автоматически обеспечивающие наиболее эффективное безюзовое торможение, стали разрабатываться и применяться лишь в самое последнее время.

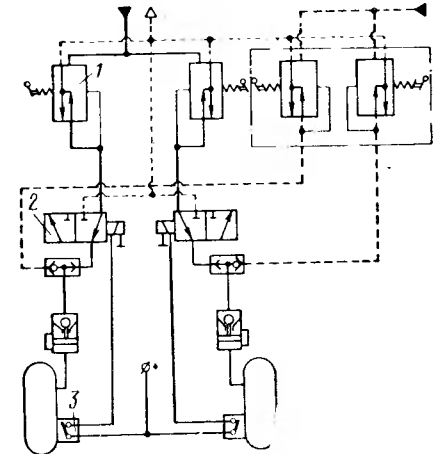


Рис. 9.1. Схема тормозной системы самолета с электроинерционными датчиками:

1 — редуccionный клапан; 2 — электромагнитный клапан; 3 — электроинерционный датчик

### 2. КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП РАБОТЫ ЭЛЕКТРОИНЕРЦИОННОГО ДАТЧИКА И АВТОМАТА ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Одна из распространенных конструкций электроинерционного датчика показана на рис. 9.2, принцип работы которого следующий. При пробеге самолета вращение колеса передается через шестеренную передачу на поводок 3 и затем на валик 4. Валик 4 через толкатель 8 передает вращение втулке 5, которая пружинным фрикционом 7 связана с маховичком 6. Пружинный фрикцион 7 связывает маховичок 6 с втулкой 5 и является храповиком. При отсутствии юза маховичок 6 вращается синхронно с колесом с числом оборотов, равным

$$n_m = in_k,$$

где  $i$  — передаточное отношение от колеса к датчику.

Кинетическая энергия, которой обладает при этом маховичок, равна

$$E_k = \frac{J_M \omega_M^2}{2}, \quad (9.14)$$

где  $J_M$  — момент инерции маховичка;

$\omega_M = \frac{\pi n_K}{30} i$  — угловая скорость вращения маховичка.

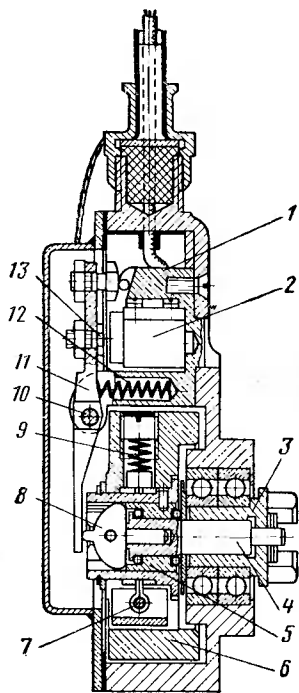
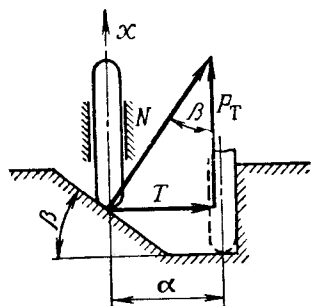


Рис. 9.2. Конструкция электроинерционного датчика:

1 — упор; 2 — концевой выключатель; 3 — поводок; 4 — валик; 5 — втулка; 6 — маховичок; 7 — пружинный фрикцион; 8 — толкатель; 9 — пружина; 10 — ось; 11 — рычаг; 12 — пружина; 13 — болт

Рис. 9.3. Схема сил механизма включения



При входе колеса в юз обороты валика 4, жестко связанного с колесом, резко уменьшаются. Маховичок и связанная с ним втулка 5 за счет инерции обгонят валик и создадут рассогласование по углу на величину  $\alpha$  (рис. 9.3). Втулка 5, имеющая винтовую поверхность в месте контакта с толкателем 8, вызовет осевое перемещение толкателя, величина которого пропорциональна углу подъема винтовой линии  $\beta$  и углу  $\alpha$ . Толкатель 8 сместит рычаг 11, который, поворачиваясь на оси 10, головкой болта 13 включит концевой выключатель 2 и подаст электрический импульс электромагнитному клапану растормаживания.

После включения рычаг упирается в упор 1 и держит концевой выключатель включенным до тех пор, пока либо не кон-

чится юз и исчезнет рассогласование по углу, либо пока маховичок не погасит полностью свою кинетическую энергию при вращении на втулке 5 из-за трения. После этого пружина 12 возвратит рычаг 11 и толкатель 8 в исходное положение и подача электрического импульса прекратится.

Расчет электроинерционного датчика сводится к определению его основных конструктивных параметров — момента инерции маховичка и момента фрикциона — по исходным данным: расчетному замедлению, при котором должно произойти включение концевого выключателя, и усилию, необходимому для включения.

Усилие на толкателе, необходимое для включения выключателя,

$$P_T = i_p P_1,$$

где  $P_1$  — усилие, необходимое для включения выключателя и сжатия возвратной пружины;

$i_p$  — передаточное отношение рычага.

Из рассмотрения схемы сил (см. рис. 9.3) без учета трения

$$P_T = T \operatorname{tg}(90^\circ - \beta),$$

где  $T$  — составляющая нормального давления  $N$  толкателя 8 на винтовую поверхность втулки 5.

С учетом трения величина усилия на толкателе будет

$$P_T = T \operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \rho), \quad (9.15)$$

где  $\rho$  — угол трения при скольжении втулки по толкателю.

Величина составляющей силы

$$T_{\max} = \frac{M_{\Phi}}{r},$$

где  $M_{\Phi}$  — момент трения на втулке при проскальзывании по ней маховичка (момент фрикциона);

$r$  — радиус действия силы.

При заданной величине расчетного замедления

$$T = \frac{J_M}{r} \epsilon_{д.р}, \quad (9.16)$$

где  $\epsilon_{д.р}$  — угловое расчетное замедление включения.

Подставив значения составляющей силы (9.16) в (9.15), получим

$$P_T = \frac{J_M}{r} \operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \rho) \epsilon_{д.р}$$

или

$$i_p \cdot P_1 = \frac{J_M}{r} \operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \rho) \epsilon_{д.р}, \quad (9.17)$$

откуда 
$$J_M = \frac{i_p P_1 r}{\operatorname{tg}(90^\circ - \beta - \rho) \epsilon_{д.р.}} \quad (9.18)$$

Угол  $\beta$  выбирается конструктивно (обычно  $\beta = 25^\circ$ ), а угол  $\rho$  определяется материалом толкателя и втулки. Момент фрикциона  $M_\phi$  должен обеспечить четкое включение концевого выключателя. Принимают

$$M_\phi = k J_M \epsilon_{д.р.},$$

где  $k = 1,5 \div 2,5$  — коэффициент запаса.

Время продолжительности импульса

$$\tau = \frac{J_M (\omega_0 - \omega)}{M_\phi},$$

где  $\omega_0$  — угловая скорость маховичка в момент вхождения колеса в юзу;

$\omega$  — угловая скорость маховичка в момент выхода колеса из юзы.

Максимальная продолжительность импульса будет в том случае, если  $\omega_0 = \omega_{\max}$ , а  $\omega = 0$ .

Тогда 
$$\tau_{\max} = \frac{J_M \omega_{\max}}{k J_M \epsilon_{д.р.}} = \frac{\pi n_{\max}}{30 k \epsilon_{д.р.}} \quad (9.19)$$

Быстродействие электроинерционного датчика характеризуется временем поворота маховичка относительно втулки на угол, необходимый для включения выключателя. При уменьшении угла поворота маховичка быстродействие датчика повышается.

Примером автомата прямого действия может служить автомат «Максарет» английской фирмы «Данлоп», получивший широкое распространение на некоторых пассажирских самолетах Западной Европы.

Принципиальная схема автомата показана на рис. 9.4. При движении самолета по ВПП ролик 1 с резиновым ободом вращается в шарикоподшипниках 4 из-за непосредственного контакта с ободом колеса 9. Вместе с роликом 1 вращается маховичок 2, связанный с ним цилиндрической пружиной 3, состоящей из трех витков. При отсутствии юзы ролик автомата и маховичок вращаются с колесом синхронно. При возникновении юзы маховичок начинает обгонять ролик, поворачиваясь на определенный угол и закручивая при этом спиральную пружину 8. Угол поворота и усилие закрутки спиральной пружины пропорциональны замедлению ролика. При повороте маховичка шарики 6, удерживаемые в пластине 5, начинают перемещаться по скосам втулки 7, связанной с роликом. Одновременно с перемещением шариков по скосам втулки происходит их осевое перемещение, что вызывает смещение толкателя 10 влево. Перемещаясь, толкатель поворачивает рычаг 14, который связан тягой 13 с планкой 12 клапанного механизма. При отсутствии юзы клапан выпуска,

связанный со сливной магистралью, закрыт, а клапан выпуска открыт и давление от тормозного редуционного клапана свободно поступает в тормоза. При юзе колеса клапан выпуска закрывается, а клапан выпуска открывается, сообщая тормозную систему со сливом. Проходные сечения клапанов выпуска и выпуска сделаны небольшими во избежание резкого изменения давления в тормозе.

Конструкция рычажного механизма выполнена таким образом, что величина открытия клапана выпуска зависит от величины углового замедления колеса. При большой величине замедления клапан выпуска перемещается на больший ход, что осуществляется путем дополнительного смещения пружинной опоры

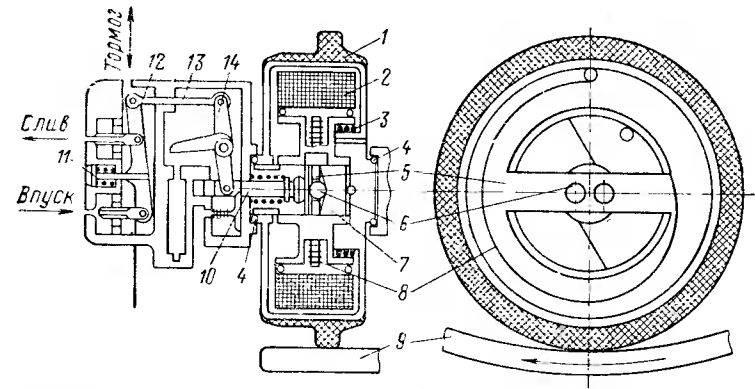


Рис. 9.4. Автомат прямого действия «Максарет»:

1 — ролик; 2 — маховичок; 3 — пружинный фрикцион; 4 — шарикоподшипник; 5 — пластина; 6 — шарики; 7 — втулка; 8 — спиральная пружина; 9 — обод колеса; 10 — толкатель; 11 — пружина; 12 — планка; 13 — тяга; 14 — рычаг

11. С прекращением юзы маховичок возвращается в исходное положение спиральной пружиной. Время выдержки импульса на растормаживание у этого автомата достигает 3—4 с, а частота срабатывания его в системе обычно колеблется от 10 до 20 Гц.

Процессы, происходящие в системе антиюзовой автоматики, могут быть представлены графически. На рис. 9.5 изображен процесс возникновения и устранения юзы колеса системой с электроинерционным датчиком. По оси ординат отложены:  $\omega_k$  — угловая скорость колеса;  $M_{сц}$  — момент сцепления;  $M_t$  — тормозной момент;  $u_d$  — электрический импульс датчика;  $\epsilon_b$  — угловое замедление валика датчика;  $\omega_m$  — угловая скорость маховичка датчика.

По оси абсцисс отложено время  $\tau$  протекания процесса. При отсутствии юзы качение колеса происходит с замедлением:

$$\epsilon_k = \frac{d\omega_k}{dt},$$

которому соответствует постоянное замедление валика датчика и маховичка  $\epsilon_B$ . Уменьшение угловой скорости колеса  $\omega_K$  и угловой скорости валика и маховичка  $\omega_M$  — линейное.

Когда по каким-либо причинам происходит изменение моментов  $M_{сц}$  и  $M_T$ , то вновь возникшая разность  $\Delta M$  вызовет изменение замедления входного валика датчика. Последнее приводит к срабатыванию чувствительного элемента и подаче электрического импульса на растормаживание (см. рис. 9.5 точка 1). Вследствие запаздывания системы тормозной момент начнет снижаться через некоторый промежуток времени  $\tau_1$ , за который происходит дальнейшее увеличение тормозного момента, уменьшение момента сцепления и увеличение замедления  $\epsilon_B$ . Угловая скорость

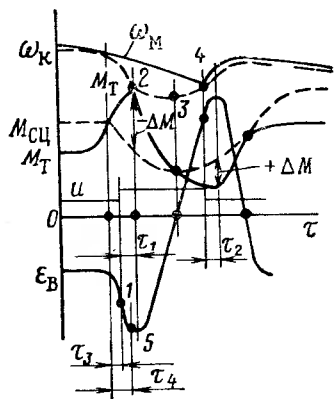


Рис. 9.5. Диаграмма работы системы с электронерционным датчиком.

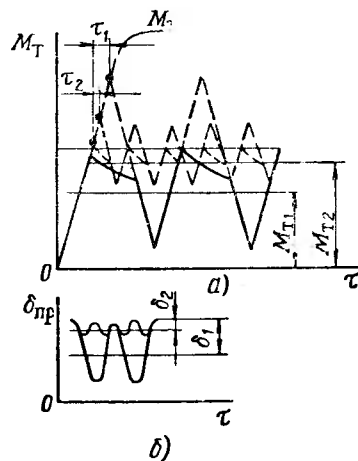


Рис. 9.6. График изменения тормозного момента  $M_T$  (а) и относительного проскальзывания  $\delta_{пр}$  (б) при работе системы с различным быстродействием

$\omega_K$  резко уменьшается. В точке 2 тормозной момент начинает падать, вследствие чего разность моментов  $-\Delta M$  по абсолютной величине уменьшается, вызывая изменение характера падения угловой скорости колеса (участок 2—3). Как только момент сцепления становится больше тормозного, начинается (правее точки 3) раскрутка колеса под действием разности моментов  $+\Delta M$ . Подача электрического импульса прекращается, как только исчезает рассогласование по углу в чувствительном механизме датчика (точка 4). Однако из-за запаздывания в системе, тормозной момент еще некоторое время  $\tau_2$  падает, а затем возрастает вновь до первоначальной величины. Рассмотренный график отражает картину процессов, происходящих в случае единичной сработки системы. Если юзовый режим поддерживается длитель-

ное время, то система в процессе торможения будет работать непрерывно, повторяя разобранный выше цикл с частотой порядка 5—10 Гц. Быстродействие всей системы во многом определяет эффективность торможения. На рис. 9.6 показано изменение тормозного момента при работе системы с различным быстродействием:  $\tau_1$  — время запаздывания первой системы;  $\tau_2$  — время запаздывания второй системы;  $\delta_{пр}$  — относительное проскальзывание.

Время запаздывания  $\tau_2$  меньше  $\tau_1$ . Из сопоставления кривых следует, что уменьшение запаздывания системы приводит к увеличению частоты срабатывания и уменьшению амплитуды колебания  $M_T$ , что вызывает увеличение среднего тормозного момента  $M_T$  и уменьшение относительного проскальзывания  $\delta_{пр}$ .

Общее время запаздывания  $\tau$  складывается из времени запаздывания датчика  $\tau_1$ , исполнительного агрегата  $\tau_2$  и самой системы  $\tau_3$ , т. е.

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3.$$

Практически для существующих систем величина запаздывания составляет  $\tau_1 \approx 0,01 \div 0,02$  с,  $\tau_2 \approx 0,02 \div 0,04$  с,  $\tau_3 \approx 0,02 \div 0,04$  с.

В соответствии с этим суммарное время запаздывания находится в пределах  $\tau = 0,05 \div 0,10$  с. При этом значении  $\tau$  амплитуда колебаний тормозного момента может составлять 20—40%.

Не менее важным фактором, влияющим на эффективность торможения, является чувствительность датчика, под которой подразумевается величина замедления  $\epsilon_B$ , необходимого для срабатывания датчика и подачи импульса на растормаживание исполнительному механизму. Влияние чувствительности датчика на амплитуду колебания видно из рис. 9.5. Когда датчик подает импульс на растормаживание при какой-то регулировке на величину  $\epsilon_B$  (точка 1), запаздывание подачи импульса равно  $\tau_3$ , а при регулировании  $\epsilon_B'$  запаздывание равно  $\tau_4$  (точка 5). При этом имеем  $\epsilon_B < \epsilon_B'$  и  $\tau_3 < \tau_4$ .

Если запаздывание  $\tau_3$  определяет (совместно с запаздыванием  $\tau_1$ ) величину  $\Delta M_1$ , то запаздывание  $\tau_4$  (также совместно с  $\tau_1$ ) определит величину  $\Delta M_1'$ , причем  $\Delta M_1 < \Delta M_1'$ .

Величина  $\epsilon_B$  определяется по формуле

$$\epsilon_B = ik\epsilon_K,$$

где  $i$  — передаточное отношение от колеса к валику датчика;

$k$  — коэффициент запаса;

$\epsilon_K$  — замедление колеса, возникающее при торможении без проскальзывания с максимально возможным тормозным моментом.

Как показывает опыт эксплуатации, чувствительность датчика при  $k < 1,5$  может приводить к снижению эффективности торможения из-за появления ложных срабатываний, а чувствительность при  $k > 3$  повышает износ пневматика без значительного

увеличения эффективности торможения. Для работоспособности системы большое значение имеет характеристика  $M_T = f(\tau)$  — зависимость  $M_T$  от времени растормаживания и затормаживания. Если  $M_T$  после срабатывания клапана растормаживания падает медленнее, чем  $M_{сц}$ , то колесо может оказаться не расторможенным, когда действие импульса от датчика прекратится. В этом случае  $M_T$  возрастет до первоначальной величины и колесо окажется полностью заблокированным. При проектировании систем автоматического торможения необходимо стремиться, чтобы максимальное время выдержки импульса на растормаживание было больше в 1,5—2 раза времени падения  $M_T$  от его максимального значения до нулевого. Однако чрезмерная крутизна характеристики  $M_T = f(\tau)$  снижает полноту диаграммы торможения.

Чувствительность или минимальное угловое замедление ( $\epsilon_{в \min}$ ), при котором датчик не должен срабатывать, определяется максимальным линейным замедлением самолета, возникающим при реализации предельного значения коэффициента сцепления.

По заданному линейному замедлению самолета можно определить замедление на валике датчика по следующей формуле

$$\epsilon_{в \min} = ik \frac{a_{з \max}}{r_d},$$

где  $r_d$  — динамический радиус качения колеса.

Поскольку  $a_{з \max} = g\mu_{пр}$ ,

получим 
$$\epsilon_{в \min} = ik \frac{1}{r_d} g\mu_{пр}.$$

### 3. ПРИМЕНЯЕМЫЕ ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ И СИСТЕМЫ АНТИЮЗОВОЙ АВТОМАТИКИ

Системы автоматики антиблокирования могут быть односигнальными и двухсигнальными. На большинстве самолетов применяются односигнальные системы, в которых электроинерционный датчик реагирует только на угловое замедление колеса. В последнее время на некоторых самолетах стали применяться двухсигнальные системы, в которых датчик реагирует не только на угловое замедление колеса (первый сигнал), но и на величину угловой скорости (второй сигнал). Второй сигнал на растормаживание электромагнитный клапан получает, когда электрический импульс от первого сигнала прекращается. Применение двухсигнальной системы повышает безопасность торможения, особенно в первый момент после приземления, когда колеса самолета не имеют достаточного сцепления с ВПП.

На рис. 9.7 показана схема односигнальной системы с электроинерционными датчиками для легкого самолета с пневмати-

ческой тормозной системой трехпорного шасси. Сжатый воздух поступает в тормозную магистраль из баллона через редукционный клапан 1, через электромагнитный клапан 2 в тормоз переднего колеса 3 и через дифференциал 10 и клапаны 9 в тормоза колес 8 основных стоек шасси. Включение или выключение электрического питания автоматической системы происходит ручным выключателем 5. Сила торможения колес регулируется изменением давления в тормозах путем нажатия на шток клапана 1. Затормаживание правого или левого колеса, необходимое для

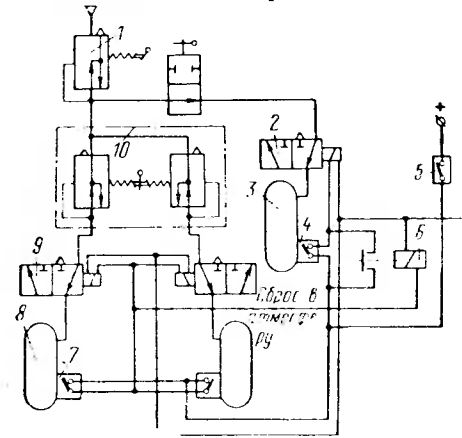


Рис. 9.7. Схема односигнальной системы с электроинерционным датчиком:

1 — редукционный клапан; 2, 9 — электромагнитные клапаны; 3 — переднее колесо; 4, 7 — электроинерционные датчики; 5 — ручной выключатель; 6 — катушка реле; 8 — основное колесо; 10 — дифференциал

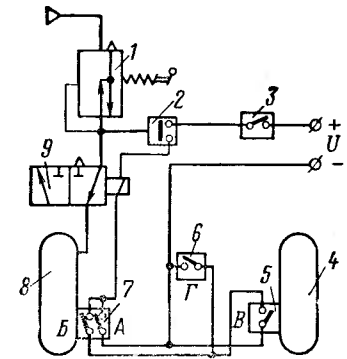


Рис. 9.8. Схема двухсигнальной системы антиюзовой автоматики:

1 — клапаны; 2, 3 — выключатели; 4 — нетормозное колесо; 5 — центробежный датчик; 6 — выключатель; 7 — датчик; 8 — основное колесо; 9 — клапан

управления самолетом на земле при рулении с разворотами или для парирования разворотов при движении по прямой, осуществляется дифференциалом 10, рычаг которого связан с педалями управления рулем направления. Для устранения юза каждое из колес снабжено электроинерционным датчиком 7. При вхождении в юз одного из основных колес датчик этого колеса подает электрический импульс на оба клапана растормаживания 9 основных колес 8 и на обмотку реле 6. При срабатывании реле 6 выдает электрический импульс на клапан 2 переднего колеса 3. Таким образом, растормаживаются одновременно все три колеса. При вхождении в юз переднего колеса 3 его датчик 4 подает импульс только на клапан 2 переднего колеса. Указанный порядок растормаживания колес обеспечивает необходимую устойчивость движения самолета при пробеге.

На рис. 9.8 показана схема двухсигнальной системы антиюзовой автоматики самолета с велосипедным шасси. Основное коле-

со 8 — тормозное, переднее 4 — нетормозное. Сжатый воздух поступает из баллона через клапан 1 в тормозную магистраль основного колеса. На основном колесе 8 установлен датчик 7, имеющий контакты А односигнального электроинерционного датчика, реагирующего на замедление колеса, и контакты В центробежного датчика, срабатывающего при заданной угловой скорости колеса. Контакты В центробежного датчика 5, установленного на нетормозном колесе 4, замыкаются и размыкаются при заданной величине угловой скорости вращения переднего колеса. Электрическая цепь: (+), выключатели 3 и 2, клапан 9, контакты А, (—) — представляет собой канал для подачи первого сигнала односигнальной системы, а цепь: (+), выключатели 3 и 2, клапан 9, контакты В, В и Г, (—) — является каналом второго сигнала. В полете, когда амортизатор передней ноги шасси не обжат, контакты Г выключателя 6 замкнуты, а когда самолет движется по земле и амортизатор обжат — разомкнуты.

Работает система следующим образом. В исходном положении включается ручной выключатель 3, контакты В замкнуты, а контакты А, В и Г разомкнуты. Электромагнитный клапан 9 обесточен и давление от редукционного клапана 1 может свободно поступать в тормоза. Когда амортизатор переднего шасси разгружается, контакты Г замыкаются и цепь второго сигнала оказывается полностью подготовленной к работе. Перед посадкой нажатием на шток редукционного клапана 1 создается давление в системе. При этом пневматический выключатель 2 замыкает цепь (+), контакты В, Г, (—) второго сигнала через обмотку электромагнита клапана 9, вследствие чего давление в тормоза не поступает. После приземления, как только основное колесо раскрутится до заданной угловой скорости, контакты В размыкаются, клапан 9 открывается и воздух под давлением поступает в тормоза. После раскрутки переднего колеса контакты В замыкаются, а контакты Г после обжатия амортизатора переднего шасси размыкаются. При вхождении колес 8 в юз вначале срабатывает датчик, реагирующий на замедление (контакты А) и система работает как обычная односигнальная. Если произошел подлет самолета или колесо 8 вошло в длительный юз, то по истечении 1,5—2 с действие импульса от датчика 7 по первому сигналу прекратится, контакты А разомкнутся и колесо начнет затормаживаться, но полностью не затормозится, ибо как только оно потеряет обороты до определенной величины, замыкаются контакты В и колесо 8 будет находиться в расторможенном состоянии по каналу второго сигнала. Система как двухсигнальная работает до скорости 50—70 км/ч. При скорости меньше 50 км/ч контакты В датчика 5 размыкаются, контакты В датчика 7 замыкаются, не подключая клапан 9, и система работает как односигнальная.

Принимая во внимание, что аэродинамическая характеристика некоторых самолетов такова, что в процессе послепосадочного

пробега нагрузка на колеса увеличивается постепенно, возникает необходимость в программном повышении тормозного давления в зависимости от скорости самолета. Это достигается применением специальных систем с электродистанционным управлением, одна из которых показана на рис. 9.9. Эта система с программным ступенчатым дистанционным регулированием давления в тормозах разработана для самолета, имеющего велосипедное шасси и передние нетормозные колеса.

Работает система следующим образом. При торможении по мере уменьшения скорости самолета летчик поочередно ставит ручной переключатель в положения 1, 2 и 3. С помощью реле 4

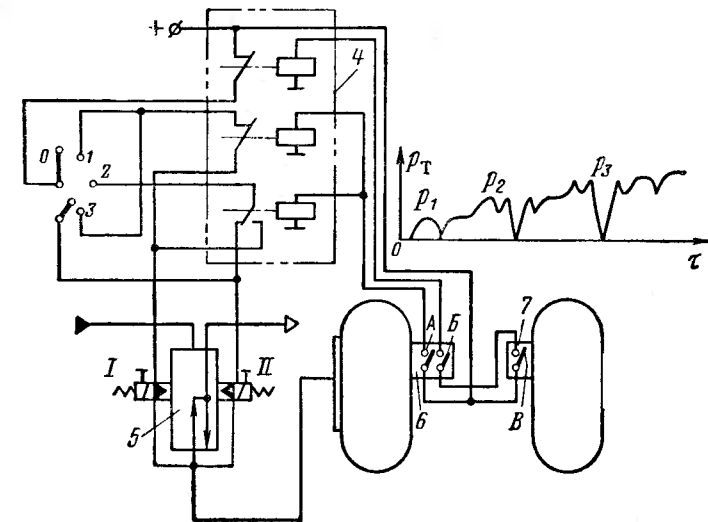


Рис. 9.9. Схема тормозной системы с программным ступенчатым регулированием тормозного давления  
1, 2, 3 — положения переключателя; 4 — реле; 5 — электрогидравлический редуктор; 6, 7 — датчики

электромагнитный редуктор 5 создает в тормозах давление:  $p_1$  — включен магнит I,  $p_2$  — включен магнит II, а затем  $p_3$  — включены оба магнита. Когда переключатель поставлен в нулевое положение, давление в тормозах отсутствует, так как при этом отключены оба магнита. Ступенчатость включения давления позволяет получать на каждой из ступеней тормозной момент, составляющий части максимального. Так как выдержать при ступенчатом регулировании зависимость  $M_T < M_{сц}$  для безюзового торможения на всем пробеге практически невозможно, изредка будет срабатывать датчик 6 по первому сигналу (замыкаются контакты А) системы антиюзовой автоматики. В этом случае реле 4 отключает либо магнит I, либо магнит II и давление сбрасывается с величины  $p_3$  до  $p_2$ , а с  $p_2$  до  $p_1$ , т. е. до величины предыду-

щего значения. Если же при таком сбросе юз не устраняется, то датчик *б* срабатывает по второму сигналу и замыкаются контакты *Б*, отключая оба магнита. Давление в тормозах сбрасывается до нуля.

На рис. 9.10 показана принципиальная схема антиюзового односигнального электронного автомата торможения на полупроводниковых элементах. Автомат состоит из однотипных каналов усилителей-преобразователей, число которых соответствует числу тахогенераторов, установленных на тормозных колесах. Автомат состоит из входной цепи и усилителя мощности. Входная цепь имеет мостовую систему выпрямителя (диоды Д1—Д4), емкость С1, сглаживающую пульсацию выпрямленного напряжения, контур дифференцирования (С2R2R3—Д5Д6R<sub>вх</sub>), перемен-

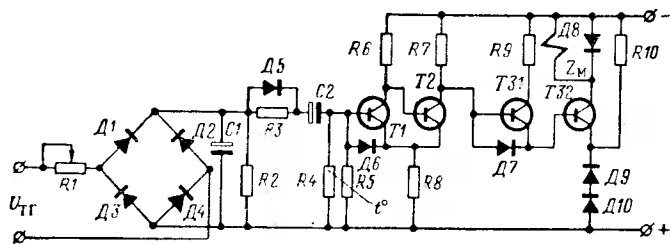


Рис. 9.10. Схема электронного автомата торможения

ный резистор R1 для регулирования чувствительности. Трехкаскадный усилитель мощности представляет собой полупроводниковое бесконтактное реле (Т1, Т2), управляющее выходным каскадом (Т31, Т32), нагрузкой которого является обмотка электромагнитного клапана растормаживания. Все четыре транзистора усилителя работают в режиме переключения. Резистор R10 и диоды Д7, Д9, Д10 необходимы для запираания мощного составного триода (Т31, Т32). Стабильность регулирования автомата при изменении температуры достигается применением глубокой обратной связи в полупроводниковых реле и термозависимым смещением.

При безюзовом торможении транзистор Т1 насыщен, а транзистор Т2 и выходной составной триод (Т31, Т32), находятся в состоянии отсечки, поэтому обмотка электромагнитного клапана обесточена (обратный ток коллектора транзистора Т32 ввиду его малости во внимание не принимается) и давление подается в тормоз.

При возникновении юзового режима угловая скорость колеса и напряжение тахогенератора падают. Это вызывает разряд конденсатора С2, разрядный ток которого создает на входном сопротивлении полупроводникового реле напряжение, пропорциональное угловой замедлению колеса:

$$U_{вх} = I_p R_{вх}, \quad I_p R_{вх} \cong -C_2 \frac{dU_{C_2}}{d\tau};$$

$$\frac{dU_{C_2}}{d\tau} = k_1 \frac{d\omega_K}{d\tau} = k_1 \varepsilon_K;$$

$$U_{вх} = -k_2 \varepsilon_K,$$

где  $U_{вх}$  — напряжение на входе реле;  
 $I_p$  — ток разряда конденсатора С2;  
 $R_{вх}$  — входное сопротивление полупроводникового реле;  
 $U_{C_2}$  — напряжение на обкладках конденсатора С2;  
 $\omega_K$  — угловая скорость колеса;  
 $\varepsilon_K$  — угловое замедление колеса;  
 $k_1, k_2$  — коэффициенты пропорциональности.

Напряжение на входе в реле вызывает лавинообразное опрокидывание (отпускание) схемы полупроводникового реле: транзистор Т2 переходит в режим отсечки, а транзистор Т1 и выходной составной триод (Т31, Т32) — в режим насыщения. В результате этого появляется ток в обмотке электромагнитного клапана и тормоз растормаживается. Если скорость колеса увеличивается, то напряжение тахогенератора растет, разряд конденсатора С2 прекращается, происходит обратное опрокидывание релейного усилителя и воздух подается в тормоз под давлением. Если же колесо после растормаживания продолжает терять обороты, то электромагнитный клапан будет включен еще некоторое время, пока отрицательный потенциал, создаваемый на базе транзистора Т1 разрядным током конденсатора С2, не уменьшится до величины, при которой произойдет «срабатывание» бесконтактного реле и переход в режим отсечки выходного триода, что приведет к затормаживанию колеса. Это время определяется постоянной времени цепи разряда конденсатора С2 и начальным напряжением на нем.

На рис. 9.11 показана принципиальная схема электрогидравлической системы с дистанционным управлением и электрическим антиюзовым автоматом. Система состоит из задатчика давления 2, электроблока 15, электрогидравлического клапана 3, клапана растормаживания 13 и датчика — генератора системы антиюзовой автоматики 12. Задатчик давления 2 устанавливается в кабине пилота. Он представляет собой трансформатор с переменным коэффициентом трансформации (в зависимости от хода тормозной педали) и дополнительным электровыключателем.

Электроблок 15 состоит из трех элементов: электрического устройства линии датчика прямой и обратной связи 22, магнитного усилителя 20 и электронного автомата системы антиюзовой автоматики 19.

Электрогидравлический редуцирующий клапан 3 размещается в непосредственной близости от тормозов, как правило, в отсеке

шасси. Электрогидравлический клапан состоит из электромеханического преобразователя 6, устройства типа «сопло-заслонка» 7, управляющего рабочим золотником 10, электроклапана 11, запирающего гидравлическое питание, чтобы исключить расход жидкости через сопла, и сообщающего тормоза со сливом при нажатой тормозной педали 1, а также датчика обратной связи 5, установленного на линии редуцированного давления. Клапан растормаживания 13 устанавливается в отсеке шасси и служит

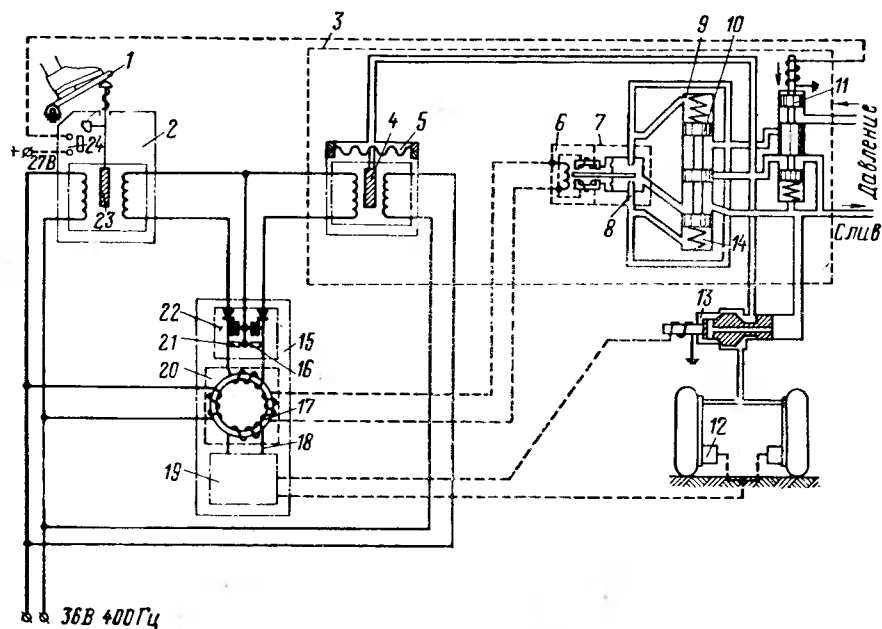


Рис. 9.11. Электрогидравлическая дистанционная система управления:

1 — педаль; 2 — датчик давления; 3 — электрогидравлический клапан; 4 — сердечник; 5 — датчик обратной связи; 6 — электромеханический преобразователь; 7 — устройство «сопло-заслонка»; 8 — сопло; 9 — управляющая полость; 10 — рабочий золотник; 11 — электроклапан; 12 — генератор системы антиюзовой автоматики; 13 — клапан растормаживания; 14 — управляющая полость; 15 — электроблок; 16 — сопротивление; 17 — выходная обмотка; 18 — обмотка магнитного усилителя; 19 — электронный автомат системы антиюзовой автоматики; 20 — магнитный усилитель; 21 — сопротивление; 22 — элемент линии прямой и обратной связи; 23 — сердечник датчика давления; 24 — выключатель

для сброса давления из тормозов при работе системы антиюзовой автоматики. Датчик 12 системы антиюзовой автоматики устанавливается на тормозе колеса и представляет собой генератор постоянного или переменного тока, выдающий напряжение, пропорциональное числу оборотов колеса. Система питается переменным током напряжением 36 В с частотой 400 Гц и постоянным током напряжением 27 В.

При нажатии на педаль 1 замыкается выключатель 24, электроклапан 11 подает гидравлическое питание к соплам 8 и управляющим полостям 9 и 14 золотника 10. При равных токах

(встречного направления) в сопротивлениях 16 и 21 разность потенциалов на концах выходной обмотки 17 магнитного усилителя равна нулю. Заслонка находится в среднем положении, давления на торцах золотника 10 равны и жидкость в тормоза не поступает.

При последующем нажатии педали и ходе сердечника 23 задатчика давления 2 изменяется его коэффициент трансформации, в результате чего равновесие токов, проходящих через сопротивления 16 и 21, нарушается и в выходной обмотке 17 появляется ток рассогласования, пропорциональный разности сигналов задатчика 2 и датчика обратной связи 5. Ток рассогласования усиливается магнитным усилителем 20. Усиленный сигнал подается на обмотку преобразователя 6. Заслонка перемещается, при этом давление в полости 9 увеличивается, а в полости 14 уменьшается. Под действием давлений в полостях 9 и 14 золотник 10 перемещается, соединяя линию тормозов с гидросистемой. Редуцированное давление перемещает сердечник 4 датчика обратной связи 5, изменяя коэффициент трансформации датчика. Равновесие токов в сопротивлениях 16 и 21 восстанавливается, ток рассогласования исчезает, заслонка возвращается в исходное положение, уравнивая давление в полостях 9 и 14. Золотник 10 возвращается в исходное положение. Таким образом, в линии тормозов устанавливается давление, пропорциональное величине перемещения штока задатчика давления.

При отпускании педали 1 процесс, описанный выше, повторяется с тем отличием, что по обмотке преобразователя 6 потечет ток обратного направления и заслонка переместится в другую сторону от нейтрального положения. Редуцированное давление будет снижаться.

При проскальзывании колеса выше заданной величины сигнал генератора 12 преобразуется в автомате торможения 19 в силовой сигнал, который выдается на клапан растормаживания 13. Одновременно сигнал растормаживания подается в корректирующее устройство, из которого поступает на обмотку 18 магнитного усилителя. Сигнал от корректирующего устройства воздействует на выходной ток магнитного усилителя, уменьшая давление в тормозах. При повторном срабатывании автомата произойдет повторное снижение давления в тормозах и так далее до тех пор, пока в системе не установится оптимальное давление. При повышении сцепления колес с грунтом и прекращении срабатываний автомата, давление плавно повышается до величины, заданной летчиком.

Рассмотренные выше системы по своему принципу действия не предназначены для поддержания режима торможения в зоне предельного коэффициента сцепления. Эти системы являются системами релейного типа с исполнительным клапаном, работающим по принципу «открыто — закрыто». Таким системам при работе на юзовом режиме свойственны колебания тормозного

давления и момента относительно некоторого среднего значения. Такие системы имеют вполне определенный процент потерь, что в конечном итоге приводит к некоторому увеличению тормозного пути самолета. Уменьшить потери можно путем уменьшения амплитуды колебания давления в тормозах путем дросселирования впуска и выпуска тормозной жидкости или воздуха или увеличения частоты срабатывания системы на юзовом режиме вследствие повышения ее быстродействия. Однако, как показала практика, даже самая быстродействующая существующая систе-

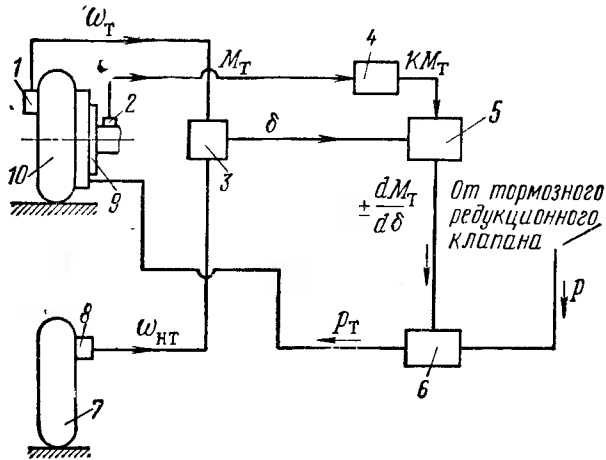


Рис. 9.12. Принципиальная схема системы автоматического торможения самолета:

1, 2 — датчики  $\omega_T$  и  $M_T$ ; 3 — вычислительный блок; 4 — усилительный блок; 5 — счетно-решающее устройство; 6 — электрогидравлический клапан; 7 — колесо; 8 — датчик угловой скорости  $\omega_{HT}$ ; 9 — тормоз; 10 — тормозное колесо

ма с автоматом торможения прямого действия не свободна от этого недостатка.

Одним из возможных решений задачи дальнейшего повышения эффективности торможения может служить система торможения по типу использованной на американском самолете RS-70 «Валькирия». Счетно-решающее устройство этой системы (рис. 9.12) воспринимает сигнал от тензодатчика по тормозному моменту  $M_T$  и сигнал по проскальзыванию  $\delta$ , для получения которого используется специальное нетормозное колесо 7, установленное на той же тележке, где установлены и основные тормозные колеса.

Для получения необходимых сигналов по угловой скорости на тормозном колесе устанавливается датчик 1, а на нетормозном — датчик 8. Система работает следующим образом. При торможении сигналы от датчика 1 и датчика 8, соответствующие угло-

вым скоростям  $\omega_T$  и  $\omega_{HT}$ , поступают в вычислительный блок 3, где преобразуются в выходной сигнал, пропорциональный величине проскальзывания  $\delta$ . Сигнал от датчика 2, установленного на тормозе, соответствующий величине тормозного момента  $M_T$ , поступает в усилительный блок 4, а затем в счетно-решающее устройство 5, куда одновременно поступает и сигнал  $\delta$ . Счетно-решающее устройство 5 преобразует сигналы  $M_T$  и  $\delta$  в сигнал  $dM_T/d\delta$ , который при увеличении  $\delta$  может иметь как знак плюс, когда момент  $M_T$  повышается, так и минус, когда  $M_T$  уменьшается. Сигнал  $dM_T/d\delta$  поступает в электрогидравлический клапан 6, который и осуществляет коррекцию тормозного давления  $p_T$  в тормозе 9. В начальный момент торможения давление в тормоз поступает от тормозного редукционного клапана через клапан 6, золотник которого несколько смещен вправо. Повышение момента будет вызывать уменьшение  $dM_T/d\delta$  до нулевого значения. При этом будет уменьшаться управляющий сигнал, что вызовет смещение золотника влево. При нулевом значении  $dM_T/d\delta$  золотник будет находиться в нейтральном положении, полость тормозов отключена и не сообщается ни с редукционным клапаном, ни со сливом. Клапан 6 представляет собой гидравлический усилитель с обратной связью по давлению типа сопло — заслонка. Управление заслонкой производится с помощью электромеханического преобразователя. Угол поворота якоря преобразователя  $\alpha$  прямо пропорционален управляющему току  $I_y = \pm dM_T/d\delta$ .

Следовательно, при  $dM_T/d\delta = 0$ ,  $\alpha = 0$  и золотник находится в среднем положении, при  $+\left(\frac{dM_T}{d\delta}\right)_{\max}$  якорь имеет максимальный угол отклонения  $+\alpha_{\max}$ , которому соответствует крайнее правое положение золотника. При  $-\frac{dM_T}{d\delta}$  угол поворота якоря  $-\alpha$ ,

что приводит к смещению золотника влево, и полость тормозов соединяется со сливом. Рассмотренная система коррекции дает возможность поддерживать тормозное давление в зоне  $dM_T/d\delta = 0$ , что соответствует зоне предельного коэффициента сцепления.

Так как предельному коэффициенту сцепления соответствует определенная зона относительного проскальзывания, возможно создание систем достаточно высокой эффективности, основанных на поддержании режима торможения в зоне заданного проскальзывания. Подобные системы, несколько уступая по эффективности системам, поддерживающим режим торможения в зоне предельного коэффициента сцепления, являются более простыми. Примером такой системы может быть система, принципиальная схема которой изображена на рис. 9.13. Эта система выдерживает заданную величину относительного проскальзывания. В ней предусмотрена также возможность изменения величины относительного проскальзывания при помощи ручного управления или

программного устройства. Система состоит из нескольких одинаковых автономных систем, каждая из которых управляет торможением одного или пары колес, находящихся в одинаковых условиях. Датчиком каждой автономной системы служит асинхронный тахогенератор 8, измеряющий угловую скорость вращения  $\omega_k$  тормозного колеса. Такой же тахогенератор 10, но один на все автономные системы, измеряет скорость вращения  $\omega_c$  нетормозного колеса 9 самолета.

Множительное устройство 1, выполняет операцию умножения входного напряжения  $U_\delta$  на напряжение  $U_c$ , пропорциональное скорости вращения нетормозного колеса. Одновременно оно яв-

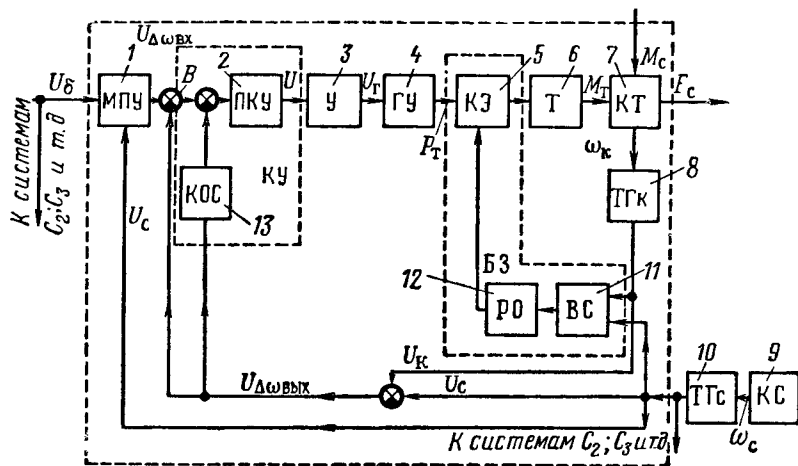


Рис. 9.13. Принципиальная схема системы автоматического торможения с оптимальным регулированием:

1 — множительное полупроводниковое устройство; 2 — полупроводниковый корректирующий узел; 3 — усилитель; 4 — гидравлический усилитель; 5 — клапан электромагнитный; 6 — тормоз; 7 — колесо тормозное; 8 — тахогенератор; 9 — нетормозное колесо; 10 — тахогенератор; 11 — вычислитель скольжения; 12 — транзисторное реле; 13 — звено корректирующей обратной связи

ляется программным, обеспечивая заданный нелинейный закон изменения  $U_{\Delta\omega_{\text{вх}}}$  в зависимости от скорости нетормозного колеса. Корректирующее устройство системы КУ состоит из узла последовательной коррекции 2 и звена корректирующей обратной связи 13. Транзисторный усилитель 3 подает напряжение  $U_T$  на входную обмотку гидравлического усилителя 4, создающего давление  $p_T$  в тормозах колес. Устройство защиты от юза БЗ состоит из вычислителя проскальзывания 11, транзисторного реле 12 и электромагнитного клапана 5.

Работает система следующим образом. После касания колес самолета поверхности ВПП и их раскрутки, происходит включение системы путем подачи напряжения  $U_\delta$ , пропорционального заданной величине проскальзывания  $\delta_z$ . Напряжение на выходе

множительно-программного блока 1 в каждый момент времени оказывается пропорциональным разности скоростей вращения нетормозного и тормозного колес, соответствующей заданному проскальзыванию. Поскольку основным фактором, влияющим на положение экстремума зависимости  $\mu_{\text{пр}}(\delta)$ , является скорость самолета, то оказывается возможным найти закон изменения  $U_{\Delta\omega_{\text{вх}}}$  в зависимости от скорости  $\omega_c$ , обеспечивающий работу тормозящего колеса при проскальзывании, близком к оптимальному. Воспроизведение этого закона достигается выбором фазового сдвига между напряжением  $U_c$  и опорным напряжением множительного устройства 1.

В точке суммирования В напряжение  $U_{\Delta\omega_{\text{вх}}}$  сравнивается с напряжением  $U_{\Delta\omega_{\text{вых}}}$ , пропорциональным действительной разности скоростей  $\Delta\omega_{\text{вых}} = \omega_c - \omega_k$  в данный момент времени. В установленном режиме работы напряжение на входе гидроусилителя 4, а следовательно, и тормозной момент  $M_T$  пропорциональны разности

$$U = U_{\Delta\omega_{\text{вх}}} - U_{\Delta\omega_{\text{вых}}}$$

или

$$U = k\omega_c(\delta_z - \delta_{\text{вых}}),$$

где  $k$  — коэффициент пропорциональности.

Коэффициент усиления усилителя выбирается таким, чтобы разница между заданным и действительным значениями относительного проскальзывания не превосходила допустимой величины

$$\delta_z - \delta_{\text{вых}} \leq \Delta\delta_d.$$

При этом тормозной момент оказывается достаточным, чтобы обеспечить требуемое значение проскальзывания (с погрешностью  $\pm\Delta\delta_d$ ).

При отклонении величины проскальзывания тормозного колеса от  $\delta_z$  напряжение  $U$  и тормозной момент  $M_T$  изменяются таким образом, чтобы вернуть проскальзывание к требуемому значению.

Допустим, что вследствие уменьшения коэффициента сцепления колеса с грунтом (при попадании на влажный грунт) скорость вращения  $\omega_k$  начинает уменьшаться (относительное проскальзывание увеличивается). Уменьшение скорости  $\omega_k$  приводит к росту напряжения  $U_{\Delta\omega_{\text{вх}}}$ , уменьшению напряжений  $U$ , и, следовательно, к снижению тормозного момента, что вызывает раскрутку колеса до прежней скорости. Относительное проскальзывание при этом будет приближаться к требуемому значению.

Устройство защиты БЗ предотвращает возможность юза тормозного колеса в случае отказа или выхода из строя элементов основной цепи системы. Вычислитель скольжения 11 блока защиты, построенный на двух транзисторах аналогично множительному устройству 1, определяет текущее значение скольжения  $\delta_{\text{вых}}$ . Если величина последнего по каким-то причинам пре-

высит заданное заранее критическое значение  $\delta_k$ , блок защиты включает и электромагнитный клапан 5, понижающий давление в тормозе. Колесо начинает увеличивать скорость вращения и как только величина скольжения станет меньше  $\delta_k$ , электромагнитный клапан подает давление от электроредукционного клапана в тормоз.

Из рассмотренных выше систем, системы, обеспечивающие оптимальное или близкое к оптимальному торможению, являются наиболее эффективными. Однако они отличаются большой сложностью, что приводит к ограничению их применения, особенно для легких самолетов. В отдельных случаях можно повысить эффективность применением в обычных системах несложных дополнительных устройств.

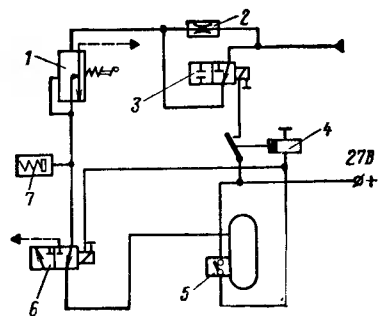


Рис. 9.14. Схема системы антиюзовой автоматики с программным регулированием тормозного момента: 1 — редукционный клапан; 2 — дроссель; 3, 6 — электромагнитный клапан; 4 — реле; 5 — электроинерционный датчик; 7 — объем

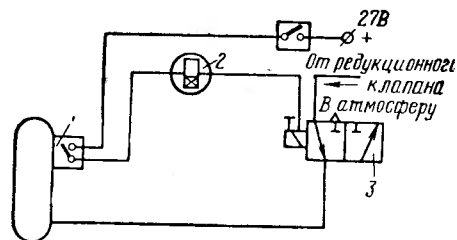


Рис. 9.15. Система антиюзовой автоматики легких самолетов:

1 — электроинерционный датчик; 2 — электрический фильтр; 3 — электромагнитный клапан

резко повышается до величины несколько меньшей, чем величина давления, при которой произошел юз. Дальнейшее же нарастание давления до величины, близкой к предельной, будет происходить плавно из-за наличия дросселя 2 и задержки в реле 4.

Рассмотренная система позволяет уменьшить амплитуду колебания тормозного момента с одновременным уменьшением числа срабатываний датчика системы антиюзовой автоматики.

Другим вариантом системы, повышающим эффективность, может служить система, изображенная на рис. 9.15 и широко применяемая на легких самолетах. Принцип работы системы заключается в следующем. В тех случаях, когда от электроинерционного датчика 1 поступает сигнал, продолжительностью менее заданной, он не проходит через фильтр 2 и растормаживания не происходит. Не происходит также и истирания пневматики, так как в течение этого времени происходит лишь его угловая деформация. Если же сигнал от датчика достаточно продолжительный, то он проходит через электрический фильтр 2 к электромагнитному клапану 3, который и производит растормаживание колеса.

Эта схема дает возможность отфильтровать все ложные сигналы, которые могут быть вызваны неровностями плит аэродрома, кинематикой шасси и другими факторами.

На рис. 9.14 показана система антиюзовой автоматики с программным регулированием тормозного момента. Работает система следующим образом. При торможении летчик с помощью клапана 1 создает давление в тормозе колеса. Жидкость проходит в тормоз практически без сопротивления через электромагнитные клапаны 3 и 6. При открытом электромагнитном клапане 3, когда юз отсутствует, такая система работает как обычная. При вхождении колеса в юз, электрический импульс от инерционного датчика 5 поступает к электромагнитному клапану 6, и через реле 4 к электромагнитному клапану 3. Клапан 6 соединяет тормоз колеса со сливом, а клапан 3 перекрывает линию питания клапана 1. Давление в тормозах падает. После устранения юза подача импульса на растормаживание прекращается и тормоз оказывается вновь соединенным с клапаном 1. Давление в тормозах за счет регулировки пружины подпитывающего объема 7

## КОНСТРУКЦИИ АГРЕГАТОВ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

### 1. АГРЕГАТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

В пневматическую тормозную систему прямого действия входят следующие основные агрегаты: редукционный клапан, дифференциал, электромагнитный клапан растормаживания, переключатель (челночный клапан) и др.

#### Редукционный клапан

Пневматический редукционный клапан является агрегатом, который в основном определяет качество работы тормозной системы. Клапан должен обладать:

- линейной зависимостью редуцированного давления от величины хода толкателя;
- максимальной чувствительностью по ходу толкателя;
- виброустойчивостью;
- герметичностью;
- быстродействием.

Принцип работы клапана заключается в следующем (рис. 10.1). При торможении летчик рычагом смещает толкатель 1. Пружина 2, деформируясь, передает усилие на поршень 3 и перемещает его. В свою очередь поршень, ликвидируя зазор  $a$ , сместит клапан выпуска 4 и через специальную иглу откроет клапан впуска 5. Воздух из системы высокого давления (обычно из баллона) через штуцер 6, открытый клапан впуска 5 и через штуцер 7 будет поступать в тормозную систему.

Редуцированное давление, создаваемое в тормозной системе, действуя на эффективную площадь поршня 3, сжимает пружину 2 и уравнивает нагрузку, приложенную к толкателю 1, в результате чего поршень сместится вверх и клапан впуска закроется.

В равновесном положении клапаны 5 и 4 закрыты.

При уменьшении силы нажатия на толкатель равновесие нарушается, избыточная сила перемещает поршень 3 вверх, клапан выпуска 4, дойдя до упора в гайку, останавливается и открыва-

ется. Избыточное давление (с учетом новой нагрузки на толкатель 1) стравливается в атмосферу.

**Статический расчет пневматического редукционного клапана.** Исходными данными для расчета являются следующие величины (рис. 10.2):

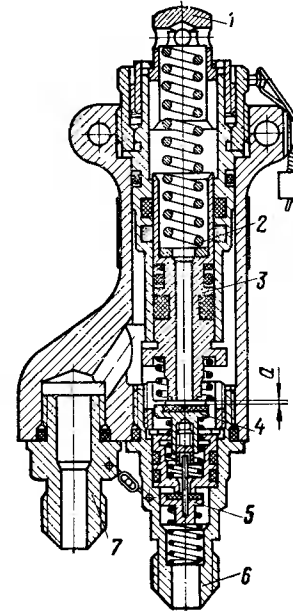


Рис. 10.1. Конструкция пневматического редукционного клапана:

1 — толкатель; 2 — пружина;  
3 — поршень; 4 — клапан выпуска;  
5 — клапан впуска;  
6, 7 — штуцера

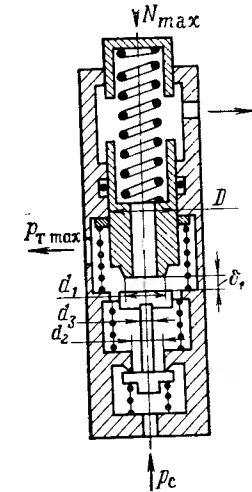


Рис. 10.2. Расчетная схема пневматического редукционного клапана

- $N_{\max}$  — максимальная нагрузка на толкатель клапана;
- $Y_{\max}$  — максимальный ход толкателя клапана;
- $p_0$  — подводимое в клапан давление;
- $p_{r,\max}$  — максимальное редуцированное давление;
- $\tau_2$  — допустимое время затормаживания;
- $\tau_1$  — допустимое время растормаживания;
- $\delta_{\max}$  — максимальный холостой ход клапана;
- $\Delta Y_{\max}$  — максимальная нечувствительность клапана по ходу;
- $D$  — диаметр поршня;
- $F_{\Pi}$  — площадь поршня;
- $F_2$  — минимальное проходное сечение впускного клапана;

$F_1$  — минимальное проходное сечение выпускного клапана;

$\delta_1$  — величина открытия клапана выпуска;

$d_1$  — диаметр седла клапана выпуска;

$d_2$  — диаметр седла клапана впуска;

$d_3$  — диаметр толкателя;

$\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$  — усилия предварительной затяжки возвратных пружин;

$T_{\Pi}$  — сила трения поршня.

Проходное сечение впускного клапана  $F_2$  можно определить по приведенной ниже формуле, полученной на основании формул (8.4) и (8.13),

$$F_2 = \frac{V p_{T \max}}{a C_{\tau_3} \rho_c}, \quad (10.1)$$

где  $V$  — заполняемый объем;

$$C = \sqrt{gnRT} \sqrt{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}}.$$

Проходное сечение клапана выпуска  $F_1$  определяют на основании формулы (8.17) следующим образом:

$$F_1 = \frac{V}{a C_{\tau_1}} \ln \frac{p_{T \max}}{p_T} \quad (10.2)$$

при условии, что принятое давление растормаживания  $p_T > p_{кр} = 1,65 \div 1,9$  кгс/см<sup>2</sup>. Принимая, что

$$F_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \pi d_1 \delta_1$$

и

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_3^2),$$

имеем 
$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}}; \quad \delta_1 = \frac{d_1}{4}; \quad d_2 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi} + d_3^2} \quad (10.3)$$

( $d_3$  — подбирается непосредственно при проектировании).

Проходные сечения входных и выходных каналов должны быть больше сечения клапанов  $F_1$  и  $F_2$  не менее чем в три раза.

Усилия предварительной затяжки пружин подбираются с учетом особенностей конструкции и могут колебаться в значительных пределах:

$$\Pi_1 = (2 \div 5) \text{ кгс};$$

$$\Pi_2 = \Pi_3 = (0,5 \div 1,5) \text{ кгс}.$$

После подбора  $\Pi_1, \Pi_2$  и  $\Pi_3$  определяют максимальный ход толкателя  $Y_{\max}$ , который не должен превышать заданной величины.

Так как холостой ход клапана не должен превышать 25% полного хода, то имеем  $\delta_{\max} = 0,25 Y_{\max}$ :

$$\delta_{\max} = \delta_1 + \frac{\Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \rho_c \frac{\pi d_2^2}{4} + T_{\Pi}}{c_p}$$

где  $c_p$  — жесткость редуccionной пружины.

Но так как 
$$c_p = \frac{N_{\max}}{Y_{\max}},$$

то 
$$\delta_{\max} = \delta_1 + \frac{Y_{\max}}{N_{\max}} \left( \Sigma \Pi + \rho_c \frac{\pi d_2^2}{4} + T_{\Pi} \right)$$

или 
$$0,25 Y_{\max} = \delta_1 + \frac{Y_{\max}}{N_{\max}} \left( \Sigma \Pi + \rho_c \frac{\pi d_2^2}{4} + T_{\Pi} \right),$$

откуда 
$$Y_{\max} = \frac{\delta_1}{0,25 - \frac{\Sigma \Pi + \rho_c \frac{\pi d_2^2}{4} + T_{\Pi}}{N_{\max}}}$$

Очевидно, для нормальной работы клапана необходимо, чтобы

$$N_{\max} > 4 \left( \Sigma \Pi + \rho_c \frac{\pi d_2^2}{4} + T_{\Pi} \right). \quad (10.4)$$

Эффективную площадь поршня определяют по формуле

$$F_{\Pi} = \frac{N_{\max} - T_{\Pi} - \Sigma \Pi}{\rho_{T \max}},$$

где

$$\Sigma \Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3. \quad (10.5)$$

### Дифференциал

Дифференциалы применяются в тормозных системах трехопорного шасси для обеспечения затормаживания колес правого и левого шасси с различным тормозным моментом, что необходимо для выполнения разворотов при рулении самолета.

Дифференциал представляет собой спаренный редукционный клапан, позволяющий понижать давление в колесах одной стойки шасси при сохранении давления в колесах другой стойки. Конструкция наиболее распространенного дифференциала показана на рис. 10.3.

В гильзах 2, неподвижно установленных в корпусе дифференциала 6, свободно перемещаются поршни 3. В седло поршня упирается клапан выпуска 1, прижатый пружиной. Давление, поданное в штуцер А, свободно проходит к тормозам через штуцер В,

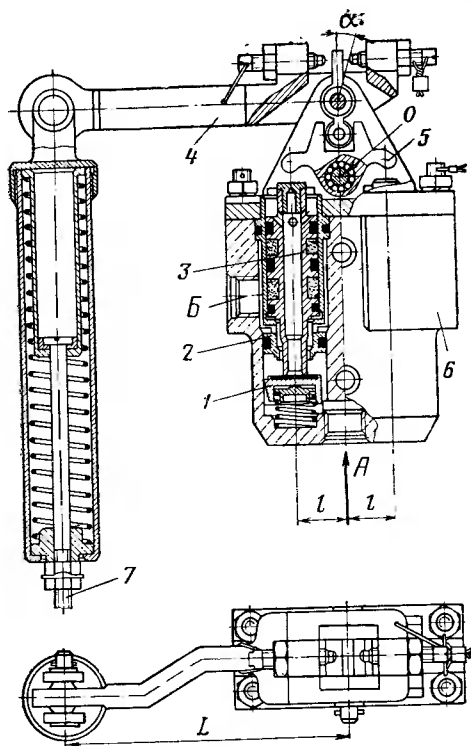


Рис. 10.3. Конструкция дифференциала тормозной системы:

1 — клапан выпуска; 2 — гильза; 3 — поршень; 4 — рычаг; 5 — коромысло; 6 — корпус дифференциала; 7 — пружинная муфта

Поршень 3 отходит от клапана 1 и давление в тормозе снижается до тех пор, пока не наступит равновесие сил, действующих на тягу пружинной муфты 7.

Конструктивные размеры дифференциала определяются путем статического расчета. Исходными данными для расчета являются следующие:

$p_{т \max}$  — максимальное тормозное давление;

поршни при этом прижимаются к коромыслу 5. При нейтральном положении рычага 4 и тяги пружинной муфты 7 давление беспрепятственно проходит к тормозам обоих колес.

При отклонении тяги пружинной муфты 7 вверх или вниз рычаг 4 отклоняется на некоторый угол  $\alpha$ , при котором еще не происходит изменения давления в тормозах. Этот угол определяет холостой ход  $\delta$ . Дальнейшее отклонение тяги 7 вверх или вниз вызывает появление добавочного момента на коромысле 5 относительно оси вращения О. При этом давление в тормозах изменяется из-за того, что при повороте коромысла 5 по часовой стрелке левый поршень 3 перемещается вверх, клапан 1 прижимается к седлу гильзы 2 и отсекает полость левого тормоза от тормозной магистрали.

$N_{\max}$  — максимальное усилие пружинной муфты;  
 $X_{\max}$  — максимальное отклонение тяги пружинной муфты;  
 $\tau$  — минимальное время при растормаживании тормоза колеса через дифференциал.

Проходное сечение на выпуск при растормаживании через дифференциал определяется по формулам (10.2) и (10.3).

При отклонении тяги (например, вниз) на величину  $X$  имеем

$$iLc_M X = p_1 F_{\Pi} l - p_2 F_{\Pi} l \quad (10.6)$$

или

$$iLc_M X = F_{\Pi} l (p_1 - p_2), \quad (10.7)$$

где  $L$  и  $l$  — линейные размеры агрегата (плечи);

$F_{\Pi}$  — площадь поршня;

$p_1$  и  $p_2$  — давление в тормозах левого и правого колес;

$c_M$  — жесткость тяги пружинной муфты;

$i$  — передаточное отношение.

Из формулы (10.7) видно, что

$$\Delta p = kX,$$

где

$$\Delta p = p_1 - p_2;$$

$$k = \frac{iLc_M}{F_{\Pi} l}, \quad c_M = \frac{N_{\max}}{X_{\max}}$$

Таким образом, перепад давлений в тормозах пропорционален смещению тяги.

При крайнем отклонении тяги

$$\Delta p_{\max} = kX_{\max}. \quad (10.8)$$

### Электромагнитный клапан растормаживания

Электромагнитный клапан служит для понижения давления в тормозах при вхождении колеса в юз. Применяются различные конструкции клапанов, но наибольшее распространение получил клапан с серводействием (рис. 10.4).

При отсутствии юза колеса клапан соединяет полость тормоза с линией редуцированного тормозного давления. Воздух свободно проходит от редукционного клапана в тормоз через штуцер В, пазы в якоре 1, направляющую 5 и штуцер Г. При этом давление в полости В равно давлению в полости А и основной клапан 4 прижимается к седлу штуцера Г пружинной 3 управляющего клапана 2 и давлением воздуха.

При подаче электрического импульса на растормаживание в случае входа колес в юз электромагнит перемещает якорь 1, который, пройдя расстояние  $a$ , закрывает клапан выпуска и прекратит доступ воздуха в тормоза. Одновременно якорь 1 переместит кла-

пан 2 влево, отсечет полость *B* от полости *A* и сообщит полость *B* с атмосферой (клапан 2 перемещается по направляющей 5 с малым зазором). В результате образовавшегося перепада давлений клапан 4 будет смещен влево и соединит тормозную полость с атмосферой.

Все проходные сечения электромагнитного клапана рассчитываются по полученным выше формулам для обеспечения минимальных потерь при движении воздуха через клапан, после чего производится статический расчет усилий электромагнита и пружины сервоклапана.

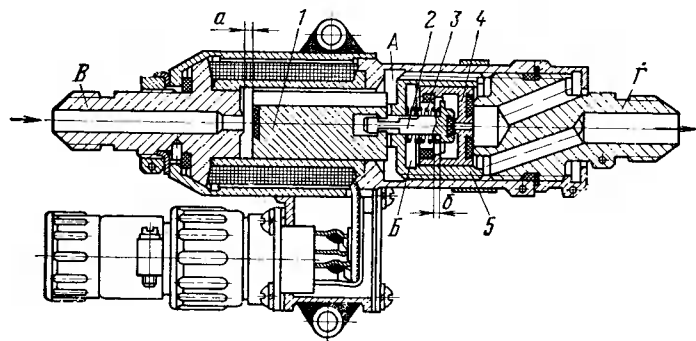


Рис. 10.4. Электромагнитный клапан растормаживания:  
1 — якорь; 2, 4 — клапаны; 3 — пружина; 5 — направляющая

### Переключатель (челночный клапан)

Переключатель предназначен для обеспечения питания потребителя от двух систем. Обычно пружина клапана удерживает челнок в положении, при котором тормоза подключены к основной системе. В случае выхода из строя основной системы летчик включает аварийную, челнок клапана давлением в аварийной системе перебрасывается, переключая линию тормозов с основной системы на аварийную.

## 2. АГРЕГАТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

В гидравлические тормозные системы прямого действия входят следующие основные агрегаты: редукционный клапан основной системы, редукционный клапан аварийной системы, дозатор, переключатель (челночный клапан), электромагнитный клапан растормаживания.

### Редукционный клапан основной системы торможения

Редукционный клапан является основным агрегатом, определяющим надежность и качество системы в целом. Поэтому кла-

пан должен быть достаточно чувствительным, виброустойчивым и надежным в эксплуатации, иметь статическую характеристику, близкую к линейной.

В практике агрегатостроения могут встретиться тормозные редукционные клапаны как прямого действия, так и с серводействием.

В настоящее время наибольшее распространение получил клапан прямого действия, конструкция которого показана на рис. 10.5.

Принцип действия клапана заключается в следующем. При нажатии летчиком на тормозную педаль смещается стакан 1, который, в свою очередь, через пружину 2 смещает толкатель 3 с клапаном выпуска 5. Пружина 4 клапана выпуска при этом сжимается. Клапан выпуска 5, перемещаясь на 2—2,5 мм, смещает гильзу 6, и, опираясь на золотник 7, отсекает тормозную систему от линии слива, соединенную со штуцером *B*. При дальнейшем нажатии смещается золотник 7 с клапаном выпуска, выполненным на золотнике в виде конуса. Жидкость из магистрали высокого давления через штуцер *A*, клапан впуска и штуцер *B* поступает в тормозную систему.

При прекращении дальнейшего движения стакана 1 давление в тормозной системе будет увеличиваться до тех пор, пока сила давления жидкости на клапан 5 не сожмет пружину 2, а золотник 7 под действием пружины 8 не упрется в гильзу и не прекратит доступ жидкости в тормозную систему. При снижении давления пружина 2 снова сместит золотник 7 и в системе будет поддерживаться вполне определенное давление, соответствующее положению стакана 1.

При обратном ходе стакана 1 клапан выпуска 5 откроется и жидкость из тормозной системы будет перетекать в линию слива через штуцер *B*, снижая

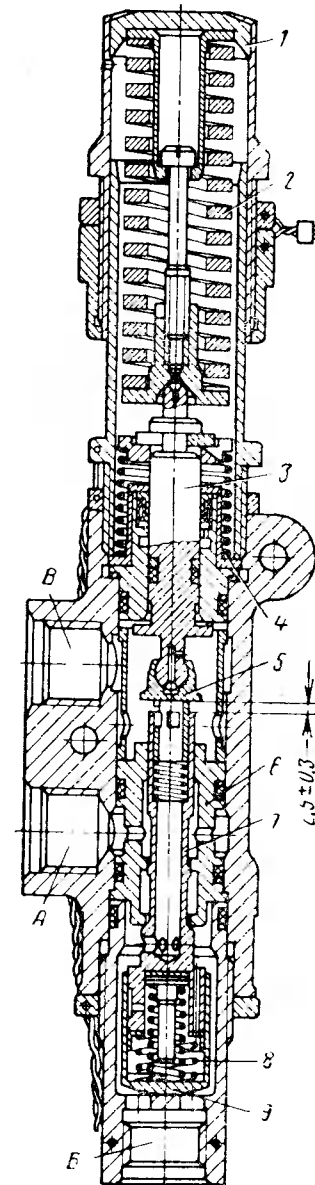


Рис. 10.5. Конструкция гидравлического редукционного клапана прямого действия:  
1 — стакан; 2 — пружина; 3 — толкатель; 4 — пружина клапана выпуска; 5 — клапан выпуска; 6 — гильза; 7 — золотник; 8 — пружина; 9 — стакан демфера

давление в тормозной системе. Для повышения динамической устойчивости клапана на золотнике 7 установлен односторонний демпфер. Кроме того, выпуск жидкости в начале хода золотника 7 осуществляется по специальным профилированным прорезям, кроме того, предусмотрено дросселирование рабочей жидкости в начале открытия клапана на выпуск введением специальной гильзы 6, расположенной в золотнике 7.

Размеры проходных сечений золотника 7 и клапана выпуска, а также характер их изменения по ходу должны быть рассчитаны и подобраны для каждой системы отдельно.

Чувствительность и линейность статической характеристики клапана требует обеспечения высокой точности, а также чистоты поверхности деталей, особенно золотниковой пары.

**Статический расчет клапана.** Исходные расчетные данные:

$p_c$  — рабочее давление в системе;

$p_{T \max}$  — максимальное тормозное давление;

$\Delta p_{1 \max}$  — максимальное сопротивление клапана при среднем расходе жидкости при затормаживании;

$\Delta p_{2 \max}$  — максимальное сопротивление клапана при среднем расходе жидкости при растормаживании;

$Q_1$  — средний расход жидкости при затормаживании;

$Q_2$  — средний расход жидкости при растормаживании;

$N_{\max}$  — максимальное усилие на шток клапана;

$Y_{\max}$  — максимальный ход толкателя;

$Y'_{\max}$  — максимальный холостой ход толкателя клапана;

$\Delta Y_{\max}$  — максимальная нечувствительность по ходу (на толкателе).

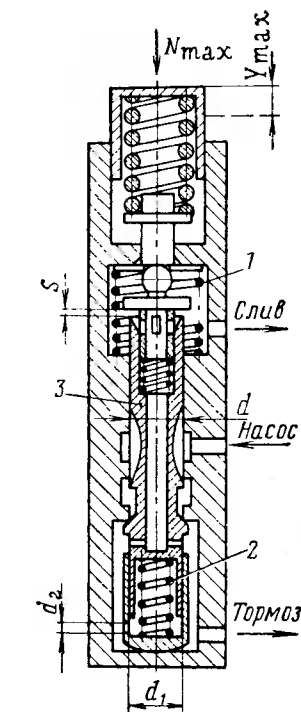


Рис. 10.6. Расчетная схема гидравлического редуцирующего клапана

Расчетная схема гидравлического редуцирующего клапана дана на рис. 10.6.

Уравнение равновесия золотника с учетом сил трения и предварительной затяжки пружин имеет вид

$$N_{\max} = p_{T \max} \frac{\pi d^2}{4} + P_1 + P_2 + T_{1 \max} + T_{2 \max}, \quad (10.9)$$

где  $P_1$  — усилие предварительной затяжки пружины 1;  
 $P_2$  — усилие предварительной затяжки пружины 2;  
 $T_{1 \max}$  — максимальная сила трения золотниковой пары 8;  
 $T_{2 \max}$  — максимальная сила трения узла клапана выпуска;  
 $d$  — диаметр золотниковой пары;  
 $d_1$  — диаметр демпфера;  
 $d_2$  — диаметр демпфирующего отверстия.

Для резкого возвращения золотника в исходное положение необходимо обеспечить следующее условие:

$$\left. \begin{aligned} P_2 &= (2 - 3) T_{1 \max}; \\ P_1 &= (1,5 - 2) T_{2 \max}. \end{aligned} \right\} \quad (10.10)$$

Сила трения может быть подсчитана по следующей формуле

$$T_1 = k \frac{\Delta p}{2} l d, \quad (10.11)$$

где  $T_1$  — сила трения;

$k$  — коэффициент трения золотниковой пары, равный 0,04—0,06;

$\Delta p$  — перепад давлений;

$l$  — длина притертой части золотниковой пары.

Сила трения  $T_2$  определяется в основном трением уплотнительных манжет и может быть принята 1,5—2 кгс.

Подставив значения  $P_1$ ;  $P_2$ ;  $T_1$ ;  $T_2$  в выражение (10.9) и произведя замену переменных, получим:

$$a d^2 + b d - c = 0, \quad (10.12)$$

где  $a = p_{T \max} \frac{\pi}{4}$ .

Таким образом,  $b = (3 - 4) k \frac{\Delta p}{2} l$ ,

$$c = -N_{\max} + (2,5 \div 3) T_{2 \max};$$

тогда

$$d = \frac{\sqrt{b^2 + 4ac} - b}{2a}.$$

Жесткость редуцирующей пружины равна:

$$c_p = \frac{N_{\max}}{Y_{\max}}. \quad (10.13)$$

По известным значениям жесткости и нагрузки определяют размеры редуцирующей пружины.

Максимальная площадь проходных сечений золотника на впуске ( $F_{1\max}$ ) и на выпуске ( $F_{2\max}$ ) определяется, исходя из допустимого сопротивления при среднем расходе жесткости при затормаживании и растормаживании.

Средний расход жидкости при затормаживании может быть определен с учетом допустимого времени растормаживания (не более 1,5 с) по следующей эмпирической формуле

$$Q_{ж1} = 75V_{\max} \text{ л/мин}, \quad (10.14)$$

где  $V_{\max}$  — максимальный объем жидкости в л, потребляемый тормозами колес при разовом затормаживании.

Максимальная площадь проходных сечений золотника на впуске

$$F_{1\max} = \frac{Q_{ж1}}{0,663 \sqrt{k_1 \cdot p_c}} \text{ мм}^2, \quad (10.15)$$

где  $k_1 = 0,15 \div 0,25$  — коэффициент, учитывающий потери давления жидкости в окнах золотниковой пары.

Средний расход жидкости при растормаживании обычно равен среднему расходу при затормаживании, т. е.

$$Q_{ж2} = Q_{ж1}.$$

Максимальная площадь проходных сечений золотника на выпуске

$$F_{2\max} = \frac{Q_{ж2}}{0,663 \sqrt{k_2 \cdot p_c}} \text{ мм}^2, \quad (10.16)$$

где  $k_2 = 0,05 \div 0,15$  — коэффициент, учитывающий потери давления при растормаживании.

Величина хода золотника клапана выбирается в пределах 0,1—0,15 от величины хода толкателя:

$$X_{\max} = (0,1 \div 0,15) Y_{\max}. \quad (10.17)$$

Холостой ход клапана  $Y'$  определяется величиной хода и усилием предварительного поджатия пружин  $P_1$  и  $P_2$ , причем

$$Y'_{\max} \leq 0,25 Y_{\max} \quad (10.18)$$

$$\text{или} \quad 0,25 Y_{\max} \leq S + \frac{P_1 + P_2}{c_p}. \quad (10.19)$$

Для уменьшения холостого хода клапана выполняют предварительное поджатие пружины 2 таким образом, чтобы исключить влияние пружин 4 и 8 (см. рис. 10.5).

Нечувствительность клапана по ходу определяется по формуле

$$\Delta Y_{\max} = \frac{T_{\max}}{c_p}, \quad (10.20)$$

где  $\Delta Y_{\max}$  — максимальная нечувствительность;

$T_{\max}$  — максимальная суммарная сила трения всех подвижных элементов клапана;

$c_p$  — жесткость редуционной пружины.

**Динамический расчет клапана.** Важнейшей характеристикой клапана является его динамическая устойчивость. Основной причиной неустойчивости является наличие гидродинамических сил, действующих на золотник 3 при затормаживании или растормаживании. Потеря устойчивости клапана вызывает перетекание жидкости из полости высокого давления в слив и пульсацию давления, что может привести к разрушению клапана, трубопроводов и других агрегатов тормозной системы.

Расчет редуционного клапана на устойчивость можно свести к расчету на устойчивость системы «клапан — тормоз» и определению начальных характеристик золотника и характеристик демпфера клапана.

Для расчета составляем систему уравнений, состоящую из уравнения расходов и уравнения регулятора.

**Уравнение расходов.** Мгновенный расход жидкости через золотник при затормаживании (или растормаживании) может быть выражен формулой

$$Q_{ж1} = A F_1(x) \sqrt{\Delta p}, \quad (10.21)$$

где

$$A = k_p \sqrt{\frac{2g}{\gamma}},$$

$k_p$  — коэффициент расхода;

$\gamma$  — удельный вес жесткости;

$\Delta p$  — перепад давлений в клапане (на золотнике);

$F_1$  — проходное сечение золотника на впуск;

$x$  — координата перемещения золотника.

Для малого промежутка времени считаем  $\Delta p = \text{const}$ , тогда

$$Q_{ж1} = B_1 F_1(x), \quad (10.22)$$

где

$$B_1 = A \sqrt{\Delta p}.$$

Принимая функцию  $F_1(x)$  линейной, получим

$$F_1(x) = kx,$$

где  $k = \text{tg } \alpha$  — характеристика золотника по ходу. Тогда уравнение расхода примет следующий вид:

$$Q_{ж1} = k_1 x;$$

$$k_1 = B_1 k.$$

(10.23)

При симметричной характеристике золотника на впуск и на выпуск имеем

$$Q_{ж1} = Q_{ж2} = k_1 x. \quad (10.24)$$

Изменение давления в системе при расходе  $Q_{ж1}$  определяется уравнением

$$Q_{ж1} = c_c \frac{dp}{d\tau}, \quad (10.25)$$

где  $c_c$  — коэффициент жесткости системы;

$\frac{dp}{d\tau}$  — скорость изменения давления в системе

$$c_c = F_T l_T \left( \frac{d_T}{\delta_T E} + \frac{1}{E_1} \right) + \frac{V_c}{E_1}; \quad (10.26)$$

где  $F_T$  — площадь трубопровода;

$l_T$  — длина трубопровода;

$d_T$  — диаметр трубопровода;

$\delta_T$  — толщина стенок трубопровода;

$E_1$  — модуль упругости рабочей жидкости;

$E$  — модуль упругости материала трубопровода;

$V_c$  — суммарный объем трубопровода и тормоза.

Из уравнений (10.24) и (10.25) имеем:

$$c_c \frac{dp}{d\tau} = k_1 x. \quad (10.27)$$

Это уравнение является уравнением объекта (тормоза).

**Уравнение регулятора.** Для составления уравнения движения золотника рассмотрим силы, действующие на него.

В режиме переходного процесса на золотник действуют следующие силы.

Сила инерции золотника

$$P_1 = -m \frac{d^2 X}{d\tau^2}, \quad (10.28)$$

где  $m$  — приведенная масса.

Сила вязкого трения

$$P_2 = -h \frac{dX}{d\tau}, \quad (10.29)$$

где  $h$  — коэффициент демпфирования золотника (определяется экспериментально).

Сила редуccionной пружины

$$P_3 = c_1 (Y - X). \quad (10.30)$$

Сила возвратных пружин

$$P_4 = -c_2 X, \quad (10.31)$$

где  $c_2$  — приведенная жесткость.

Сила давления жидкости на клапан

$$P_5 = -F_K p, \quad (10.32)$$

где  $F_K$  — площадь клапана;

$p$  — давление жидкости в тормозе.

Гидродинамическая (реактивная) сила

$$P_6 = -c_3 X, \quad (10.33)$$

причем

$$c_3 = 2k_p k \Delta p \cos \theta, \quad (10.34)$$

где  $k_p$  — коэффициент расхода;

$k$  — характеристика золотника по ходу;

$\Delta p$  — перепад давлений на золотнике;

$\theta = 69^\circ$  — угол направления реактивной силы ( $69^\circ$ ).

Без учета сил трения уравнение движения золотника примет следующий вид:

$$c_1 Y = m \ddot{X} + h \dot{X} + (c_1 + c_2 + c_3) X + F_K p \quad (10.35)$$

или

$$m \ddot{X} + h \dot{X} + (c_1 + c_2 + c_3) X = -F_K p + c_1 Y. \quad (10.36)$$

Введем обозначения

$$\left. \begin{aligned} T^2 &= \frac{m}{c_1 + c_2 + c_3}; & T_1 &= \frac{h}{c_1 + c_2 + c_3}; \\ c &= \frac{c_1}{c_1 + c_2 + c_3}; & k_{пр} &= \frac{F_K}{c_1 + c_2 + c_3}; \end{aligned} \right\} \quad (10.37)$$

получим

$$T^2 \ddot{X} + T_1 \dot{X} + X = -k_{пр} p + cY, \quad (10.38)$$

где  $T_1$  и  $T$  — постоянные времени;

$k_{пр}$  — коэффициент регулятора.

**Уравнение системы.** Уравнение системы составляется на основе уравнений регулятора и уравнения расходов

$$\left. \begin{aligned} c_c \frac{dp}{d\tau} &= k_1 X; \\ T^2 \frac{d^2 X}{d\tau^2} + T_1 \frac{dX}{d\tau} + X &= -k_{пр} p + cY. \end{aligned} \right\} \quad (10.39)$$

Переходя к операторной форме, имеем

$$\left. \begin{aligned} k_3 \lambda p &= X; \\ (T^2 \lambda^2 + T_1 \lambda + 1) X &= -k_{пр} p + cY, \end{aligned} \right\} \quad (10.40)$$

где

$$k_3 = \frac{c_c}{k_1}; \quad \lambda = \frac{d}{d\tau}.$$

Исключая  $X$  из уравнений (10.40), получим

$$k_3\lambda(T^2\lambda^2 + T_1\lambda + 1)p + k_{pr}p = cY; \quad (10.41)$$

$$p[k_3\lambda(T^2\lambda^2 + T_1\lambda + 1) + k_{pr}] = cY. \quad (10.42)$$

Характеристическое уравнение будет иметь следующий вид:

$$k_3T^2\lambda^3 + k_3T_1\lambda^2 + k_3\lambda + k_{pr} = 0. \quad (10.43)$$

Условия устойчивости системы

$$\left. \begin{aligned} k_3T^2 > 0; \quad k_3T_1 > 0; \quad k_3 > 0; \quad k_{pr} > 0; \\ k_3T_1 > k_{pr}T^2; \quad k_{pr} < \frac{k_3T_1}{T^2}. \end{aligned} \right\} \quad (10.44)$$

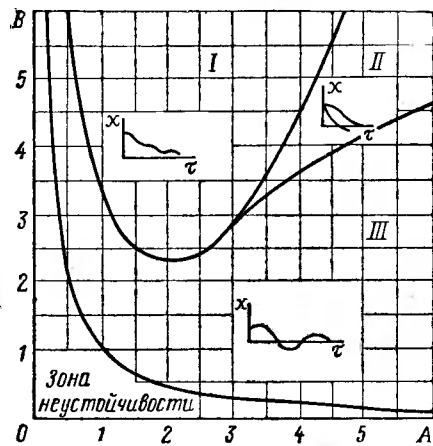


Рис. 10.7. Диаграмма устойчивости системы

Для определения вида переходного процесса в данном случае удобно пользоваться критериями Вышнеградского.

На диаграмме (рис. 10.7) в координатах

$$A = \frac{k_3T_1}{\sqrt[3]{k_3^2T^4k_{pr}}}; \quad B = \frac{k_3}{\sqrt[3]{k_3T^2k_{pr}^2}} \quad (10.45)$$

показаны зоны I—III, в которых работа золотника является устойчивой. В каждой зоне приведена характеристика хода золотника по времени.

Если при расчете система получилась неустойчивой, изменяют коэффициент демпфирования и характеристику золотника (делают ее более полой, при этом  $k = tg \alpha$  уменьшается), затем производят новый расчет.

## Редукционный клапан аварийной системы

Редукционный клапан аварийного торможения по конструкции не отличается от редукционного клапана основной системы. Обычно он имеет меньший ход толкателя. Клапаны для торможения обеими тележками объединены в один корпус для упрощения монтажа. Методика расчета клапана та же.

## Дозатор

Дозатор — гидравлический агрегат, пропускающий определенное количество жидкости, после чего надежно закрывающий магистраль. Он находит широкое применение в гидросистемах самолетов как один из важнейших агрегатов защиты.

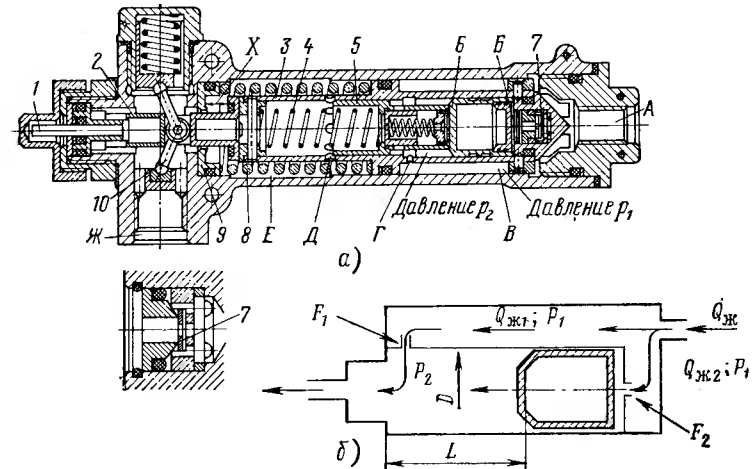


Рис. 10.8. Конструкция дозатора:

1 — шток; 2 — переключатель; 3 — гильза; 4 — пружина; 5, 6 — клапаны; 7 — диафрагма; 8 — пружина; 9 — седло; 10 — рычаг

Принцип действия дозатора заключается в следующем. Жидкость из магистрали после редукционного клапана поступает в штуцер  $A$  и далее в полость  $B$  дозатора и одновременно через диафрагму дозирующего устройства в полость  $B$  под запирающий клапан  $6$  дозатора (рис. 10.8). Основной поток жидкости, пройдя через отверстия  $Г$ , отжимает клапан  $5$  в крайнее левое положение и, пройдя через отверстия  $Д$ , попадает в полость  $Е$ , затем через кольцевое отверстие седла  $9$ , поступает в магистраль через выходной штуцер  $Ж$ . Одновременно другая (сигнальная) часть потока, пройдя через диафрагму  $7$ , смещает клапан  $6$  влево до упора. При этом отверстия  $Г$  будут перекрыты и основной поток жидкости прекратится.

Дозатор рассчитывается так, чтобы при нормальной работе клапан 6 не успевал пройти весь путь до упора за время протекания жидкости. Как только операция торможения будет выполнена и движение потока жидкости в магистрали прекратится, клапаны 6 и 5 под действием пружины 4 снова придут в исходное положение.

Если произойдет обрыв трубопровода или разрушение тормоза за дозатором, то клапан 6 доходит до седла в гильзе 3 и перекрывает трубопровод.

Перепад давлений, действующий на всю площадь гильзы 3, смещает ее влево на величину хода  $X$ , сжимая пружину 8. При этом закрывается клапан переключателя 2. Ломающийся рычаг 10 удерживает клапан в закрытом положении после понижения давления в тормозной магистрали. Это необходимо, чтобы исключить потерю жидкости при дальнейшем торможении. В исходное положение в этом случае клапан приводится вручную через шток 1.

**Расчет дозирующего устройства.** Расчетные данные:

- $Q_{ж}$  — номинальный расход жидкости в системе;
- $Q_{ж \min}$  — минимальный расход жидкости в системе;
- $\Delta p$  — потери давления в дозаторе;
- $V_{д.о}$  — дозирующий объем.

Расчетом определяются основные конструктивные размеры дозатора: величина проходного сечения  $F_1$  в отверстии  $\Gamma$ , через которое проходит основной поток, величина проходного сечения  $F_2$ , через которое проходит сигнальный поток, диаметр  $D$  клапана и величина хода  $L$  клапана 2.

Общий расход жидкости через дозатор складывается из расхода  $Q_{ж1}$ , через сечение  $F_1$  и расхода  $Q_{ж2}$ , через сечение  $F_2$ :

$$Q_{ж} = Q_{ж1} + Q_{ж2}, \quad (10.46)$$

но

$$Q_{ж1} = AF_1 \sqrt{\Delta p}; \quad Q_{ж2} = AF_2 \sqrt{\Delta p}.$$

Тогда

$$Q_{ж} = AF_1 \sqrt{\Delta p} + AF_2 \sqrt{\Delta p} = A(F_1 + F_2) \sqrt{\Delta p} = AF_0 \sqrt{\Delta p}.$$

Отсюда

$$F_0 = \frac{Q_{ж}}{A \sqrt{\Delta p}},$$

где

$$F_0 = F_1 + F_2; \quad \Delta p = p_1 - p_2.$$

При постоянном перепаде  $\Delta p$  за время  $\Delta \tau$  количество жидкости, прошедшей через дозатор

$$V_{д.о} = V_1 + V_2, \quad (10.47)$$

причем

$$V_1 = Q_{ж1} \Delta \tau; \quad (10.48)$$

$$\left. \begin{aligned} V_2 &= Q_{ж2} \Delta \tau; \\ V_{д.о} &= Q_{ж} \Delta \tau. \end{aligned} \right\} \quad (10.48)$$

Тогда

$$\Delta \tau = \frac{V_{д.о}}{Q_{ж}} = \frac{V_1}{Q_{ж1}} = \frac{V_2}{Q_{ж2}}, \quad (10.49)$$

откуда

$$\frac{V_{д.о}}{Q_{ж}} = \frac{V_1}{Q_{ж2}}; \quad \frac{Q_{ж2}}{Q_{ж}} = \frac{V_2}{V_{д.о}}; \quad \frac{F_2}{F_0} = \frac{V_2}{V_{д.о}};$$

но

$$F_2 = F_0 \frac{V_2}{V_{д.о}} = A \frac{Q_{ж}}{\sqrt{p_1 - p_2}} \cdot \frac{V_2}{V_{д.о}}. \quad (10.50)$$

Введем соотношение

$$V_2 = kV_{д.о}. \quad (10.51)$$

Из опыта проектирования берем  $k = (0,012 \div 0,018)$  для дозаторов с

$$V_{д.о} = 200 \div 1000 \text{ см}^3.$$

Тогда

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} L$$

и принимая  $L = k_1 D$ , где  $k_1 = 1,2 \div 1,5$ ,

получим

$$D = \sqrt[3]{\frac{4}{k_1 \pi}} V_2$$

или

$$D = \sqrt[3]{\frac{4kV_{д.о}}{k_1 \pi}}. \quad (10.52)$$

Сечение  $F_1$  определяется как разность

$$F_1 = F_0 - F_2. \quad (10.53)$$

Для четкой работы дозатора необходимо, чтобы минимальная движущая сила, действующая на клапан, была бы больше силы трения не менее чем в 2 раза, т. е.

$$N_{\min} > 2T, \quad (10.54)$$

где

$$N_{\min} = \frac{\pi D^2}{4} \Delta p_{\min} = \frac{\pi D^2}{4} \left( \frac{Q_{ж \min}}{Q_{ж}} \right)^2 \Delta p; \quad (10.55)$$

$$T = f \frac{1}{2} \Delta p_{\min} DL \quad (10.56)$$

при

$$f = 0,1 \div 0,08.$$

## Переключатель (челночный клапан)

Челночные клапаны в тормозных системах служат для переключения питания тормозов с основной системы на аварийную и обратно. Основными требованиями, предъявляемыми к челночным клапанам, являются надежность, герметичность, отсутствие перетечек из системы в систему при переключении.

Расчет клапана сводится в основном к расчету его проходных сечений и усилия пружины. Величина сопротивления клапана не должна превышать 2—3% от величины максимального тормозного давления при среднем расходе  $Q_{ж.ср}$ . Расчет ведется по обычным формулам для определения местных сопротивлений

$$F_{кл} = \frac{Q_{ж.ср}}{0,663 \sqrt{\Delta p}},$$

где  $F_{кл}$  — площадь проходных отверстий клапана в мм<sup>2</sup>;

$Q_{ж.ср}$  — средний расход в л/мин;

$\Delta p$  — перепад давлений в клапане в кгс/см<sup>2</sup>.

Давление переключения челнока принимается в пределах 2—4% от максимального тормозного давления.

## Электромагнитный клапан растормаживания

Электромагнитный клапан растормаживания по своей конструктивной схеме подобен обычному электромагнитному двухпозиционному крану. Важнейшим специфическим требованием к клапану растормаживания является минимальное время срабатывания (не более 0,03 с). Расчет клапана сводится к расчету проходных сечений и силы пружины и электромагнита. Проходные сечения рассчитываются по обычным формулам местных сопротивлений.

## 3. АГРЕГАТЫ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ С ДИСТАНЦИОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Принципиальные конструктивные схемы и расчет редукционных клапанов систем с дистанционным управлением не отличаются от описанных выше, однако эти системы накладывают некоторые особенности на схемы и конструкции агрегатов.

### Пневматический редукционный клапан с пневматическим управлением

В штуцер А клапана (рис. 10.9) управляющее давление подается от обычного редукционного клапана, расположенно-

го в кабине летчика. Сила давления через сильфон 1 передается на поршень 2 и далее на систему клапанов выпуска 3 и впуска 4. Через штуцер Б подводится давление от питающей магистрали, а через штуцер В редуцированное давление передается в тормозную систему. Полость под сильфоном соединяется с атмосферой через штуцер Г. Редуцированное давление, воздействуя на поршень 2, уравнивает силу от воздействия управляющего давления на эффективную площадь сильфона.

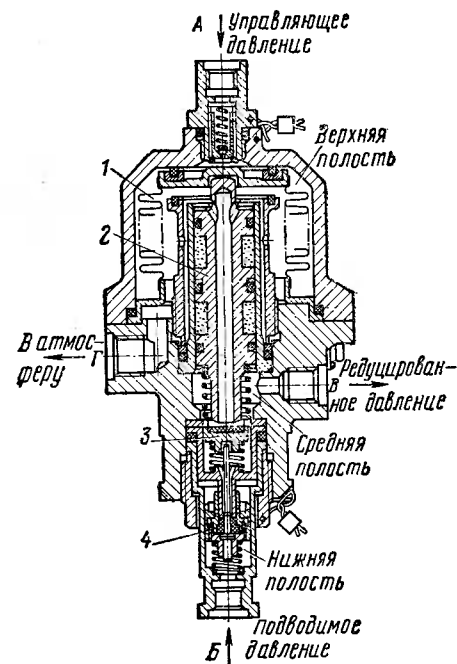


Рис. 10.9. Конструкция пневматического редукционного клапана с дистанционным управлением:

1 — сильфон; 2 — поршень; 3 — клапан выпуска; 4 — клапан впуска

Без учета силы трения, жесткости пружины и гистерезиса сильфона можно написать следующую зависимость:

$$p_T F_{\Pi} = p_Y F_c \quad (10.57)$$

или

$$p_T = p_Y \frac{F_c}{F_{\Pi}}, \quad (10.58)$$

где

$p_Y$  — управляющее давление;

$p_T$  — давление в тормозной системе;

$F_c$  — эффективная площадь сильфона;

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - \text{эффективная площадь поршня};$$

$D$  — диаметр поршня;  
 $d$  — диаметр седла клапана выпуска.

Теоретическая зависимость  $p_{\text{т}} = f(p_{\text{г}})$  — линейная. С учетом влияния трения, гистерезиса сильфона и жесткости пружин действительная характеристика клапана значительно отличается от теоретической.

При расчете дистанционной системы нечувствительность клапана-датчика и клапана-исполнителя необходимо суммировать.

По такой же схеме могут быть выполнены редукционные гидравлические клапаны с дистанционным гидравлическим или пневматическим управлением от редукционных клапанов-датчиков.

### Редукционные клапаны с электромагнитным управлением

Большой интерес представляют гидравлические и пневматические редукционные клапаны с электромагнитным управлением. При использовании таких клапанов кабина летчика освобождается от трубопроводов, значительно повышается быстродействие системы торможения.

### Трехступенчатый редукционный клапан

Основной особенностью работы трехступенчатого редукционного клапана (см. рис. 9.9) является возможность создания в системе трех ступеней давления. При включении первого магнита клапана давление в системе равно  $p_1$ , при включении второго —  $p_2$ , при включении сразу двух магнитов  $p_3$ . Отсутствие плавного изменения выдаваемого давления в отдельных случаях является недостатком такого клапана.

Более совершенной является схема электрогидравлического редукционного клапана, изображенного на рис. 10.10. Клапан представляет собой редуктор с гидроприводом, управляемым при помощи мостовой электросхемы, сопротивлениями которой являются потенциометр управления (ПУ) и потенциометр обратной связи (ПОС). В диагонали моста включена катушка поляризованного реле (РПС), выдающего сигналы на электромагниты ЭМ I и ЭМ II золотника, управляющего поршнем гидропривода. Для растормаживания при нарушении питания электросхемы предусмотрен электромагнит ЭМ III, при отключении которого управляющая полость поршня гидропривода сообщается со сливом.

Как и обычный редукционный клапан прямого действия, описываемый клапан обладает некоторой неплавностью зависимо-

сти выдаваемого давления от хода тормозной педали. Эта неплавность определяется нечувствительностью самого редуктора, а также нечувствительность поляризованного реле РПС, которое управляет электромагнитами ЭМ I и ЭМ II.

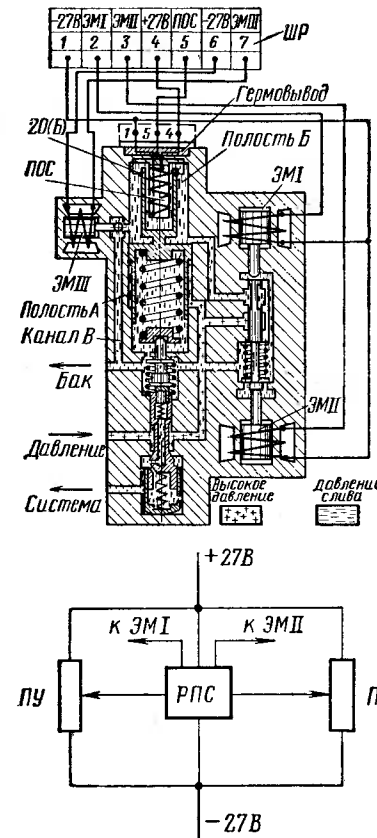


Рис. 10.10. Электрогидравлический редукционный клапан

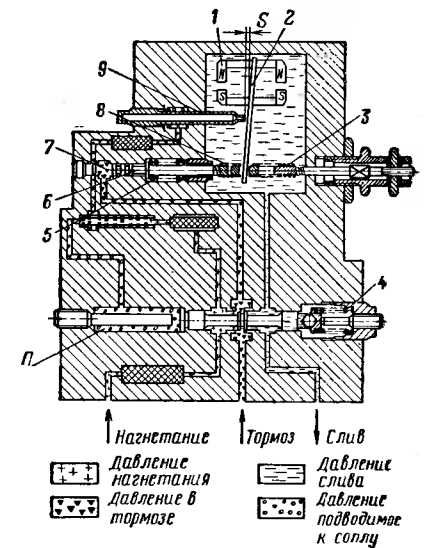


Рис. 10.11. Клапан с бесступенчатым регулированием редукционного давления:

1 — электромеханический преобразователь, 2 — заслонка; 3, 4, 5, 8 — пружины; 6 — поршень; 7 — цилиндр; 9 — сопло

### Клапан с бесступенчатым регулированием редуцированного давления

Совершенствование тормозных систем с целью автоматизации процесса регулирования тормозного давления в зависимости от сил сцепления колеса с ВПП привело к необходимости создания клапана, обеспечивающего бесступенчатое регулирование выдаваемого давления и обладающего повышенным быстродействием. Такие клапаны могут быть созданы лишь с применением преобразователя сигналов и устройства типа «сопло-заслонка».

Схема одного из вариантов клапана такого типа, показанная на рис. 10.11, обеспечивает получение редуцированного тормозного давления в зависимости от величины тока, подаваемого на преобразователь, и обладает высоким быстродействием, однако требует стабилизации величины питающего напряжения. При подаче управляющего тока в электромеханический преобразователь 1 создается электромагнитный момент, который перемещает заслонку 2 к соплу 9, уменьшая зазор *S*. При уменьшении зазора *S* увеличивается давление жидкости в сопле и в полости *П* золотника. Под действием этого давления золотник, преодолевая усилие пружины 4, сдвигается вправо, соединяя полость «нагнетание» с полостью «тормоз». При возрастании давления в полости «тормоз» повышается давление в цилиндре 7 и поршень 6 сдвигается вправо, уменьшая усилие в пружине растяжения 8. Под действием разности усилий пружин 3 и 8 заслонка перемещается от сопла. При увеличении зазора *S* уменьшается давление жидкости в сопле и в полости *П* золотника. Под действием пружины золотник сдвигается влево и, при достижении заслонкой нейтрального положения, перекрывает полость «тормоз». В полости «тормоз» устанавливается давление, пропорциональное управляющему току. При уменьшении управляющего тока уменьшается электромагнитный момент, действующий на заслонку, увеличивается зазор *S*, уменьшается давление жидкости в сопле и в полости *П* золотника. Золотник сдвигается дальше влево и соединяет полость «тормоз» со сливом. Происходит падение давления в полости «тормоз» и в цилиндре 7. Поршень 6 под действием пружины 5 сдвигается влево и растягивает пружину 8. Под действием разности усилий пружин 8 и 3 заслонка перемещается к соплу, увеличивается давление жидкости в сопле и в полости *П* золотника. Золотник перемещается вправо и отсоединяет полость «тормоз» от слива. В полости «тормоз» устанавливается давление, пропорциональное данному управляющему току.

## Глава XI

# СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ ТОРМОЗОВ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПНЕВМАТИКАХ

## 1. СПОСОБЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТОРМОЗОВ И КОЛЕС

Одной из основных характеристик тормоза авиационного колеса является энергоемкость. Обычно тормоз рассчитывается на поглощение энергии при единичной посадке. При этом температура деталей колеса и тормоза не должна превосходить предельно допустимой, определяемой прочностью материала барабана колеса и пневматика. Обычно температура в месте контакта пневматика с колесом не превышает 125° С.

Однако при длительных рулениях с интенсивным торможением или при выполнении посадок с малыми по времени интервалами между ними возможен перегрев, разрушение пневматиков, тормоза и колеса.

Пневматики являются наиболее уязвимым элементом конструкции колеса, поэтому принимаются различные меры, исключющие их перегрев. Увеличение массы тормоза снижает его удельные характеристики, а естественное остывание становится более медленным, что снижает мобильность самолета.

Естественное остывание во многом зависит от конструкции колеса и тормоза. Для быстрого остывания требуется свободный приток холодного воздуха к тормозному пакету. Герметизация колеса, установка грязезащитных щитков, а также плотная компоновка узлов колеса ухудшает условия естественного остывания. Время естественного остывания для большинства негерметичных колес колеблется в пределах 1,5—2 ч, с установкой грязезащитных щитков в пределах 2,5—3 ч, а у полностью герметичных колес в пределах 3—4 ч. Таким образом, время остывания колеса и тормоза накладывает определенные ограничения на эксплуатационные качества самолета.

Для ускорения охлаждения тормоза и колеса в последнее время стали применять воздушные вентиляторы.

На рис. 11.1 показана принципиальная схема тормозного колеса самолета Боинг 727, снабженного воздушным вентилятором. Вентилятор вращается электромотором, который находится в оси

колеса. Холодный воздух засасывается вентилятором извне, проходит через кольцевой зазор между тормозом и барабаном колеса, а также между отдельными элементами тормоза и оси. Воздушный поток создает как бы завесу между тормозом и барабаном колеса, защищающую пневматик от перегрева.

На рис. 11.2 приведен график изменения температуры тормоза самолета Боинг 727 при выполнении коммерческих рейсов небольшой протяженности. Сплошной линией показано изменение температуры при наличии охлаждающего устройства, а пунктирной — без него. Как видно из графика, в течение 9 ч работы самолет произвел восемь посадок. При каждой посадке среднemasовая температура дисков тормоза с работающей системой ох-

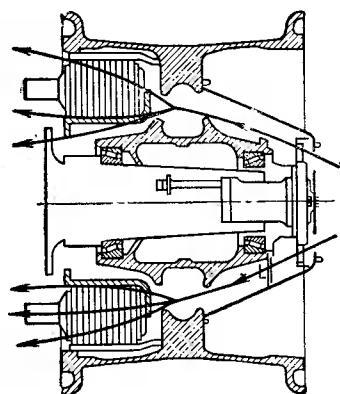


Рис. 11.1. Конструкция тормозного колеса самолета Боинг-727 с воздушным вентилятором

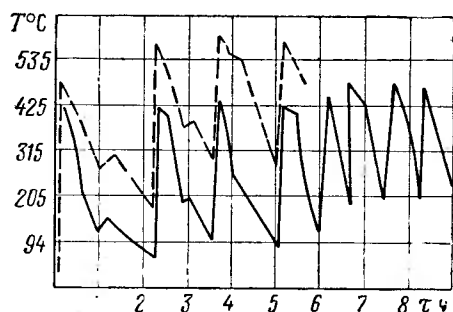


Рис. 11.2. График изменения температуры тормоза с воздушным охлаждением при выполнении последовательных посадок

лаждения не превышала  $450^{\circ}\text{C}$ , причем вентилятор вызывал более интенсивное снижение температуры дисков тормоза после торможения. За время первых четырех полетов (с работающим в полете вентилятором) температура тормоза значительно снижалась и перед посадкой равнялась примерно  $94^{\circ}\text{C}$ . За время остальных полетов (более коротких по времени) температура дисков тормоза понижалась до  $205^{\circ}\text{C}$ . При отсутствии охлаждающего устройства происходило постепенное накопление тепла, что приводило к повышению температуры тормоза после каждой посадки. При выполнении четвертой посадки температура тормоза (а следовательно, и барабана колеса) достигла критической, произошло расплавление плавкого предохранителя и спад давления в пневматике.

Системы воздушного охлаждения в последнее время получили весьма широкое распространение на самолетах гражданской авиации. Однако применение системы охлаждения с вентилято-

ром, встроенным в ось, возможно лишь при наличии определенного пространства как в оси колеса, так и в самом колесе. Когда колесо малогабаритно и разместить вентилятор не удастся, применяются передвижные наземные охлаждающие установки.

Система воздушного охлаждения с вентилятором практически не может повысить энергоемкость тормоза, так как в процессе торможения, длящимся всего 15—20 с, вентилятор практически не снижает температуру теплопоглотителя. Повысить энергоемкость тормоза, а также снизить температурный режим колеса

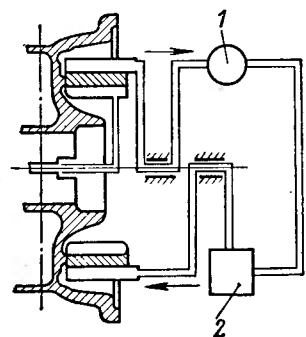


Рис. 11.3. Принципиальная схема системы принудительного охлаждения тормоза циркулирующим теплоносителем: 1 — насос; 2 — холодильник

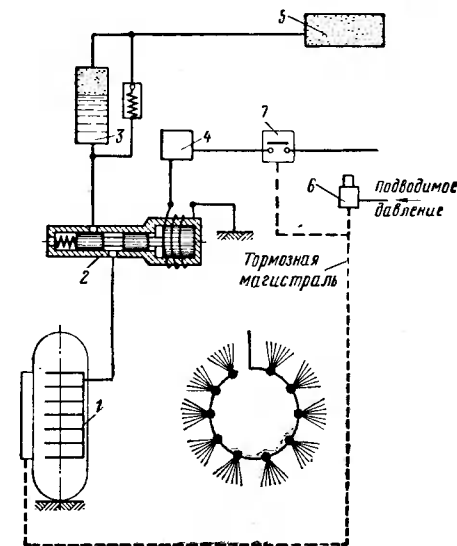


Рис. 11.4. Схема системы охлаждения испарительного типа для дискового тормоза:

1 — коллектор-распылитель; 2 — электромагнитный клапан; 3 — бак; 4 — реле импульсов; 5 — пневмоаккумулятор; 6 — редукционный клапан; 7 — электровключатель

могут лишь системы жидкостного охлаждения. Все принципиальные схемы охлаждения и их конструктивные решения можно разделить на две группы.

В первую группу входят схемы жидкостного охлаждения, в которых тепло, выделяемое при торможении, нагревает теплоноситель, который непрерывно циркулирует в системе охлаждения (рис. 11.3). Нагретый теплоноситель охлаждается в специальном холодильнике 2 и охлажденный вновь поступает в тормоз. Такие системы являются замкнутыми с принудительной циркуляцией теплоносителя, осуществляемой с помощью насоса 1. Конструктивно эта схема наиболее просто решается для камерных

тормозов, так как теплопоглотитель (рубашка тормоза) закреплена неподвижно на колесе.

Однако следует отметить, что системы подобного типа из-за большого их веса не могут повысить удельной энергоемкости тормоза. Поэтому они применяются только как системы, снижающие температурный режим колеса и его элементов для увеличения оборачиваемости самолета.

Во вторую группу входят системы жидкостного охлаждения, в которых охлаждение тормоза и элементов колеса производится за счет испарения охлаждающей жидкости, подаваемой в тормоз. Жидкость может подаваться или в распыленном состоянии, или в виде сплошной струи. Наиболее часто в качестве охлаждающей жидкости применяется вода или смесь воды со спиртом. Преимуществом таких систем является возможность повышения энергонагруженности тормоза за счет испарения воды (или другой охлаждающей жидкости), на что затрачивается значительное количество тепла.

Однако создать условия с интенсивностью охлаждения тормоза, равной интенсивности тепловыделения, практически невозможно. Поэтому существующие системы жидкостного охлаждения испарительного типа отбирают от тормоза только часть тепла (20—30%). Однако и в этом случае получается выигрыш как в весе тормоза, так и в его габаритах.

Одна из систем охлаждения испарительного типа для дискового тормоза показана на рис. 11.4. При посадке самолета в момент торможения летчик, нажимая на тормозной редукционный клапан 6, включает электровключатель 7, который включает реле 4, подающее при этом на клапан 2 электрические импульсы определенной продолжительности. В момент включения клапана 2 вода под давлением из бака 3 поступает через клапан 2 в коллектор-распылитель 1. Одновременно с водой в коллектор-распылитель поступает воздух под тем же давлением. При истечении воды из отверстия коллектора-распылителя происходит распыление ее воздухом. Попадая на поверхности трения вода превращается в пар, охлаждая тормоз и барабан колеса. Такая система дала возможность повысить энергонагруженность тормоза без увеличения его габаритов и веса на 15—20%, снизить тепловой режим колеса и обеспечить последовательность взлетов и посадок самолета с весьма малыми интервалами времени между ними при эффективном торможении. На рис. 11.5 показано изменение температуры элементов тормоза и колеса при наличии системы охлаждения и без нее. Сплошной линией показано — неохлаждаемый тормоз, пунктирной — тормоз с системой жидкостного охлаждения.

Рассмотренная система охлаждения может быть установлена на любой дисковый тормоз без его существенной переделки.

При расчете тормозов с жидкостным охлаждением необходимо учитывать, что тормоз обязан выдержать разовое поглоще-

ние всей кинетической энергии в случае отказа системы охлаждения.

Исходя из случая аварийного торможения (случая отказа системы охлаждения) определяют вес теплопоглощающих элементов тормоза. В этом случае объемная температура теплопоглотителя может быть принята равной  $\approx 800^\circ\text{C}$ .

Рассмотрим расчет основных параметров на примере. Исходя из условий аварийного торможения, найдем вес теплопоглотителя, который будет равен

$$G_{\text{тп}} = \frac{A_{\text{т}}}{a c_p (t_{\text{max}} - t_{\text{н}})},$$

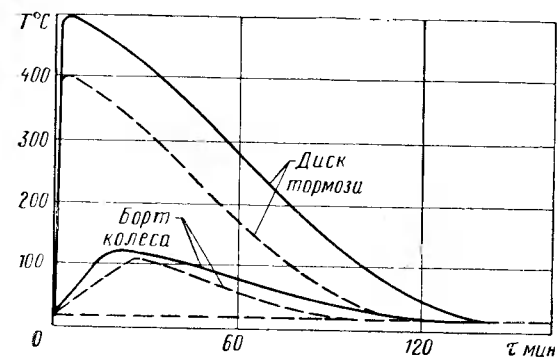


Рис. 11.5. График изменения температуры элементов тормоза и колеса после торможения

- где  $A_{\text{т}}$  — полная кинетическая энергия, поглощаемая тормозом при аварийном торможении;  
 $a$  — механический эквивалент тепла;  
 $c_p$  — средняя удельная теплоемкость материалов теплопоглотителя;  
 $t_{\text{max}}$  — максимальная среднемассовая температура теплопоглотителя;  
 $t_{\text{н}}$  — начальная температура теплопоглотителя.

Принимаем  $t_{\text{max}} - t_{\text{н}} = 800^\circ\text{C}$ .

Задаваясь температурой теплопоглотителя при торможении с работающей системой охлаждения, определяем энергию, идущую на нагрев теплопоглотителя

$$A_{\text{т}} = a c_p G_{\text{тп}} (t_{\text{р}} - t_{\text{н}}),$$

где  $G_{\text{тп}}$  — вес теплопоглотителя, найденный из условия аварийного торможения;

$t_{\text{р}}$  — рабочая температура теплопоглотителя, равная  $350\text{—}450^\circ\text{C}$  (принимаем  $t_{\text{р}} - t_{\text{н}} = 400^\circ\text{C}$ ).

Затем определяем часть энергии, которая, превращаясь в тепло, пойдет на испарение охлаждающей жидкости,

$$A_T'' = A_T - A_T',$$

где  $A_T'$  — энергия, идущая на нагрев теплопоглотителя при работающей системе охлаждения.

Зная величину  $A_T''$  и полную величину теплоты парообразования охлаждающей жидкости, определяем количество охлаждающей жидкости в идеальном случае (т. е. при условии 100% испарения)

$$G_{о.ж} = \frac{A_T''}{aI_{о.ж}},$$

где  $I_{о.ж}$  — полная теплота парообразования.

В реальных условиях

$$G_{о.ж}^p = \alpha \frac{A_T''}{aI_{о.ж}},$$

где  $\alpha$  — коэффициент, учитывающий неполную испаряемость жидкости ( $\alpha = 1,3 \div 1,5$ ).

Определив количество охлаждающей жидкости, необходимой для охлаждения тормоза в реальных условиях, и зная время торможения, подсчитываем весовой секундный расход охлаждающей жидкости

$$G_c = \frac{G_{о.ж}^p}{\tau},$$

где  $\tau$  — время торможения.

Далее в зависимости от конструкции тормозов определяем наиболее рациональные места установки форсунок, распыливающих охлаждающую жидкость. Определив места расположения форсунок и их количество, рассчитываем проходное сечение

$$f_{\phi} = \frac{Q_{о.ж}}{nA \sqrt{\Delta p}};$$

где  $f_{\phi}$  — проходное сечение одной форсунки;

$n$  — число форсунок;

$A$  — приведенный коэффициент расхода для истечения охлаждающей жидкости (или смеси);

$\Delta p$  — перепад давлений на форсунках.

## 2. СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПНЕВМАТИКАХ

Необходимость эксплуатации самолетов на аэродромах с различной прочностью грунта вызвала необходимость применения систем регулирования давления в пневматиках. Эти системы, из-

меня в определенных пределах давление в пневматиках, увеличивают площадь контакта колеса с грунтом и снижают удельное давление на него. Системы регулирования давления, как правило, имеют дистанционное управление из кабины пилота.

Рассмотрим принципиальную схему системы регулирования давления в пневматиках одного из самолетов (рис. 11.6). Система состоит из воздушных трубопроводов, соединяющих компрессоры двигателей с пневматиками, и ряда агрегатов. Воздух из компрессора отбирается с помощью штуцера 1 и, пройдя через теплообменник и влагопоглотитель, поступает к электромагнитному клапану 2. При открывании клапана воздух подается в ма-

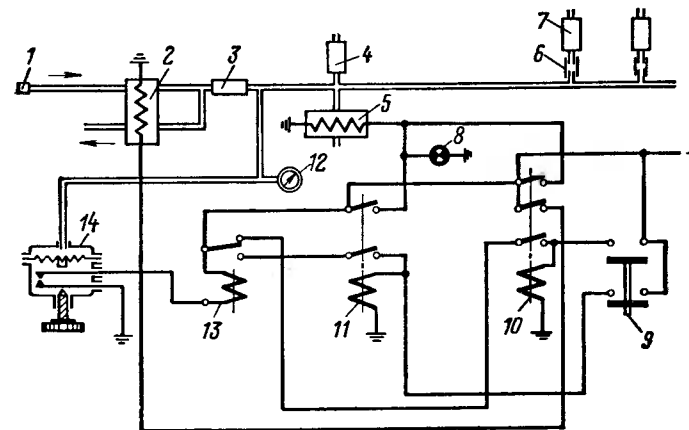


Рис. 11.6. Схема системы регулирования давления в пневматиках:

1 — штуцер; 2 — электромагнитный клапан; 3 — дроссель; 4 — предохранительный клапан; 5 — электромагнитный клапан; 6 — сальник; 7 — перепускной клапан; 8 — сигнальная лампа; 9 — кнопка пуска; 10, 11 — реле; 12 — манометр; 14 — датчик давления

гистральный трубопровод, проходит через дроссель 3 и далее поступает в пневматики через вращающиеся сальники 6 и перепускные клапаны 7, расположенные непосредственно на колесах. При открывании золотника клапана 7 происходит наполнение пневматиков или стравливание из них воздуха в зависимости от величины давления воздуха в магистральном трубопроводе. Перепускной клапан 7 устроен так, что при повышении питающего давления выше  $2 \text{ кгс/см}^2$  клапан открывается, соединяя пневматик с трубопроводом системы регулирования давления. При давлении в трубопроводе, равном  $2 \text{ кгс/см}^2$  и ниже, клапан закрыт. С магистральным трубопроводом соединены трубопроводы электромагнитного клапана 5, датчика давления 14 и манометра 12.

Управление системой осуществляется из кабины летчика, на пульте которой установлены датчик давления 14, манометр 12, сигнальная лампочка 8 и кнопка пуска системы 9. Для обеспече-

ния автоматического срабатывания клапанов в системе электродистанционного управления установлены реле 10, 11 и 13. Для предохранения магистрали и агрегатов от перегрузки установлен предохранительный клапан 4.

Работает система следующим образом. В обесточенном состоянии электромагнитный клапан 2 соединяет через дроссель 3 магистральный трубопровод с атмосферой и перекрывает подачу воздуха от источников давления. Электромагнитный клапан 5 в обесточенном состоянии также соединяет магистральный трубопровод с атмосферой. Для повышения давления в пневматиках вращением кремальеры задатчика давления 14 стрелка задатчика устанавливается против указанной на шкале прибора величины нужного давления. При этом контакты задатчика разомкнуты. Включение системы осуществляется кратковременным нажатием кнопки пуска 9, подающей ток на обмотки реле 10 и 11. Реле 10 остается во включенном состоянии и после того, как нажатие на кнопку 9 прекратилось, так как цепь обмотки реле 10 замкнута контактами реле 13. Реле 10 включает электромагнитные клапаны 2 и 5, одновременно с этим загорается лампочка 8, сигнализирующая о работе системы. Клапан 5 перекрывает сброс воздуха в атмосферу, а клапан 2 одновременно с этим соединяет магистральный трубопровод с источником давления. Воздух через дроссель 3 начинает поступать в клапаны перепуска 7. При достижении давления в 2 кгс/см<sup>2</sup> клапаны перепуска срабатывают и соединяют пневматики с магистральным трубопроводом. При дальнейшем повышении давления в системе происходит наполнение воздухом пневматиков. Контроль за наполнением пневматиков может осуществляться по манометру 12.

Когда давление в пневматиках достигает величины, установленной задатчиком давления 14, контакты задатчика замкнутся и сработает реле 13. Это приводит к размыканию цепи обмотки реле 10 и возвращению контактов реле, а следовательно, и клапанов 2 и 5 в исходное положение. Сигнальная лампочка гаснет, клапан 2 перекрывает подачу воздуха в систему, а клапан 5 резко сбрасывает воздух из магистрального трубопровода в атмосферу. Давление в системе при этом ниже 2 кгс/см<sup>2</sup> и золотники перепускных клапанов 7 закрываются. Воздух в пневматиках будет отсечен от магистрального трубопровода.

Для понижения давления в пневматиках вращением кремальеры задатчика 14 устанавливается стрелка задатчика против нужного деления шкалы. Включение системы осуществляется нажатием кнопки пуска 9.

Рассмотрим два этапа понижения давления. Первый этап — кнопка пуска нажата, реле 10 и 11 сработали и поставили под ток электромагнитные клапаны 2 и 5. При этом повторяется ранее рассмотренный процесс наполнения. Давление в магистральном трубопроводе растет и при достижении 2 кгс/см<sup>2</sup> открывает золотники всех клапанов перепуска 7. При повышении давления в

магистрали до давления в пневматиках контакты задатчика 14 замыкаются и срабатывает реле 13. Второй этап — кнопка пуска отпущена, контакты реле 10 возвратились в исходное положение, а реле 11 осталось включенным. Клапан 2, управляемый реле 10, обесточивается и возвращается в исходное положение, перекрывая подачу воздуха в систему и соединяя ее с атмосферой через дроссель 3. На втором, как и на первом этапе, клапан 5 и сигнальная лампа остаются под током, и, следовательно, сброса воздуха из магистрального трубопровода в атмосферу не происходит. На участке дроссель 3 — перепускные клапаны 7 устанавливается давление, равное давлению в пневматиках. Это давление выше 2 кгс/см<sup>2</sup>, поэтому золотники всех перепускных клапанов 7 остаются открытыми. Происходит процесс понижения давления в пневматиках, так как через дроссель 3 и клапан 2 воздух стравливается в атмосферу. Процесс снижения давления заканчивается, когда в системе устанавливается давление, заданное задатчиком 14. В этот момент контакты задатчика разомкнутся, обмотка реле 11 обесточится и контакты реле 13 разомкнут цепь питания реле 11. Реле 11 обесточит клапан 5 и последний резко сбросит воздух в атмосферу. Давление в магистральном трубопроводе упадет ниже 2 кгс/см<sup>2</sup> и золотники всех клапанов перепуска 7 закроются, отсекая пневматики от системы регулирования. Сигнальная лампочка гаснет.

Рассмотренная система является электродистанционной. Она применяется на тяжелых самолетах с низким давлением в шинах, не требующих корректировки давления в зависимости от скорости. Так как скоростная характеристика пневматиков зависит от давления в них, то понижение давления ниже определенного уровня может привести к отрыву протектора и разрушению пневматика при взлете. В этом случае система регулирования давления с коррекцией по скорости может обеспечить как повышение проходимости самолета по грунту, так и сохранение необходимых скоростных характеристик шины.

### 3. АГРЕГАТЫ СИСТЕМ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПНЕВМАТИКАХ

Основным агрегатом системы охлаждения испарительного типа, от которого во многом зависит эффективность всей системы, является коллектор-распылитель (рис. 11.7). Коллектор представляет собой конструкцию, состоящую из кольцевого трубопровода 2 со штуцером 1 для присоединения к системе охлаждения. От кольцевого трубопровода в осевом направлении отходят трубки 3 меньшего диаметра, которые располагаются в прорезях корпуса тормоза. Каждая трубка 3 заканчивается вертикальным отростком 4, закрепленным пружиной к опорному фланцу корпуса тормоза. Вертикальные отростки располагаются между секторами, приклепываемыми к опорному фланцу. Трубки 3 и

вертикальные отростки 4 имеют калиброванные отверстия. Эти отверстия располагаются так, чтобы распыленная жидкость попадала непосредственно на поверхность трения. В некоторых конструкциях распыление жидкости осуществляется с помощью специальных форсунок. Конструкция одной из таких форсунок показана на рис. 11.8.

Рассмотрим некоторые особенности агрегатов системы регулирования давления в пневматиках. Задатчик давления пред-

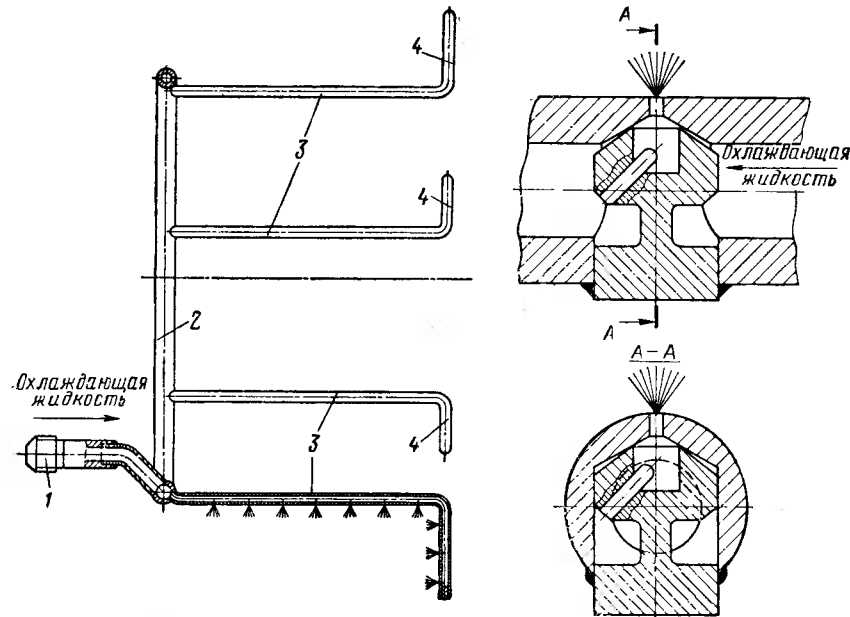


Рис. 11.7. Конструкция коллектора-распылителя системы жидкостного охлаждения:

1 — штуцер; 2 — трубопровод; 3 — трубки; 4 — вертикальные отростки трубок

Рис. 11.8. Конструкция форсунки для распыления жидкости системы жидкостного охлаждения

ставляет собой реле давления с ручным управлением. Величина давления срабатывания задается установкой указателя против соответствующего деления шкалы задатчика. Диапазон устанавливаемых давлений срабатывания от 2 до 5 кгс/см<sup>2</sup>. Величина давления срабатывания не зависит от давления окружающей среды, что обеспечивается применением в качестве чувствительного элемента сильфона с вакуумированной внутренней полостью.

Принцип действия агрегата (рис. 11.9) следующий: при повышении давления, подводимого к агрегату, чувствительный элемент — сильфон 27 сжимается, что приводит к перемещению

связанного с сильфоном контактного устройства 22. При этом контакты 18 устройства поочередно замыкаются с неподвижными контактами 17, положение которых заранее отрегулировано так, что замыкание каждой из семи пар контактов (контакта 18 и неподвижного контакта 17) происходит при определенном давлении (от 2 до 5 кгс/см<sup>2</sup> через интервал 0,5 кгс/см<sup>2</sup>). Замыкание каждой пары контактов не препятствует замыканию следующей. После замыкания очередной пары контактов, контактное устройство 22 продолжает перемещаться, сжимая пружины 20 ранее

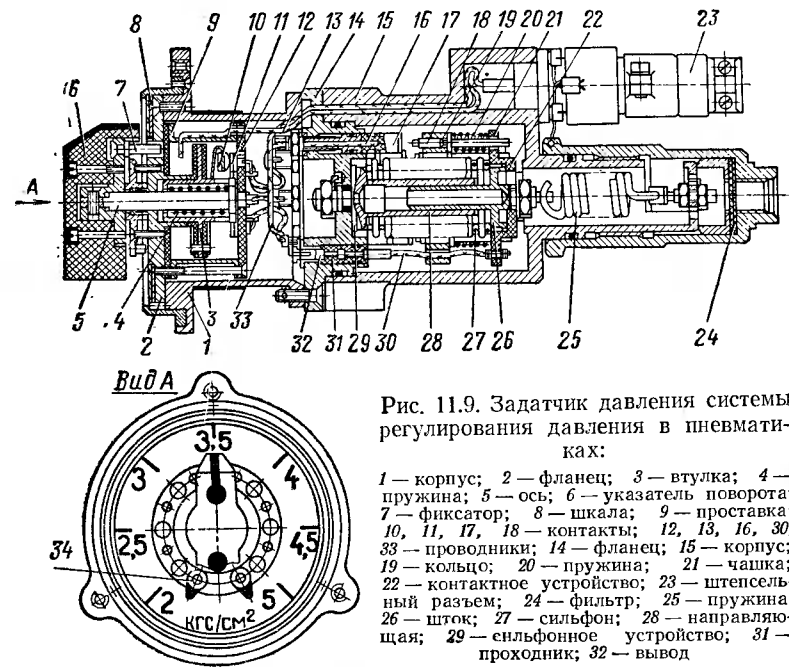


Рис. 11.9. Задатчик давления системы регулирования давления в пневматиках:

1 — корпус; 2 — фланец; 3 — втулка; 4 — пружина; 5 — ось; 6 — указатель поворота; 7 — фиксатор; 8 — шкала; 9 — проставка; 10, 11, 17, 18 — контакты; 12, 13, 16, 30, 33 — проводники; 14 — фланец; 15 — корпус; 19 — кольцо; 20 — пружина; 21 — чашка; 22 — контактное устройство; 23 — штепсельный разъем; 24 — фильтр; 25 — пружина; 26 — шток; 27 — сильфон; 28 — направляющая; 29 — сильфонное устройство; 31 — проходник; 32 — вывод

замкнувшихся контактов 18. При понижении давления, подводимого к агрегату, контактное устройство 22 перемещается в исходное положение под действием пружины 25 и упругости сильфона 27, что приводит к размыканию контактных пар.

Для установки нужного давления срабатывания указатель 6 оттягивается влево, фиксатор 7 выходит из отверстия фланца 2 и указатель 6 устанавливается против деления шкалы 8, соответствующего нужному давлению срабатывания. В этом положении указатель 6 удерживается от случайного поворота фиксатором 7, утопленным в соответствующем отверстии фланца 2 благодаря действию пружины 4.

При установке указателя *б* в нужное положение зубцы оси *б*, находящиеся в пазах втулки *з* переводят втулку и закрепленный в ней контакт *10* в положение, в котором контакт *10* замыкается с контактом *11*, соединенным проводником *16* с контактом *17*, отрегулированным на давление срабатывания, соответствующее положению указателя *б*. Вывод штепсельного разъема *23*, соединенный проводником *13* с подвижным контактом *10*, оказывается подключенным при этом к контакту *17*, отрегулированному на давление срабатывания, соответствующее положению указателя *б*. Вывод штепсельного разъема *23* соединен проводником *33* с контактами *18*. Замыкание электроцепи выводов штепсельного разъема при повышении давления, подводимого к агрегату, и размыкание — при понижении давления, происходит при давлениях, соответствующих положению указателя *б*.

Перепускной клапан устанавливается непосредственно на колесо и соединяется трубопроводами с пневматиком колеса и ма-

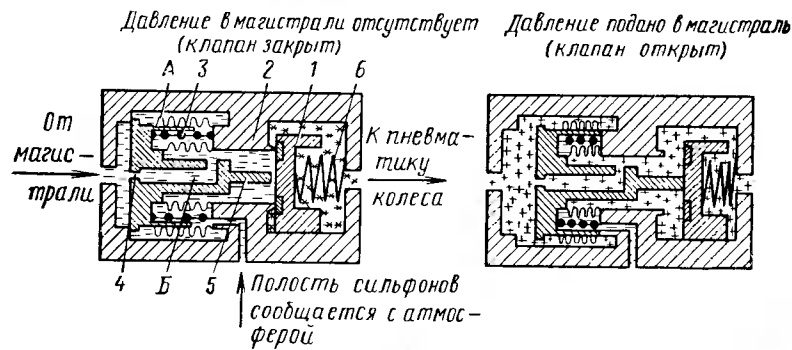


Рис. 11.10. Принципиальная схема работы перепускного клапана:  
1 — клапан; 2 — корпус; 3, 6 — пружины; 4 — дроссель; 5 — толкатель

гистралью. Клапан позволяет автоматически увеличивать или уменьшать давление в пневматике в пределах от 2 до 6 кгс/см<sup>2</sup>. При отсутствии давления в магистрали перепускной клапан запирает давление в пневматике. Схема работы клапана показана на рис. 11.10. Крестиком показаны полости для подводимого давления, черточкой — для атмосферного давления, звездочкой — давление в замкнутой полости. В исходном положении, если давление в магистрали отсутствует, клапан *1* поджат к седлу корпуса *2* пружиной *6* и давлением воздуха, находящегося в пневматике. При повышении давления в магистрали до величины 1,5—2 кгс/см<sup>2</sup>, сифонное устройство *А* перемещается, и, действуя на клапан *1*, отжимает его от седла *2*, соединяя полость пневматика с магистралью через канал *Б* в толкателе *5*. При давлении, меньшем 1,5 кгс/см<sup>2</sup>, пружина *3* возвращает сифонное устройство *А* в исходное положение и клапан *1* под действием пружи-

ны *6* и давления в пневматике закрывается, прижимаясь к седлу *2*.

Давление открытия клапана *1* практически не зависит от давления в пневматике, так как рабочая площадь клапана *1* значительно меньше разности эффективных площадей большого и малого сиффонов. В полости *Б* толкателя *5* находится дроссель *4*, предназначенный для создания перепада давлений, помогающего пружине *3* быстро возвращать сифонное устройство в исходное положение при резком сбросе давления из магистрали. Такая конструкция клапана обеспечивает четкую отсечку давления в пневматике. Внутренняя полость между сиффонами сообщается с атмосферой.

## СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОСАДОЧНЫХ И ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ САМОЛЕТА

### 1. ИСПЫТАНИЯ СТОЕК ШАССИ

Как уже отмечалось выше, от качества работы амортизационной системы шасси во многом зависят надежность и долговечность работы колеса и пневматика. Если амортизатор шасси не поглотит всей нормированной энергии удара самолета при посадке, то оставшаяся часть придется на пневматик и может вызвать недопустимую его деформацию. Как показал опыт эксплуатации, правильно рассчитанный амортизатор шасси обеспечивает надежную работу колес и тормозных устройств.

Испытания амортизационных стоек проводятся на копре. Стойка закрепляется на клетку копра аналогично креплению на самолете и сбрасывается вместе с клетью и грузом определенного веса. Изменяя вес клетки с грузом и высоту его свободного падения, можно менять величину вертикальной нагрузки, действующей на колеса в момент падения в зависимости от хода амортизатора и от перемещения центра тяжести сбрасываемого груза. Процесс сбрасывания записывается на осциллограф. По полученным осциллограммам строятся кривые зависимости нагрузки  $P$  на стойку и колеса от перемещения центра тяжести сбрасываемого груза  $h$  и величины хода амортизатора  $\delta_{ам}$  при поглощении амортизатором стойки нормированной, максимальной и предельной работ (рис. 12.1 и 12.2). Полученные значения нагрузок на колеса не должны превышать заданных и нормированных величин. В случае их превышения изменяются основные параметры амортизатора — давление зарядки или проходное сечение иглы — и испытания повторяются.

Кроме динамических характеристик, получаемых при сбросе стойки, изучаются также статические характеристики амортизатора, например, зависимость усилия амортизатора от величины его хода. Такие характеристики, как правило, снимаются при различных давлениях зарядки амортизатора. В отдельных случаях для получения более точных результатов испытания стойки на сброс производятся с раскрученными колесами.

Большое влияние на работу колес, установленных на передней стойке шасси, оказывают колебания ориентирующей части стойки («шимми»). При наличии таких колебаний могут разру-

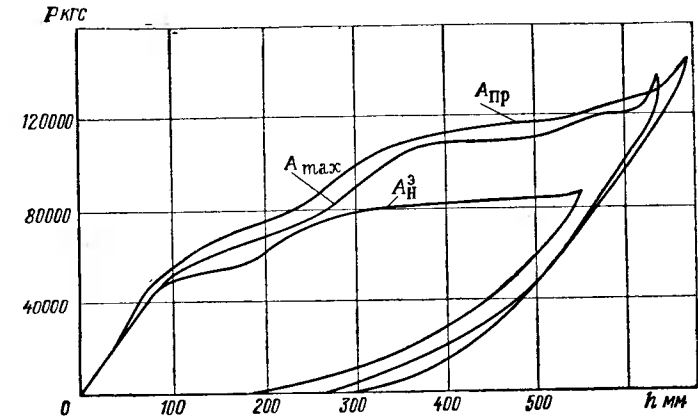


Рис. 12.1. График зависимости величины вертикального усилия  $P_y$  от перемещения центра тяжести  $h$  сбрасываемого груза

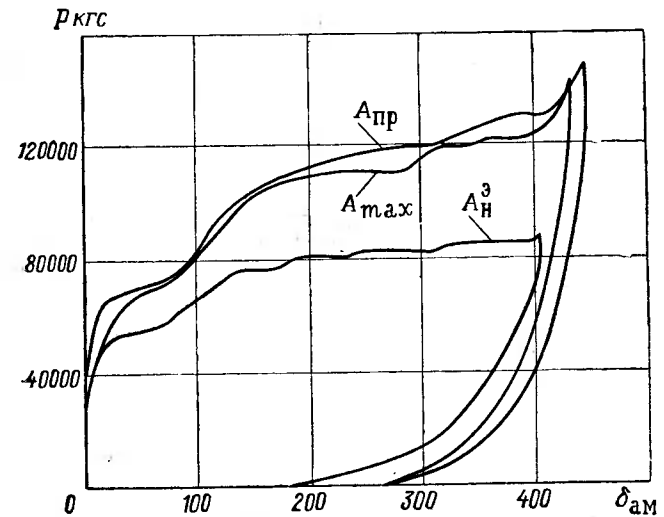


Рис. 12.2. График зависимости величины вертикального усилия  $P_y$  от хода амортизатора  $\delta_{ам}$

шаться как элементы колеса и тормоза, так и стойка в целом. Путьевая устойчивость самолета при таких колебаниях стойки резко ухудшается. Для оценки запаса устойчивости передних стоек шасси против «шимми» они подвергаются специальным испытаниям. Методика проведения этих испытаний заключается в следующем. Стойка с установленным на ней колесом закрепля-

ется в специальном приспособлении на падающей клетки копра. Барабан копра разгоняется до требуемой скорости, после чего клетка опускается до упора таким образом, чтобы пневматик колеса получил заданное обжатие. После того, как колесо раскручено, ориентирующуюся часть стойки вместе с колесом специальным приспособлением поворачивают на определенный угол (обычно на 8—10°), после чего приспособление разворота стойки резко отключается. Сила сцепления колеса с барабаном будет стремиться вернуть колесо и ориентирующуюся часть стойки в нейтральное положение. При достаточном демпфировании ориентирующейся части передней стойки она вместе с колесом, совершив некоторое число колебаний, возвращается в нейтральное положение. При недостаточном демпфировании колебания могут стать незатухающими, причем амплитуда может даже возрасти. Испытания проводятся при различных скоростях барабана копра и различных нагрузках на колесо. При необходимости демпфирующее устройство корректируется подбором дросселирующих элементов.

## 2. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕС

**Испытания колес на статическую прочность.** Испытание колеса от действия радиальной нагрузки производится на специальном прессе (рис. 12.3), нагрузка и обжатие пневматика фикси-

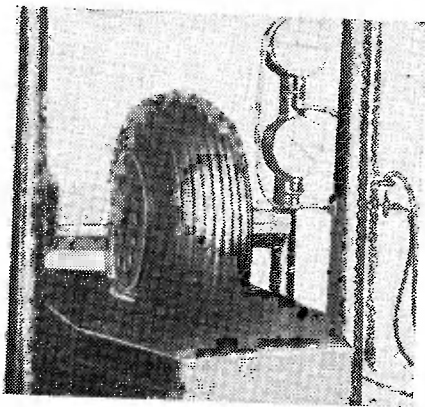


Рис. 12.3. Пресс для статических испытаний авиационных колес

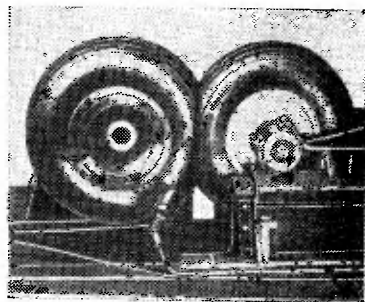


Рис. 12.4. Установка для испытания колес на усталостную прочность (бронезащита снята)

руются специальным самописцем. При этом виде испытаний пневматик заполняется водой. Давление в нем в процессе испытаний не должно превышать рабочего, что обеспечивается путем применения пневмогидравлических компенсаторов. Нагружение

происходит плавно до разрушения колеса или его отдельных элементов. Колесо считается выдержавшим испытание от действия радиальной нагрузки, если разрушающая радиальная нагрузка больше или равна расчетной величине разрушающей нагрузки.

Испытания колеса от действия внутреннего давления производятся в специальной бронеканере. Пневматик колеса заполняется водой, после чего с помощью ручного насоса увеличивают давление до тех пор, пока не произойдет разрушение колеса.

Колесо считается выдержавшим испытание, если

$$p_p/p_0 \geq n,$$

где  $p_p$  — давление, при котором произошло разрушение колеса;

$p_0$  — эксплуатационное давление в пневматике;

$n$  — коэффициент запаса.

Испытание колеса на случай действия разрушающего тормозного момента проводится на специальном инерционном стане. Полностью снаряженное колесо устанавливается на прижимной установке стана и подводится к барабану, вращающемуся со скоростью 3—5 м/с. При обжатии пневматика, равном  $\delta_{ст}$ , и нагрузке, максимально возможной в эксплуатации, создается тормозной момент, равный расчетному, разрушающему. Колесо и тормоз считаются выдержавшими испытание, если при этом не произошло их разрушения.

**Испытания колес на усталостную прочность** проводятся на специальных установках до разрушения колеса. Чтобы избежать последствий, связанных со взрывом пневматика, находящегося под давлением при его разрушении, установка снабжена надежной броневой защитой. Такая установка, но со снятой бронезащитой, показана на рис. 12.4. Установка двухосная. Расстояние между осями может изменяться в зависимости от размеров испытываемых колес. Одно из устанавливаемых колес получает вращение от электродвигателя. После монтажа колес в установке расстояние между их осями устанавливается таким, чтобы обжатие пневматика каждого колеса было как и при стояночной нагрузке  $P_{ст.пос}$  или  $P_{ст.взл}$ . В этом случае каждое колесо воспринимает радиальную нагрузку, равную взлетной или посадочной. Скорость вращения колес при испытаниях (скорость обкатки) принимается равной:

$$v_{об} = \frac{v_{взл} + v_{пос}}{m},$$

где  $v_{взл}$  — взлетная скорость;

$v_{пос}$  — посадочная скорость;

$m$  — эмпирический коэффициент.

Так как в процессе обкатки происходит нагрев пневматиков, последние должны непрерывно охлаждаться проточной водой, циркулирующей в установке. Нагрузки (взлетная или посадочная) чередуются через определенный выбег.

Минимальное количество колес одной партии, подвергающихся испытаниям, три. Однако в зависимости от ряда факторов их количество может быть увеличено. Начальный срок службы колеса определяется следующей формулой:

$$N_{\text{н}} = \frac{L_{\text{ср}}}{l_{\text{пос}} + l_{\text{раз}} + l_{\text{рул}}} \cdot \frac{1}{\eta},$$

где

$N_{\text{н}}$  — начальный ресурс колеса в взлето-посадках;

$L_{\text{ср}}$  — средняя длина пробега испытанных колес

$$\text{до разрушения в км} \quad \left( L_{\text{ср}} = \frac{L_1 + L_2 + \dots + L_n}{n} \right);$$

$L_1, L_2, \dots, L_n$  — длина полного пробега каждого колеса до разрушения;

$n$  — количество колес, проходящих испытания;

$l_{\text{пос}}; l_{\text{раз}}; l_{\text{рул}}$  — заданная длина посадочного пробега, разбега и руления колеса за одну взлето-посадку в км;

$\eta$  — коэффициент надежности (его величина подбирается в зависимости от количества испытанных колес).

### 3. ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗОВ

Основные тормозные характеристики тормоза и его температурный режим проверяются при нормальном эксплуатационном режиме на инерционном стане. Барабан стана с подсоединенными к нему массами разгоняется до определенной скорости, после чего электродвигатель отключается, а колесо, установленное на прижимной установке стана, подводится к вращающемуся по инерции барабану стана и прижимается к нему радиальной нагрузкой, равной  $P_{\text{ст.пос}}$ , после чего включается тормоз и происходит торможение до полного останова барабана стана. Процесс торможения записывается осциллографом или манометрическим самописцем. По снятым диаграммам тормозного момента оценивают характеристики тормоза, а по температурным кривым — его тепловой режим. Основными критериями, определяющими работоспособность тормоза, являются:

$M_{\text{т. min}}$  — минимальный тормозной момент;

$M_{\text{т. max}}$  — максимальный тормозной момент;

$M_{\text{т. ср}}$  — средний тормозной момент.

Величина среднего тормозного момента может быть определена формулой

$$M_{\text{т. ср}} = \frac{A_{\text{т}} r_{\text{д}}}{L_{\text{ст}}},$$

где  $A_{\text{т}}$  — энергия, поглощаемая тормозом;

$r_{\text{д}}$  — динамический радиус качения колеса;

$L_{\text{ст}}$  — длина пробега (по стану).

Испытания тормоза на ресурс также проводятся на инерционном стане при эксплуатационном режиме. Тормоз и колесо должны выдержать требуемое количество торможений с сохранением тормозных характеристик. В процессе ресурсных испытаний определяется интенсивность износа фрикционных элементов и их ресурс.

### 4. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ КОЛЕС И ТОРМОЗОВ

Нагруженность колес и тормозов в эксплуатации определили сложность испытательного оборудования, необходимого для отработки и контрольных испытаний колес и тормозов в процессе

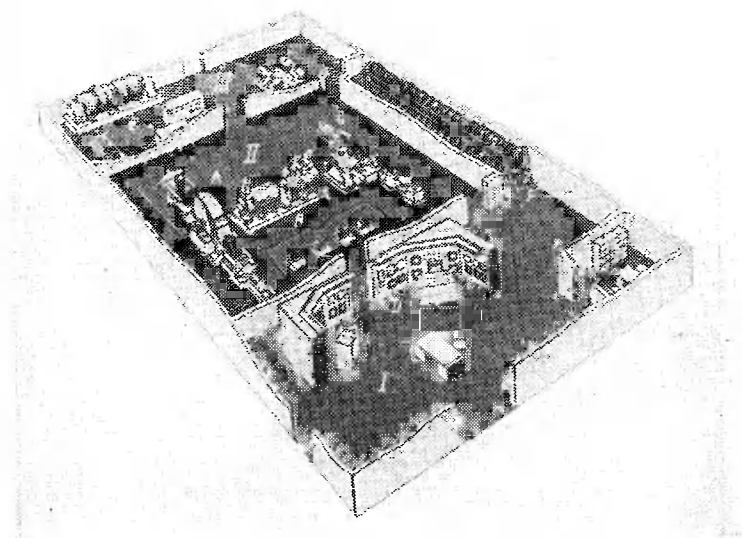


Рис. 12.5. Лаборатория для испытания авиационных колес и тормозов

разработки и производства. Как правило, заводы или фирмы, занимающиеся изготовлением авиационных колес, имеют специальные лаборатории. На рис. 12.5 показана испытательная лаборатория одной из иностранных фирм. Все помещение этой лаборатории разделено на отдельные секции. В секции I находится контрольно-измерительная аппаратура и операторы; во II — испытательные стенды; в III — источник питания, в IV — склад. Во II секции расположены инерционный стан А с двумя прижим-

ными установками для испытания колес и тормозов и установка С для испытания колес на усталостную прочность. В III секции находится источник питания E постоянного тока типа мотор-генератор. В современных испытательных лабораториях помещенис, в котором проходят испытания колеса и тормоза на инерционных станах, изолировано от помещения оператора, звуконепропускаемо и имеет хорошую вытяжную вентиляцию. Аппаратура для записи результатов испытаний автоматическая.

На рис. 12.6 показан инерционный стан фирмы «Рауг», позволяющий производить испытания колес и пневматиков с некоторым углом по отношению к барабану для имитации боковой нагрузки. Окружная скорость барабана стана достигает 500 км/ч.

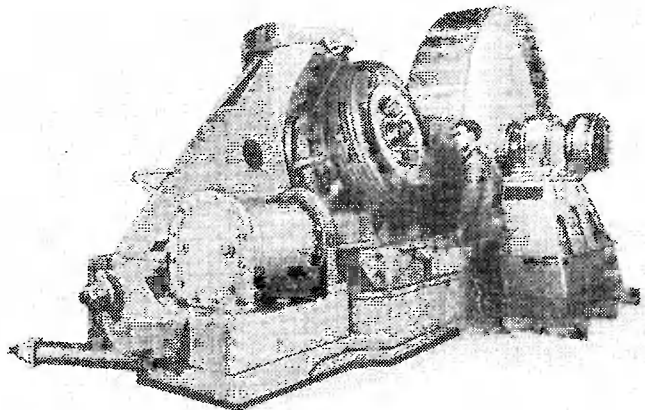


Рис. 12.6. Инерционный стан

Возросшие требования привели к созданию оборудования, позволяющего имитировать условия работы при высоких температурах. Примером подобной установки может служить стан фирмы «Dunlop Aviation», оборудованный камерой для подогрева колес. Прижим колеса к маховику стана осуществляется с помощью установки, работающей по заданной программе. Мощность электромотора стана — около 400 л. с., окружная скорость барабана — 320 км/ч.

Для нагрева колеса служит специальная высокотемпературная камера, полностью охватывающая испытуемое колесо. Нагрев производится горячим воздухом, поступающим от специальной нагревательной установки.

**Установки для испытания пневматиков.** Испытания пневматиков, как правило, производятся на тех же инерционных станах, копрах и прессах, на которых испытываются колеса. Однако в

последнее время, в связи с возросшими требованиями к пневматикам, появились специальные установки. Одна из таких установок (рис. 12.7) копер для ударных испытаний шин фирмы «Dunlop Aviation» позволяет имитировать наиболее тяжелые условия, воздействию которых подвергаются пневматики в реальных условиях эксплуатации. На копре определяется энергия, требуемая для разрушения одного слоя каркаса пневматика. Для этого падающая клять копра с грузом определенного веса снабжена конусами различной формы и высоты. Изменяя

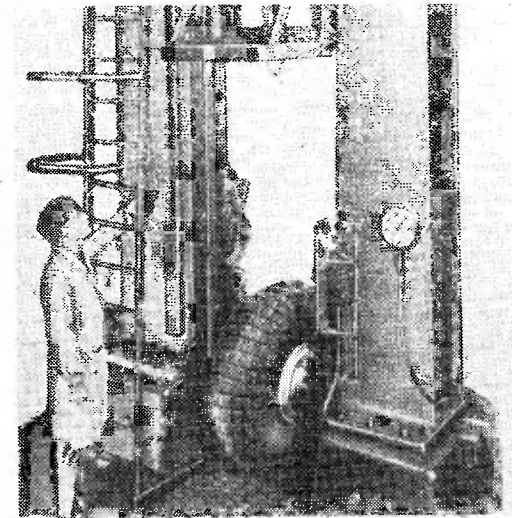


Рис. 12.7. Копер для ударных испытаний шин

высоту падения и вес, определяют стойкость пневматика к воздействию ударных нагрузок.

Для испытания пневматиков на стойкость против проколов и порезов применяются специальные тележки, на которые устанавливается колесо с испытуемым пневматиком. Тележка нагружается балластом определенного веса и прокатывается по бетонной дорожке, на которой разбрасываются различного рода предметы (болты, гайки и т. п.). По величине и глубине пореза судят о стойкости пневматика к механическим разрушениям.

##### 5. СТЕНДОВАЯ ПРОВЕРКА ИНЕРЦИОННЫХ ДАТЧИКОВ И АНТИЮЗОВЫХ АВТОМАТОВ

Проверка работоспособности электроинерционных датчиков систем антиюзовой автоматики и автоматов прямого действия производится на специальном стенде (рис. 12.8). Этот стенд дает

возможность производить проверку всех основных характеристик (чувствительности, времени выдержки импульса и др.) как в стационарных, так и в полевых условиях. Для определения чувствительности датчика в конструкции стенда предусмотрен кривошипно-шатунный механизм. Ведущим звеном этого механизма является кулиса, которая вращается равномерно вокруг оси  $O_1$  (рис. 12.9) с постоянной угловой скоростью

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30},$$

где  $n_1$  — обороты кулисы в мин.

Вдоль паза кулисы движется ползун  $B$ , с которым связан кривошип  $O_2B$ , вращающийся вокруг своей оси  $O_2$ . Расстояние  $b$  между осями вращения кулисы и кривошипа регулируется путем параллельного смещения оси кривошипного вала относительно

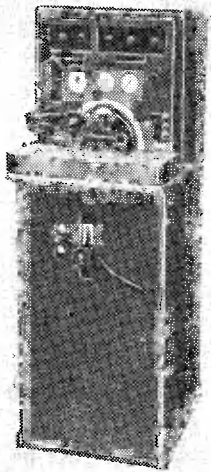


Рис. 12.8. Стенд для испытаний электроинерционных датчиков и автоматов прямого действия

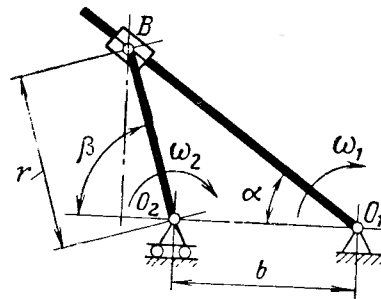


Рис. 12.9. Кинематическая схема стенда

но неподвижной оси кулисы. При увеличении расстояния между осями вращения кулисы и кривошипа до величины  $b$ , и при постоянной угловой скорости кулисы вал кривошипа будет иметь переменную угловую скорость  $\omega_2$ . Угловое ускорение его будет изменяться по знаку один раз за оборот кулисы. За один оборот кривошипа датчик замкнет и разомкнет электроцепь.

Величина углового ускорения, с которым будет вращаться вал кривошипа, определится следующим соотношением:

$$\omega_2 = \omega_1 a \frac{\sin \beta (1 + 2a \cos \beta + a^2) (1 - a^2)}{(1 + a \cos \beta)^3},$$

$a = \frac{b}{r}$ ;  $b$  — расстояние между центрами вращения кулисы и кривошипа (раздвижка);  
 $r$  — радиус кривошипа.

Для испытания датчика его закрепляют на втулке стенда. Вращая рукоятку кулисного механизма, изменяют расстояние  $b$  между центрами  $O_1O_2$  (см. рис. 12.9). Величина смещения фиксируется по нониусу. При определенной величине смещения головки датчик начинает подавать единичные импульсы. Этот момент характеризуется как порог чувствительности датчика. При дальнейшем смещении головки кулисного механизма появляются устойчивые четкие срабатывания датчика. Разность по величине между четкими и начальными срабатываниями характеризует стабильность механизма.

Для проверки времени выдержки импульса на растормаживание рукоятка редуктора ставится в положение больших оборотов; кулиса освобождается от маховика, а рукояткой устанавливается нулевое смещение головки между центрами  $O_1O_2$ . Затем снова включается двигатель на требуемые обороты. Спустя 3—5 с, когда маховик датчика будет иметь требуемую скорость, вал датчика отключается от редуктора и резко тормозится. В этот момент датчик подает электрический сигнал. Время, в течение которого сигнал сохраняется, фиксируется электрическим секундомером. Методика проверки антиюзковых автоматов прямого действия не отличается от методики проверки инерционных электромеханических датчиков за исключением того, что контрольный стенд должен быть оборудован пневматической или гидравлической системой.

## 6. СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ И СИСТЕМ АНТИЮЗОВОЙ АВТОМАТИКИ

Стендовые испытания тормозных систем и систем антиюзковой автоматики производятся с целью проверки работоспособности как всей системы, так и отдельных ее агрегатов. Для правильной оценки работоспособности системы ее трубопроводы должны иметь длину и сечение, близкие к тем, которые применяются на самолете. При испытаниях к системе подключаются либо тормоза, либо специальные макеты, характеристики которых по жесткости и объему максимально приближены к характеристикам реального тормоза. Для получения более точных результатов испытаний целесообразно для гидравлических систем выдерживать те уровни давлений жидкости, которые могут быть на самолете. Как правило, стендовые испытания всей системы проводятся при температуре окружающей среды, близкой к нормальной. Одна-

ко каждый из агрегатов, входящих в систему, дополнительно проходит все необходимые испытания во всем диапазоне рабочих температур.

При стендовых испытаниях системы проверяется функционирование системы, характер изменения тормозного давления при линейном изменении входного сигнала, контрольные величины основных параметров (давление в тормозе, управляющий ток, ход тормозной педали и т. п.), быстрдействие системы (время затормаживания и время растормаживания).

После проверки тормозной системы проверяется работоспособность и эффективность системы антиюзовой автоматики. Такая проверка проводится, как правило, на инерционном стане. Испытание системы антиюзовой автоматики на стане проводится на двух режимах: на юзовом и неюзовом. Испытания начинаются на неюзовом режиме. Для этого колесо, установленное на прижимной установке стана, подводится к предварительно раскрученному барабану. Вращающиеся массы барабана должны быть подобраны так, чтобы обеспечить процесс торможения в течение заданного времени. Затем колесо прижимается к барабану и нагружается радиальной нагрузкой, равной стояночной. После этого в тормоз подается тормозное давление и производится торможение. При заданном режиме не должно происходить срабатываний системы антиюзовой автоматики.

При испытании на юзовом режиме колесо так же, как и в первом случае, прижимается к раскрученному барабану стана, но при этом обжатие пневматика колеса должно составлять 25% от полной величины обжатия (так, чтобы момент сцепления был заведомо меньше максимального тормозного момента). После подачи в тормоз давления создается режим торможения, при котором тормозной момент будет больше момента сцепления. Колесо начнет входить в юз, но система антиюзовой автоматики должна надежно устранять его от момента начала торможения до скорости 20—30 км/ч. Время торможения  $\tau_1$  при юзовом режиме (с усадкой пневматика, равной 0,25 полного обжатия) не должно превышать  $4\tau$  (где  $\tau$  — время торможения с полным обжатием пневматика).

В последнее время при испытаниях и отработке тормозных систем все чаще стали применяться принципы моделирования.

На рис. 12.10 показана принципиальная блок-схема стенда, позволяющего проверять работоспособность системы антиюзовой автоматики самолета. В основу работы стенда положено применение электрических и физических аналогий реальных процессов, протекающих при испытании систем. Основные параметры, определяющие в реальных условиях процесс торможения (энергия, поглощаемая тормозом колеса, тормозной момент, момент сцепления, момент инерции колеса, угловые скорости и ускорения и некоторые другие), моделируются на стенде с помощью

механических аналогов. Переменные величины, функциями которых являются тормозной момент и момент сцепления, имитируются электрическими напряжениями, а автоматические операции над ними выполняются методами математического моделирования.

Для преобразования электрического напряжения  $U_{Мсц}$  и  $U_{Мт}$  в механические моменты на стенде используются электромагнитные порошковые муфты (ЭПМ). Электромагнитная порошковая муфта обладает рядом достоинств: линейностью изменения ве-

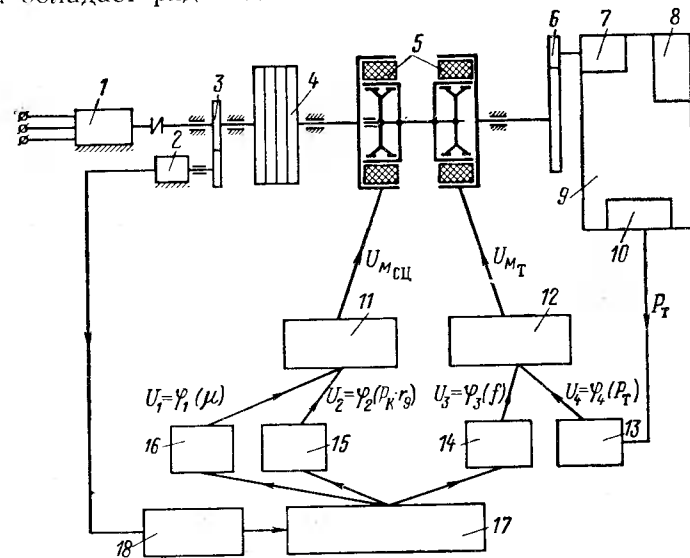


Рис. 12.10. Принципиальная схема стенда:

1 — электродвигатель; 2 — тахогенератор; 3, 6 — шестеренные передачи; 4 — имитатор поглощаемой тормозом энергии; 5 — электромагнитные порошковые муфты; 7 — инерционный датчик системы антиюзовой автоматики; 8 — тормозной редукционный клапан; 9 — агрегат тормозной системы; 10 — тормоз колеса; 11, 12 — звенья потенциометрического умножения; 13 — задающие звенья; 17 — следящий механизм; 18 — блок обратной связи

величины передаваемого момента от тока управления, достаточно большим коэффициентом усиления, быстрдействием, достаточно высокой чувствительностью и т. п.

В качестве имитатора энергии, поглощаемой одним тормозным колесом, в стенде применена маховая масса (маховик из нескольких дисков). Имитатором колеса являются внутренние элементы порошковых муфт, сидящие на одном валу со сменной шестерней, входящей в зацепление с шестерней датчика самолётной системы.

Моделирование коэффициента сцепления, радиальной нагрузки на колесо, динамического радиуса колеса и коэффициента трения фрикционных пар тормоза производится на стенде с по-

мощью электрических напряжений. Изменение переменных по скорости движения самолета осуществляется следящей системой. Датчиком скорости служит тахогенератор.

Принцип работы стенда следующий. К тормозной магистрали колеса подсоединяется датчик, преобразующий давление системы в электрический сигнал. Инерционный датчик самолетной системы снимается с колеса и его шестерня вводится в зацепление с шестерней имитатора колеса. Электрическая связь датчика с самолетной системой сохраняется. Затем двигатель раскручивает маховик до заданной по программе испытаний скорости, после чего выключается. На муфту сцепления подается напряжение управления  $U_{Мсц}$ , пропорциональное величине момента сцепления ( $M_{сц}$ ). При этом имитатор колеса начинает вращаться с определенной скоростью и приводит во вращение шестерню инерционного датчика. Процесс соответствует нетормозному пробегу самолета.

Оператор создает тормозное давление  $P_T$ , с ростом которого появляется напряжение  $U_{M_T}$  в канале управления муфтой торможения, имитирующей тормозной момент  $M_T$ . Если напряжение  $U_{M_T} < U_{M_{сц}}$ , то тормозная муфта работает в режиме проскальзывания — идет процесс, соответствующий тормозному пробегу без юза. Если же  $U_{M_T} > U_{M_{сц}}$ , то имитатор колеса начинает терять скорость — переходит к блокировке. Связанный с ним датчик автоматического растормаживания также теряет скорость и, когда замедление достигает расчетного, замыкает цепь электроклапана системы торможения. При этом происходит сброс давления из тормоза. При уменьшении давления соответственно уменьшается ток на муфте торможения. Имитатор колеса раскручивается, самолетная система пропускает рабочее давление в тормоз и т. д. Идет процесс пробег со срабатыванием автомата. После израсходования запаса энергии маховик останавливается и процесс прекращается.

Общее число оборотов маховика за пробег (в принятом масштабе) соответствует числу оборотов идеального самолетного колеса, катящегося без скольжения, и пропорционально длине тормозного пути. Время протекания процесса равно времени пробег самолета.

### Глава XIII

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОВЕДЕНИЯ ЛЕТНЫХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕС И ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ

### 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Летные испытания проверяют и подтверждают пригодность колес и тормозных систем к эксплуатации их на самолете. Испытания включают в себя:

- определение длины послепосадочного пробега и эффективности торможения;
- определение оптимального давления в тормозах;
- оценку работы системы антиюзовой автоматики в различных условиях и при различном состоянии ВПП;
- определение температурного режима колеса и тормоза при нормальных условиях эксплуатации и при аварийных режимах;
- определение ресурса работы фрикционных элементов тормоза;
- оценку работы вспомогательных систем (системы охлаждения, системы регулирования давления и т. п.).

Как правило, испытания проводятся в различных климатических условиях. Для того чтобы результаты испытаний были объективными, в процессе испытаний должна производиться запись следующих основных параметров, характеризующих работу тормозных устройств:

- давления в тормозе;
- числа оборотов тормозного и нетормозного колес;
- импульсов тока от датчика системы антиюзовой автоматики;
- температуры основных элементов колеса и тормоза;
- тормозного момента или тормозного усилия в тягах шасси;
- перегрузок, действующих вдоль оси колеса.

Запись указанных выше параметров производится стандартной измерительной аппаратурой. В качестве записывающей аппаратуры используются многошлейфовые осциллографы типа К20-21. Для записи давления в тормозах используются мембранные датчики. Запись оборотов колеса производится с помощью импульсного датчика, представляющего собой катушку, установ-

ленную неподвижно на блоке цилиндров тормоза и постоянного магнита, установленного на барабане колеса. При прохождении магнита мимо катушки, в последней возникает электрический импульс, регистрируемый осциллографом. Запись оборотов колеса может производиться и с помощью фотоэлемента. В этом случае одна половина пневматика колеса окрашивается в белый цвет, а другая остается черной. Фотоэлемент, реагируя на изменение цвета пневматика создает импульс, регистрируемый осциллографом. Регистрация импульсов работы системы антиюзовой автоматки производится путем подключения датчика импульсов параллельно электромагнитному крану растормаживания. Для записи температур элементов колеса и тормоза служат переносные контактные пирометры. В случае необходимости непрерывной записи изменения температуры в тормозе по времени, в определенных точках тормоза (в блоке, в дисках, в корпусе тормоза) устанавливаются хромелькопелевые термодатчики, связанные через усилитель с осциллографом. Запись тормозного момента или усилия производится с помощью тензодатчиков, наклеенных по определенной схеме на корпусе тормоза или тяге. В тех случаях, когда необходимо произвести оценку перегрузок, действующих вдоль оси колеса, применяется виброаппаратура типа ВИБ-МА с датчиком ускорений ДУ-5, устанавливаемым на корпусе тормоза.

Для получения качественной записи рекомендуемая скорость протяжки ленты осциллографа не менее 50 мм/сек. Самолет, на котором должны проводиться летные испытания, после оснащения всей необходимой контрольной и записывающей аппаратурой, подвергается сначала наземным испытаниям.

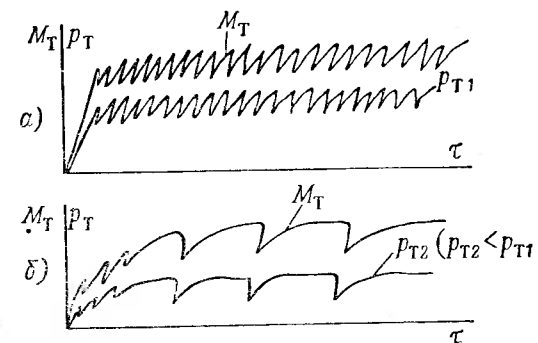
## 2. НАЗЕМНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

При наземных испытаниях производится предварительная проверка работоспособности колес, тормозов и тормозных систем в целом. Наземные испытания начинаются с выполнения нескольких рулежек с малой скоростью и неэффективным торможением (для минимально необходимой приработки тормозов). После того как рулежки выполнены, проводится оценка статического тормозного момента при работе двигателей. Эта проверка производится на сухой ВПП при максимальном взлетном весе самолета. При расчетном давлении тормозной момент должен быть таким, чтобы колеса не проворачивались и надежно удерживали самолет при работе двигателей. Движение самолета с заторможенными колесами говорит о превышении силы тяги над силой сцепления колес с ВПП. В этом случае увеличение тормозного давления эффекта не даст, а выявленная особенность учитывается в инструкции по летной эксплуатации самолета. Если же при увеличении тяги двигателя колеса проворачиваются, что указывает на недостаточность тормозного момента, то при

расчетной тяге удержание самолета на месте можно обеспечить увеличением тормозного давления. После того как определено и зафиксировано тормозное давление, необходимое для удержания самолета на месте, приступают к оценке оптимального эксплуатационного давления в тормозной системе, так как рост энергооборуженности современных самолетов вызвал необходимость наличия различных давлений в тормозах для стартового и эксплуатационного режима (при торможении на после посадочном пробеге).

Для предварительной оценки соответствия расчетного давления эксплуатационному выполняют три-пять скоростных рулежек по сухой ВПП с доведением скорости самолета до  $(0,7—0,8)v_{взл}$  и с последующим эффективным торможением. Полученные записи анализируют. На рис. 13.1 представлены записи

Рис. 13.1. Осциллограмма изменения тормозного момента  $M_T$  и давления  $P_T$  при наземном испытании тормозной системы самолета



двух пробегов самолета при разных эксплуатационных давлениях в тормозах. На рис. 13.1, а отчетливо видны частые срабатывания датчика системы антиюзовой автоматки, в то время как на рис. 13.1, б срабатывания датчика редкие. Частые срабатывания датчика указывают на превышение тормозного момента над моментом сцепления. Снижение тормозного давления, как правило, уменьшает количество срабатываний датчика, повышает эффективность торможения и снижает уровень динамических нагрузок, действующих на элементы шасси. После определения оптимальной величины тормозного давления вновь выполняются два-три скоростных руления с доведением скорости до  $0,7—0,8 v_{взл}$  и с последующим эффективным торможением для определения тормозного пути, который может быть определен по формуле

$$L_{т.п} = 2\pi r_d N,$$

где  $r_d$  — динамический радиус качения колеса;  
 $N$  — число оборотов колеса от начала торможения до остановки.

Если тормозной путь укладывается в заданное требование, а температурный режим колеса и тормоза не превышает допустимый, приступают к летным испытаниям. Превышение температурного режима указывает на необходимость введения ограничений, например, по скорости начала торможения.

### 3. ЛЕТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

Летные испытания предусматривают выполнение посадок с нормальным и максимальным посадочным весом, с нормальной и максимальной посадочной скоростью посадок, с малыми интервалами между ними. Испытания должны обязательно включать также проверку работоспособности тормозных устройств в случае прекращения взлета, когда самолет имеет максимальный взлетный вес. Для получения достоверных результатов общее количество посадок должно быть не менее 25—30.

При проведении испытаний посадки должны совершаться по принятой для данного самолета методике с записью указанных выше параметров. Для оценки эффективности тормозных устройств посадки должны совершаться на сухую ВПП, а для оценки надежности работы системы антиюзовой автоматики — на мокрую ВПП. В первом случае тормозное давление, создаваемое летчиком, должно быть максимальным. Если при этом количество срабатываний системы антиюзовой автоматики за время торможения не превышает 10—15, то можно считать, что величина тормозного давления установлена достаточно близкой к его оптимальному значению. Большое количество срабатываний датчика системы антиюзовой автоматики свидетельствует о недостаточном моменте сцепления колеса с ВПП либо о повышенной чувствительности датчика. Срабатывание системы в первой половине послепосадочного пробега свидетельствует о недостаточном сцеплении из-за паличия большой подъемной силы крыла. В этом случае для повышения эффективности торможения необходимо улучшение механизации крыла, уменьшающей подъемную силу при пробеге. Если уменьшить влияние подъемной силы невозможно, то для эксплуатации следует рекомендовать постепенное повышение тормозного давления в первой половине пробега и доводить его до максимального значения только во второй половине.

В процессе летных испытаний после каждой посадки должен проводиться контроль температуры в уязвимых местах колеса и тормоза. При замере температур следует иметь в виду, что максимальная температура на барабане колеса (в месте контакта его с пневматиком) возникает через 20—25 мин после окончания торможения. В случае превышения температуры барабана колеса сверх допустимой, необходимо его охлаждение водой, чтобы избежать разрушения или взрыва пневматика. Тормозной момент, создаваемый тормозом, не должен иметь больших колеба-

ний относительно среднего значения и не иметь пикообразных забросов. Большие колебания момента или его забросы свидетельствуют либо о ненормальной работе тормоза, либо о ненормальной работе системы.

Принимая во внимание, что в большинстве случаев тепловой режим тормоза рассчитывается из условий поглощения им энергии единичного торможения и для последующего торможения требуется определенное время для охлаждения тормоза, выполнение посадок с малыми интервалами между ними может вызвать перегрев как тормоза, так и колеса с пневматиком. В этом случае при проведении летных испытаний должно быть определено допустимое количество посадок и режим их выполнения. Например, полеты по кругу с выпущенными шасси могут снизить температурный режим и повысить допустимое количество посадок.

Режим прекращенного взлета является, как правило, аварийным, когда тормозу приходится поглощать энергию в два-три раза большую, чем при нормальной эксплуатации. При таком режиме неизбежен перегрев колеса, тормоза и пневматиков. Возможно также последующее разрушение отдельных элементов конструкции. Поэтому при летных испытаниях режим прекращенного взлета выполняется в самом конце испытаний с соблюдением особых мер безопасности. При этом испытании замер температур должен производиться только дистанционно, а в случае достижения критических температур рекомендуется немедленное охлаждение колес и пневматиков водой во избежание взрыва.

В процессе проведения испытаний колесо, тормоз и другие элементы тормозной цепи должны подвергаться периодическому осмотру для оценки их технического состояния. Если в процессе летных испытаний требуется оценка величины износа фрикционных элементов тормоза, количество посадок с эффективным торможением должно быть увеличено в два-три раза, так как в случае применения износостойких фрикционных материалов дать оценку степени износа за 25—30 посадок практически невозможно.

## Глава XIV

### ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ, КОЛЕС И ПНЕВМАТИКОВ

#### 1. ПРАВИЛА ПОЛЬЗОВАНИЯ ТОРМОЗАМИ, КОЛЕСАМИ И ПНЕВМАТИКАМИ

Торможение после посадки требует от летчика особого внимания и умения. Многократные исследования и наблюдения показывают, что на одном и том же самолете при одинаковых условиях посадки у разных летчиков эффективность торможения может быть различной. Если учесть, что длительность торможения после посадки исчисляется 15—20 с, то становится ясно, что малейшая задержка начала торможения или неумение пользоваться тормозами может значительно увеличить тормозной путь. Даже при самых совершенных тормозах трудно добиться хорошего результата, если посадка совершена грубо. Поэтому для получения минимального тормозного пути при после посадочном пробеге, необходимо посадку делать плавно. После приземления должен быть выдержан некоторый интервал времени, чтобы самолет приобрел путевую устойчивость, и только после этого начинать торможение. В зависимости от аэродинамических свойств самолета при посадке, он может сразу «прижаться» к земле. Подъемная сила в этом случае резко уменьшается, колеса приобретают достаточное сцепление с ВПП и летчик может в течение 2—3 с создать максимальный тормозной момент, что и даст возможность получить минимальную длину пробега.

Если подъемная сила после посадки уменьшается постепенно, то рекомендуется в первой половине пробега не доводить тормозное давление до максимума, так как при этом тормозной момент не будет полностью реализован из-за недостаточного сцепления с ВПП. Только после того, как колеса приобретут достаточное сцепление с ВПП, тормозное давление можно довести до его максимального значения. Как правило, это происходит во второй половине пробега.

Несмотря на то, что все современные самолеты снабжены системой антиюзовой автоматики, надежно устраняющей «юз», все же доводить колесо до такого режима не рекомендуется.

Периодическое затормаживание и растормаживание тормозов системой антиюзовой автоматики вызывает нагружение тормоза и элементов шасси импульсными нагрузками, что приводит к уменьшению их ресурса.

Если при пробеге самолет имеет тенденцию к развороту, последний легко устраняется изменением тормозного давления в соответствующих тормозах. После остановки самолета и заруливания на место стоянки тормозное давление должно быть сброшено, так как при этом тормоза остывают быстрее и, кроме того, уменьшается вероятность перегрева уплотнительных элементов тормоза. При рулении на мокрой ВПП следует проявлять большую осторожность, так как при этом колесо может войти в «юз», а автомат торможения, если он имеется, при малой скорости руления может оказаться неработоспособным и самолет может потерять путевую устойчивость. Перед взлетом необходимо каждый раз проверять работоспособность и эффективность тормозов. Как правило, тормоза должны обеспечивать удержание самолета на месте при работе двигателей на взлетном режиме.

В тех случаях, если на самолет устанавливают новые тормоза, их рекомендуется сначала опробовать и приработать на легких режимах, и только после приступать к нормальной их эксплуатации. Количество таких приработочных торможений обычно не превышает трех. Следует иметь в виду, что неправильное обращение с тормозами может привести к сокращению их ресурса, поломке и даже к аварии самолета. Во избежание преждевременного износа и для получения от тормозов максимального эффекта не рекомендуется рулить с подторможенными колесами, особенно для выдерживания постоянной скорости руления, когда двигатель самолета имеет большую тягу холостого хода. Лишь в случае крайней необходимости следует производить так называемое «импульсное торможение», т. е. производить периодическое подтормаживание и растормаживание. При поворотах и разворотах тормозить следует плавно. При крутых поворотах не рекомендуется поворачивать самолет вокруг одного колеса (или тележки), так как это ведет к чрезмерной перегрузке ноги шасси, колеса и, особенно, пневматика, который при этом может быть сорван с обода колеса. Крутой поворот следует производить с обязательным движением самолета вперед. Для предотвращения снижения эффективности тормозов необходимо оберегать фрикционные элементы тормоза от попадания на них масла, смазки. При отсоединении от тормоза гидравлической магистрали попадание гидравлической жидкости в тормоз недопустимо, так как помимо снижения эффективности может произойти воспламенение тормоза при последующем торможении.

Правильная эксплуатация пневматиков значительно повышает их ресурс и надежность. Одним из основных параметров, определяющих работоспособность пневматиков, является их рабочее давление, за которым необходимо следить постоянно и не

выпускать в полет самолет с повышенным или пониженным давлением. При понижении давления может произойти проворот пневматика на ободу при посадке или разрушение его при взлете. Кроме того, при недостаточном давлении пневматик быстро разрушается при рулении вследствие больших деформаций.

В жаркую погоду или при многократных коротких полетах происходит некоторое повышение давления в пневматике, вызываемое нагревом воздуха, но, как правило, не более  $0,5 \text{ кгс/см}^2$ . В этом случае стравливать давление до нормы в нагретом пневматике не рекомендуется, так как в противном случае при его охлаждении давление будет заниженным.

Во избежание преждевременного выхода из строя пневматиков, их следует оберегать от попадания масла, смазки или топлива, так как это вызывает размягчение резины. При длительной стоянке самолета пневматики рекомендуется закрывать чехлами, предохраняющими резину от старения при действии солнечных лучей, а также разгружать их от действия нагрузки, поставив самолет на подъемники. Стартовая площадка и вся взлетно-посадочная полоса должны тщательно очищаться от щебня, стекла и прочих предметов, наносящих повреждения пневматикам. Это особенно важно при эксплуатации самолетов, имеющих пневматики с высоким давлением ( $10\text{--}13 \text{ кгс/см}^2$ ).

## 2. МОНТАЖ СНАРЯЖЕННОГО КОЛЕСА НА ШАССИ САМОЛЕТА

При установке тормозных колес на стойку шасси сначала на фланец оси стойки монтируется тормоз. Как правило, в зависимости от направления вращения колеса, тормоза бывают правого и левого вращения. Направление вращения указывается стрелкой, наносимой на какой-либо детали тормоза. Тормоз устанавливается таким образом (рис. 14.1), чтобы его корпус *A* плотно прилегал к фланцу *B* стойки без перекоса, а в центральное отверстие корпуса плотно, по скользящей или ходовой посадке входил буртик оси или распорной втулки, которые должны быть строго концентричны посадочным поверхностям оси. Этим обеспечивается центровка тормоза относительно оси. Крепление тормозов на одних болтах к фланцу стойки шасси не допускается, так как возможный эксцентриситет в установке тормоза или установка тормоза с перекосом повлекут за собой нарушение его нормальной работы.

Для предотвращения возможного перекоса тормоза торец фланца, к которому прилегает корпус тормоза, должен быть строго перпендикулярен к оси. Как показывает опыт, осевое биение торцевой плоскости фланца на радиусе расположения отверстий под крепежные болты не должно превышать  $0,5 \text{ мм}$ .

У тормозов колодочных или камерных образующая цилиндрической поверхности трения колодок должна быть параллельна

оси, что обеспечивается механической обработкой поверхности фрикционных накладок на заводе-изготовителе.

У смонтированного тормоза расположение лючков для проверки и регулировки зазоров, расположение штуцера для подвода тормозного давления должно быть удобным. Эти детали не должны попадать в зону, затененную стойкой или вилкой шасси, так как иначе доступ к ним будет затруднен. Для удобства выпуска воздуха из тормозных камер или цилиндров гидравлических тормозов при заполнении системы жидкостью рекомендуется сливные пробки располагать в верхнем положении.

Тормоз, установленный на оси с соблюдением указанных выше правил, крепят болтами к фланцу стойки шасси, которые

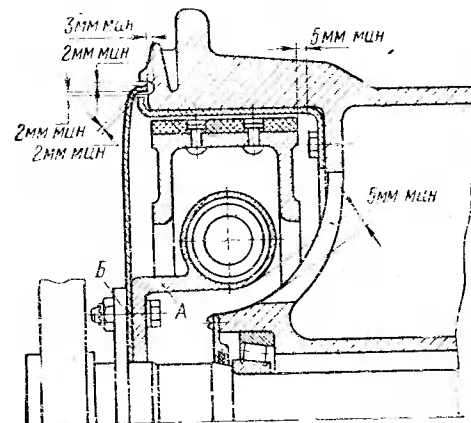


Рис. 14.1. Установка тормоза на стойку шасси и минимально допустимые зазоры между отдельными деталями тормоза и колеса

должны быть нормально затянуты и надежно законтрены. На рис. (14.2) показана установка на оси шасси двухтормозного колеса с камерными тормозами.

Перед установкой колеса на ось стойки удаляются пыль и влага, попавшие на фрикционные элементы тормоза. Если на колодки случайно попало масло, то они промываются чистым бензином и затем вытираются сухой чистой тряпкой. Перед монтажом подшипники заправляются эксплуатационной смазкой. Во избежание вытекания смазки на тормоза при их нагреве подшипники следует смазать так, чтобы только заполнить лабиринты между роликами и обоймой.

При эксплуатации колес в условиях положительных температур окружающего воздуха, а также при температурах до  $-20^\circ \text{C}$  может применяться эксплуатационная смазка типа НК-50; в условиях температуры окружающего воздуха ниже  $-20^\circ \text{C}$  — смесь

смазки НК-50 — 50%, ЦИАТИМ-201 — 50% по весу. Применение других смазок не рекомендуется.

После проведенной подготовки колесо надевается на ось, устанавливаются сальники и конусная втулка, после чего с помощью специальной гайки производится затяжка подшипников. В том случае, если колесо не имеет распорной втулки, при затя-

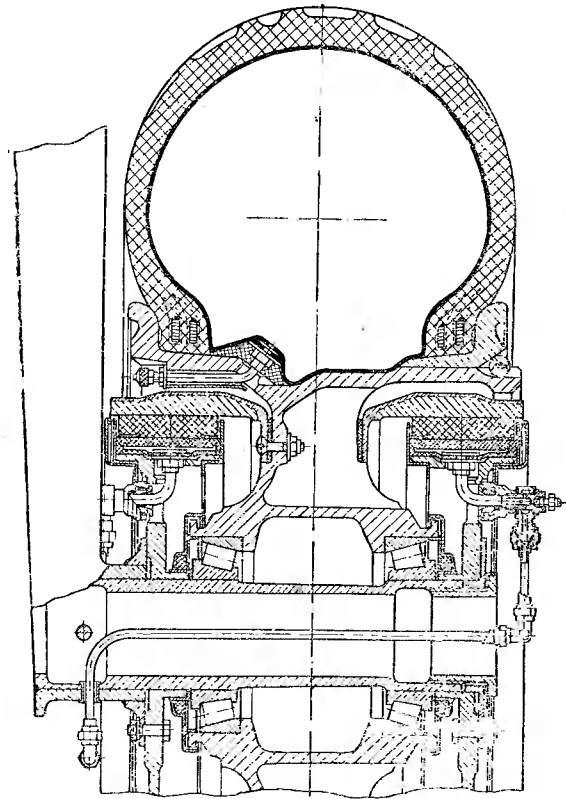


Рис. 14.2. Установка колеса с двумя камерными тормозами на шасси консольного типа

гивании гайки следует проворачивать колесо вручную с одновременной затяжкой гайки до тех пор, пока не почувствуется тугое вращение колеса. Это указывает на отсутствие в роликоподшипниках осевых зазоров. Затягивать подшипники дальше за счет упругих деформаций деталей колеса и оси нельзя. После этого для обеспечения нормального эксплуатационного зазора в подшипниках (для компенсации разности удлинений ступицы колеса и оси при нагревании колеса и тормоза) гайку следует отвернуть в обратную сторону:

- для колес размером до 900 мм — на 1/8 оборота при шаге резьбы 1,5 мм и на 1/10 оборота при шаге резьбы 2 мм;
- для колес размером от 900 до 1200 мм на 1/5 оборота при шаге резьбы 1,5 мм и на 1/6 оборота при шаге резьбы 2 мм;
- для колес размером от 1200 мм и больше — на 1/4 оборота при шаге резьбы 2 мм.

После установления эксплуатационного зазора колесо должно свободно проворачиваться от руки без ощущения осевого люфта. В таком положении затяжная гайка оси контрится.

При монтаже колеса, снабженного датчиком системы антизюовой автоматки, особое внимание следует обратить на пра-

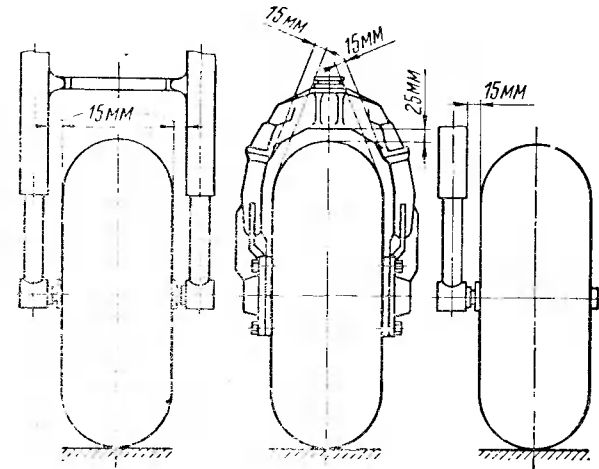


Рис. 14.3. Минимально допустимые зазоры между колесом и элементами шасси

вильное зацепление в зубчатой передаче между колесом и датчиком. В целях облегчения монтажа, колесо необходимо слегка проворачивать. Если установка датчика выполнена таким образом, что возможен монтаж и демонтаж его после установки на ось колеса, то в этом случае монтаж датчика надо производить только после установки колеса. При установке датчика рекомендуется слегка проворачивать колесо на оси для облегчения зацепления шестеренной передачи.

После установки колеса на ось следует проверить давление в пневматике, а также проверить зазоры между колесом, пневматиком и стойкой (рис. 14.3). Нельзя допускать не только касания, но и малого зазора между пневматиком и какой-либо частью стойки. Необходимо также учитывать, что при эксплуатации размеры пневматика увеличиваются примерно на 4% по диаметру и на 2—3% по ширине. Поэтому, если зазоры между новым пнев-

матиком и какой-либо частью шасси занижены, то при эксплуатации они могут исчезнуть, что приведет к разрушению пневматика и деталей шасси.

### 3. РЕГЛАМЕНТНЫЕ РАБОТЫ

Для предотвращения неполадок, выявления и устранения различных неисправностей производятся периодические регламентные работы. Периодичность регламентного осмотра устанавливается для каждого самолета различной. Первый регламентный осмотр колес и тормозов рекомендуется производить через 100—150 посадок, совмещая его с регламентными работами по самолету. Как правило, регламентные работы для современного колеса с дисковым тормозом включают следующее: демонтаж колеса и внешний осмотр, осмотр и при необходимости разборку и сборку тормоза.

Для осмотра колеса необходимо демонтировать его с оси и, не снимая тормоза с шасси, произвести внешний осмотр колеса и тормоза. Перед осмотром следует тщательно очистить внутреннюю полость колеса и тормоза от продуктов износа, продув их струей сжатого воздуха. При осмотре колеса необходимо обращать особое внимание на состояние сальниковых уплотнений и роликоподшипников. Сальниковые уплотнения — фетровые, резиновые или лабиринтные — не должны иметь следов повреждений или чрезмерного износа, а роликоподшипники — повреждений сепараторов, внутренних или наружных колец. Смазка подшипников должна быть в пределах нормы.

При обнаружении повреждения элементов сальниковых уплотнений или подшипников, они должны быть заменены новыми, а при обнаружении недостаточности смазки, необходимо ее дополнить. Внутренняя полость барабана, шестерня привода датчика, распорная втулка подшипников не должны иметь каких-либо повреждений.

При осмотре пневматика необходимо обращать внимание на правильность монтажа его относительно барабана колеса. Смещение пневматика относительно барабана не допускается. При наличии на поверхности протектора пневматика сигнального слоя резины (обычно красного цвета) или нити протектора — пневматик к дальнейшей эксплуатации не пригоден и его следует заменить новым.

При внешнем осмотре тормоза необходимо проверять герметичность его уплотнительных элементов. Для этого следует произвести несколько циклов подачи и сброса рабочего давления. Если в течение 5—10 мин давление в тормозе не снижается, уплотнения тормоза считаются герметичными. При обнаружении утечек через уплотнительные элементы тормоз демонтируется, а уплотнения заменяются новыми. При подаче давления в дисковом тормозе нажимной диск должен сжимать весь тормозной пакет,

а при сбросе давления отходить в исходное положение. Зазор при этом между нажимным диском и тормозным пакетом должен быть не менее 2—3 мм. Перекос нажимного диска более чем на 1,5 мм не допускается. При наличии перекоса или при отсутствии зазора между нажимным диском и пакетом в расторможенном состоянии следует проверить работу узлов растормаживания. Биметаллические или металлокерамические диски, связанные с корпусом тормоза своими шипами, должны перемещаться в осевом направлении свободно. Выход шипов из зацепления с корпусом тормоза недопустим. В месте контактирования шипа с пазом корпуса тормоза допускается местное смятие глубиной не более 0,3 мм. В тех же пределах допускается смятие и шипа. При обнаружении в тормозе каких-либо неисправностей или повреждений отдельных элементов он должен быть демонтирован и разобран. При выполнении регламентных работ, при монтаже колеса после замены пневматика необходимо особенно тщательно проверить правильность установки и затяжки роликоподшипников, так как неправильная затяжка может вызвать разрушение подшипников и колеса.

### 4. МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПНЕВМАТИКОВ

Так как колеса на заводах-изготовителях подвергаются консервации, перед монтажом пневматика они должны быть расконсервированы. Для этого ступица колеса освобождается от транспортировочных заглушек, вынимаются внутренние обоймы подшипников с роликами, а также распорная втулка. Подшипники промываются чистым бензином и высушиваются. Обод колеса и внутренняя часть ступицы должны быть тщательно протерты, а пневматик освобожден от тканевого чехла и бумаги, в которые упаковывается на заводе-изготовителе. Во избежание загрязнения деталей колеса, камеры или внутренних полостей покрышки, монтаж производится на чистом и сухом настиле, фанаре или брезенте. Для монтажа пневматиков с камерой необходимо следующее:

— специальное приспособление или инструмент для монтажа покрышки — деревянный молоток, металлические рычаги и лопа-точки;

— набор ключей (для подтягивания гаек вентиля и для затяжки стяжных болтов на разъемных колесах);

— тальк для припудривания камеры и внутренней поверхности покрышки;

— манометр для измерения давления (с делением шкалы не более 0,5 кгс/см<sup>2</sup>) и со специальными приспособлениями.

Если пневматик уже был в эксплуатации, то перед монтажом его на колесо он должен быть осмотрен особенно тщательно с наружной и внутренней сторон после очистки его от песка и грязи. После проверки камеру и внутреннюю поверхность покрышки

припудривают тальком, после чего камеру закладывают в покрывку. Уложенная камера слегка поддувается воздухом до выправления образовавшихся складок.

Не допускаются к монтажу покрывки, имеющие механические повреждения; разрывы, проколы и прорезы (рис. 14.4);

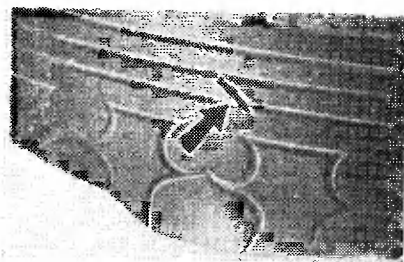


Рис. 14.4. Механическое повреждение покрывки

разрыв внутренних слоев каркаса покрывки (рис. 14.5); перетираше бортовой части покрывки с обнажением корда, вздутие в любой части покрывки, которое иногда обнаруживается только

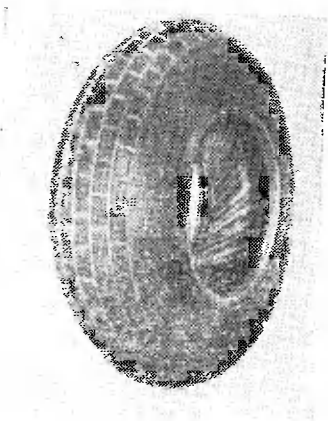


Рис. 14.5. Разрыв внутренних слоев каркаса покрывки

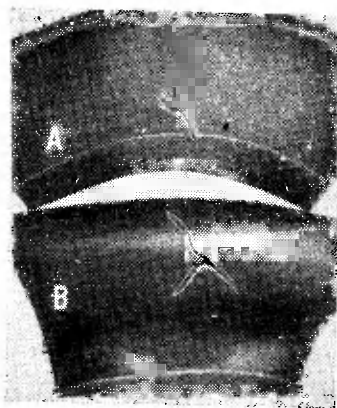


Рис. 14.6. Механические повреждения камеры

при наличии рабочего давления, трещины или расхождения продольного и поперечного стыков протектора глубиной до 2 мм.

Расхождение стыков отличается от обычных трещин тем, что трещины, образовавшиеся в результате естественного старения резины от действия солнечных лучей, влаги, ветра и так далее, возникают в любых направлениях, образуя сетку на поверхности покрывки. Стык же расходится по вполне определенным

направлениям. Первые два дефекта покрывки образуются внезапно в процессе эксплуатации, а остальные — медленно в результате постепенного их разрушения.

Не допускаются к монтажу камеры, имеющие трещины на стенке камеры, обнаруживающиеся при растяжении рукой; механические повреждения — разрывы (рис. 14.6), проколы, потертости; деформированный корпус вентиля; негерметичность в месте крепления корпуса вентиля и золотника; отставание кромки фланца резинометаллического вентиля; продольные и поперечные складки по телу камеры; трещины на резиновой втулке резинометаллического вентиля.

В зависимости от конструкции колеса монтаж и демонтаж пневматиков может быть несколько различен, поэтому ниже рассматривается монтаж пневматиков для трех наиболее распространенных конструкций колес.

**Монтаж пневматика с камерой на колесо со съемным бортом.** Колесо кладется на чистый настил съемным бортом вверх (рис. 14.7), вынимается стопорный штифт 1, а съемный борт 3

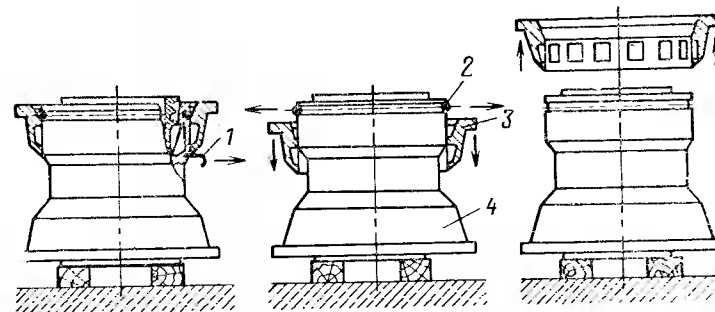


Рис. 14.7. Монтаж пневматика на неразъемное колесо: 1 — стопорный штифт; 2 — полукольцо; 3 — съемный борт; 4 — барабан

продвигается вдоль барабана 4 вниз. Затем вынимают из гнезда контящие полукольца 2 с сухарями или штифтами, и съемный борт снимают с барабана. При тугй посадке съемного борта допускается снятие его легкими ударами деревянного молотка или при помощи специального съемника. После этого на барабан надевают покрывку с вложенной в нее и слегка поддутой камерой, совмещая положение вентиля с красной меткой на покрывке. Вентиль камеры заправляется в специально выполненное для него отверстие на ободке, надевается шайба и навертывается гайка, крепящая металлический вентиль на барабане до упора.

На большинстве колес под головкой вентиля камеры ставятся резиновые подпятники, предохраняющие камеры от разрыва под действием внутреннего давления в зоне вентиля. В этом случае

необходимо следить за правильной установкой подпятника вентиля при монтаже на колесо. При монтаже камер с применением ободных лент, лента накладывается на бандажную часть камеры по всей длине окружности, вентиль продевается в отверстие ленты, после чего кромки ленты заправляются между камерой и бортом покрышки по всей окружности. Затем съемный борт надевают на барабан и продвигают по барабану вниз, отжимая покрышку до тех пор, пока станет возможным установить замок борта (контрящие полукольца с сухарями или штифтами) на свое место. После этого, повышая давление в камере, съемный борт подтягивают кверху.

Если съемный борт состоит из двух полуремборд, борт покрышки сдвигается в направлении несъемного борта барабана настолько, чтобы можно было свободно заложить полуремборды на обод барабана. Выступающие части сухарей при этом должны попасть в соответствующие гнезда полуремборд. Покрышки, имеющие балансировочные метки (красный круг в нижней части боковины),

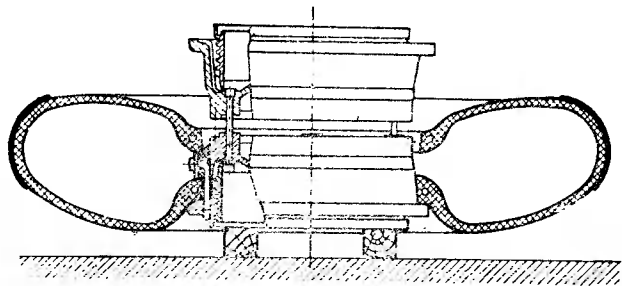


Рис. 14.8. Монтаж пневматика на разъемное колесо

необходимо устанавливать на ободке таким образом, чтобы красный круг был совмещен с вентиляем камеры.

**Монтаж пневматика с камерой на разъемное колесо.** При монтаже пневматика на разъемное колесо (рис. 14.8) сначала разъединяют половины колеса и снимают стяжные болты. Покрышка с заправленной в нее камерой надевается на обод боковины с таким расчетом, чтобы вентиль камеры попал в отверстие на ободке. Во вторую боковину рекомендуется ставить два диаметрально противоположных стяжных болта так, чтобы выступающие концы болтов попали в соответствующие отверстия под стяжные болты в первой боковине, после чего их соединяют. Сначала заворачивают и затягивают нормальным ключом первые два болта, а затем в перекрещивающемся порядке остальные. Чрезмерная, слабая или неравномерная затяжка может привести к разрушению болтов в эксплуатации.

**Монтаж пневматика с камерой на колесо с несъемным бортом.** Колесо кладется на деревянные подставки так, чтобы широко-

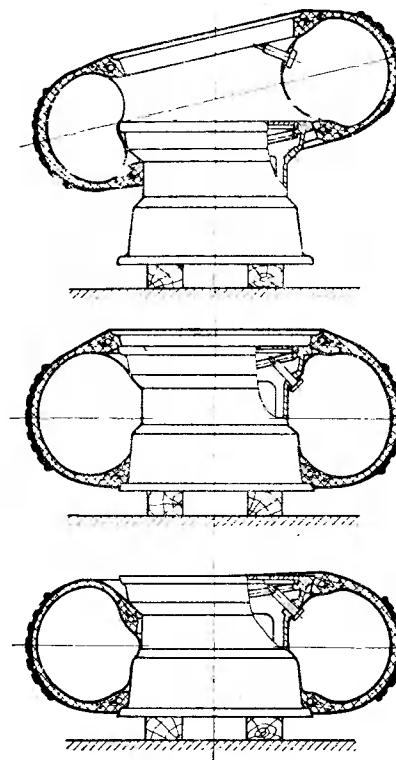


Рис. 14.9. Монтаж пневматика на колесо с несъемным бортом

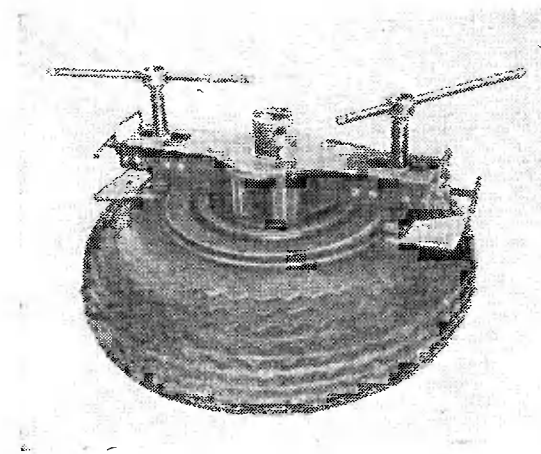


Рис. 14.10. Демонтаж пневматика с помощью механического съемника

кая полка обода находилась внизу, а узкая —верху (рис. 14.9). На колесо кладется покрышка с вложенной в нее и слегка поддутой камерой так, чтобы вентиль камеры приходился против отверстия в ободу колеса. При помощи лопаточки заправляют борт покрышки на колесо. Вентиль камеры заправляют в отверстие обода, расправляют складки камеры и заправляют при помощи лопаточек второй борт покрышки на обод колеса. Заправлять второй борт следует от места, противоположного вентилю, постепенно по всей длине окружности, чтобы не произошло защемления камеры.

После монтажа производят зарядку пневматика сжатым воздухом из аэродромного баллона, который должен быть оборудован манометром и редуктором. Зарядка без редуктора и манометра не допустима. Сжатый воздух, применяемый для заправки пневматика, должен быть чистым и иметь влажность в пределах нормы.

Так как все покрышки выполнены с натягом по посадочному диаметру, посадка бортов покрышки на полки обода с натягом осуществляется внутренним давлением воздуха. Категорически запрещается применять для облегчения посадки какую-либо смазку. У правильно смонтированного и поддутого до рабочего давления пневматика не должно быть зазора между бортом колеса и бортом покрышки.

Для демонтажа пневматика с камерой с колеса необходимо вынуть сальники, внутренние кольца подшипников, распорную втулку, вывернуть золотник и выпустить воздух из камеры. Работы следует выполнять на чистом настиле, не допуская загрязнения деталей колеса. Для облегчения снятия покрышки следует пользоваться специальными съемниками, конструкция одного из которых показана на рис. 14.10.

Для обеспечения нормальной работы съемника (рис. 14.11) в подшипники колеса вставляют втулки 20 и ось съемника 13. Затем колесо кладется на землю и на выступающий конец оси надевается ферма 2 (рис. 14.10). Ось 13 подтягивается кверху и закрывается штырем 1. С помощью винтов 9 устанавливают грузовые винты 4 таким образом, чтобы расстояние между пятками 10 и бортом колеса было в пределах 2—5 мм. После установки съемника на колесо производят демонтаж шины. Вращая при помощи ключей 3 грузовые винты 4, производят отжим борта покрышки от борта колеса. Когда пятка 10 грузового винта отожмет борт покрышки, следует рядом с пяткой заложить подкладку 14 в щель между бортом колеса и покрышкой и заправить ее как можно глубже под борт колеса. Затем следует отвернуть грузовые винты и повернуть ферму так, чтобы пятки легли на середину подкладок, а насечки на пятках совпали с насечками подкладок, и снова отжать борт покрышки уже через подкладки. Переставляя последовательно подкладки и нажимая на них грузовыми винтами, производят сдвиг борта покрышки колеса.

При демонтаже покрышки, сильно припекшейся к бортам колеса, необходимо вывертывать грузовой винт не на полный ход и увеличить количество перестановок съемника на колесо во избежание чрезмерного перекоса подкладки и большого прогиба борта покрышки, что может привести к ее повреждению. Съем борта покрышки со съемного борта колеса производится аналогично изложенному выше. Во избежание опускания съемного борта колеса с покрышкой рекомендуется перекосить съемный борт на барабане односторонним нажатием на покрышку одним грузовым винтом. После снятия съемного борта покрышка легко снимается с барабана.

При отсутствии съемника демонтаж пневматика с колеса может быть выполнен вручную при помощи лопаточки и рычага.

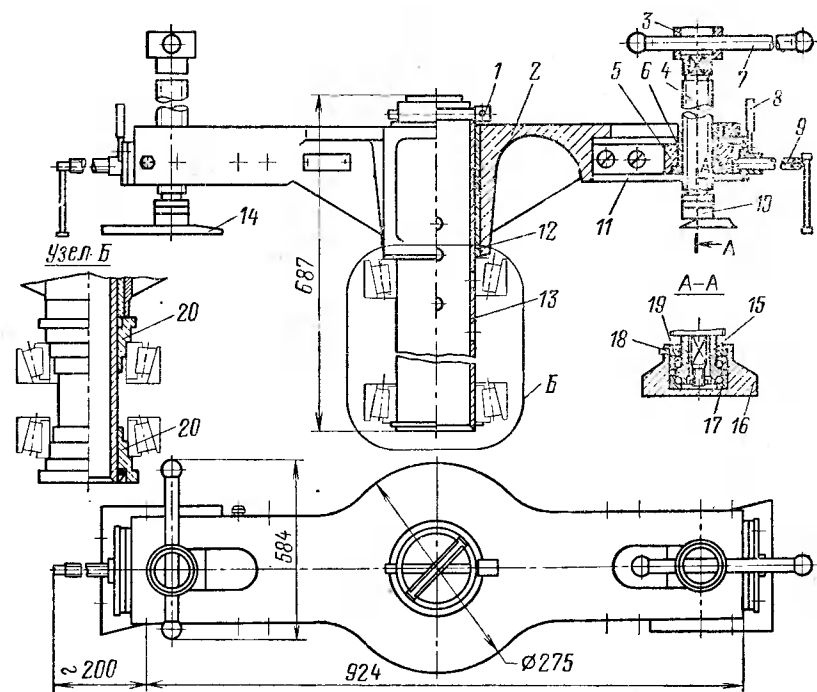


Рис. 14.11. Механический съемник пневматика:

1 — штырь; 2 — ферма; 3 — ключ; 4 — грузовой винт; 5 — сухарь; 6 — гайка; 7, 8 — ручки; 9 — винт; 10 — пятка; 11 — направляющая; 12 — втулка; 13 — ось; 14 — подкладка; 15 — хвостовик; 16 — корпус пятки; 17 — подшипник; 18 — винт стопорный; 19 — гайка; 20 — втулка

Монтаж и демонтаж в зимнее время следует выполнять в помещении с температурой воздуха выше 0° С. В тех случаях, когда все же приходится производить монтаж и демонтаж пневмати-

ков при минусовых температурах, необходимо соблюдать особую осторожность, чтобы предохранить камеру от повреждений вследствие увеличения ее жесткости.

Монтаж и демонтаж бескамерных пневматиков принципиально не отличается от монтажа и демонтажа пневматиков с камерой. Особенностью монтажа является необходимость более быстрого наполнения пневматика воздухом, что достигается путем изъятия золотника из вентиля перед началом наполнения. При изъятии золотника пневматик быстро наполняется воздухом и при давлении 2—3 кгс/см<sup>2</sup> происходит частичная посадка бортов пневматика на профильную часть барабана, что создает надежную герметизацию. После этого ввертывается золотник и пневматик заполняется воздухом до рабочего давления.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта Т. М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. М., Оборонгиз, 1951.
2. Бельский В. Л. и др. Конструкция летательных аппаратов. М., Оборонгиз, 1963.
3. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. М., Гостехтеоретиздат, 1958.
4. Воронов А. А. Элементы теории автоматического регулирования. М., Оборонгиз, 1954.
5. Егер С. М. Проектирование пассажирских реактивных самолетов. М., «Машиностроение», 1964.
6. Зайцев А. М., Коросташевский Р. В. Авиационные подшипники. М., Оборонгиз, 1963.
7. Крагельский И. В., Виноградова И. Э. Коэффициенты трения. М., Машгиз, 1962.
8. Повышение эффективности тормозных устройств. [Сборник статей]. М., Изд-во АН СССР, 1959.
9. Трение и износ в машинах. [Сборник статей]. М., Изд-во АН СССР, 1958, вып. XII.
10. Харкевич А. А. Автоколебания. М., Гостехтеоретиздат, 1954.
11. Хользунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов. М., Машгиз, 1959.
12. Чупилко Г. Е. Самолетные тормозные устройства. М., Оборонгиз, 1940.
13. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М., «Наука», 1967.
14. Шейнин В. М. Весовая и транспортная эффективность пассажирских самолетов. М., Оборонгиз, 1962.
15. Шульженко М. Н., Мостовой А. С. Курс конструкции самолетов. М., «Машиностроение», 1971.
16. Авторское свидетельство № 247793, 1969. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, 1969, № 22.
17. Авторское свидетельство № 168134, 1964. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР 1965, № 3.
18. Авторское свидетельство № 145140, 1960. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, 1962, № 4.
19. Авторское свидетельство № 201077, 1967. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, 1967, № 17.
20. Авторское свидетельство № 199680, 1967. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, 1967, № 15.
21. Авторское свидетельство № 234062, 1968. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, 1969, № 3.

22. Авторское свидетельство № 171702, 1963. Официальный бюллетень Комитета по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР, 1965, № 11.

23. Anti-Skid Device Perma Research and Development «Journal of the RAS»; 1963, vol. 71, No. 633.

24. Automatic Adjustment Device for a Brake, «Automobile Engineer», 1966, vol. 56, No. 1.

25. Mc Bee L. S., Effective Braking — a key to air transportation progress, «SAE preprints», 1969, No. 376.

26. Collins R. L. and Brack R. L., Experimental Determination of Tire Parameters for Aircraft Landing Gear Shimmy Stability Studies, «ATAA Paper N 68—311, AIAA/ASME, 9th Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, Palm Springs, California, April 1—3, 1968.

27. Conway H. G., Landing Gear Design, London, 1958.

28. Davis J. E., Curry R. C., The Cost of Landing and Airplane, «SAE Journal», 1963, vol. 71, No. 12.

29. Dunlops New High Speed Aircraft Tire Test Installation, «Interavia Air Letter», 1968, No. 6473.

30. Liquid-Cooled Brakes, «Airlift», 1961, vol. 24, No. 18.

31. Madnesium-Lithium Alloys Combine Lightness and Stiffness, «Materials in Design Engineering», 1965, vol. 62, No. 5.

32. Monher F. L., Taylor L. D., Design Trends and Developments, «Machine Design», 1962, vol. 34, p. 166.

33. Neue Fahrwerke der Firms Messier, «Luffahrtzubeör», 1966, No. 1.

34. Note Sur La Technique Messier en Mateiere, 1968.

35. Räder und Bremsen, «Luffahrtzubeör», 1966, N 1.

36. Ring Disc, New Approach to Aircraft Brake Design, «American Aviation», 1964, vol. 27, No. 10.

37. Schulze K. H., Beckman L., Die Griffigkeit nasser strapendecken bei verschiedenen geschwindigkeiten, «ATZ», 1963, 65, No. 7.

38. USAF Performs tests on XB-70 Brakes, «Aviation Week and Space Technology», 1963, vol. 78, No. 1.

39. Zwingluftkühlung für Bremsen, «Luffahrtzubeör», 1966, No. 1.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	<i>Стр.</i>
Предисловие . . . . .	3
<b>Глава I. Шасси самолета . . . . .</b>	<b>5</b>
1. Конструктивные схемы шасси . . . . .	6
2. Основные геометрические параметры трехопорного шасси с носовым колесом и компоновка его на самолете . . . . .	11
3. Система амортизации шасси . . . . .	16
<b>Глава II. Нагрузки, действующие на колеса и тормоза . . . . .</b>	<b>22</b>
1. Общие требования к колесам и тормозам . . . . .	22
2. Момент силы сцепления колеса с покрытием ВПП . . . . .	23
3. Силы, действующие на колесо при движении самолета . . . . .	28
4. Определение кинетической энергии, преобразуемой тормозами в тепло при торможении самолета . . . . .	32
<b>Глава III. Основы расчета на прочность колеса и тормоза . . . . .</b>	<b>36</b>
1. Расчет колеса, находящегося под давлением воздуха в пневматике . . . . .	36
2. Определение напряжений в катящемся колесе . . . . .	42
3. Расчет подшипников колеса . . . . .	45
4. Расчет основных характеристик и прочности тормоза колеса . . . . .	49
5. Расчет энергоемкости тормозного узла . . . . .	57
6. Расчет деталей тормоза на прочность . . . . .	58
7. Особенности расчета тормоза на прочность при воздействии на колесо боковых перегрузок . . . . .	61
<b>Глава IV. Конструкции авиационных тормозных колес . . . . .</b>	<b>65</b>
1. Колеса с дисковыми тормозами . . . . .	65
2. Колеса с камерными тормозами . . . . .	68
3. Колеса с колодочными тормозами . . . . .	71
4. Специальные колеса . . . . .	72
5. Конструкции основных узлов колес и тормозов . . . . .	74
<b>Глава V. Пневматики авиационных колес . . . . .</b>	<b>79</b>
1. Основные характеристики пневматиков . . . . .	79
2. Конструкции авиационных пневматиков . . . . .	84
<b>Глава VI. Фрикционные и конструкционные материалы для тормозов и колес . . . . .</b>	<b>92</b>
1. Материалы для фрикционных пар тормозов . . . . .	92
2. Конструкционные материалы для колес . . . . .	100
<b>Глава VII. Основы подбора пневматиков, колес и тормозов при проектировании самолетов . . . . .</b>	<b>102</b>
1. Подбор пневматика . . . . .	102
2. Определение размера колеса . . . . .	104
3. Определение веса колеса . . . . .	106
<b>Глава VIII. Тормозные системы самолетов . . . . .</b>	<b>113</b>
1. Основные требования к тормозным системам . . . . .	113
2. Тормозные системы с прямым (непосредственным) управлением . . . . .	114

