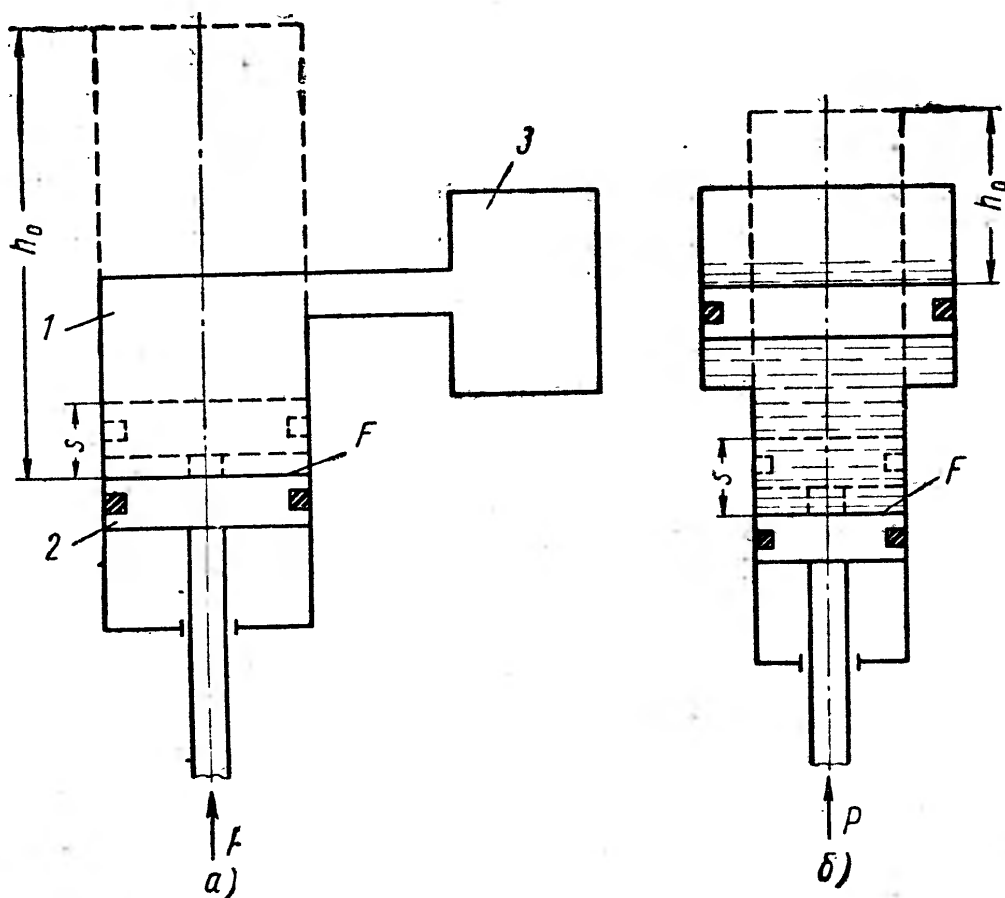


ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПОДВЕСОК

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО УПРУГО ЭЛЕМЕНТА

Представим себе телескопический пневматический упругий элемент, состоящий из рабочего цилиндра 1 и поршня 2 (фиг. 9, а).



Фиг. 9. Схема телескопического пневматического упругого элемента:

а — с механической передачей усилий; б — с гидравлической передачей усилий.

В общем случае с цилиндром соединен дополнительный резервуар 3.

Примем следующие обозначения:

- p — абсолютное давление газа в цилиндре в кг/см^2 ;
 p_a — атмосферное давление в кг/см^2 ;
 $p_u = p - p_a$ — избыточное давление в цилиндре в кг/см^2 ;
 p_0 — абсолютное давление в цилиндре, соответствующее начальному положению поршня (под статической нагрузкой), в кг/см^2 ;
 v — объем газа в цилиндре и резервуаре в см^3 ;
 v_0 — объем газа в цилиндре и резервуаре в начальном положении в см^3 ;
 F — площадь поршня в см^2 ;
 $P = p_u F$ — усилие, воспринимаемое на штоке поршня, в кг ;
 s — ход поршня от начального положения в см ;
 $\Delta v = Fs$ — изменение начального объема, соответствующее ходу, в см^3 ;
 n — показатель политропы.

Давление в цилиндре p и объем v связаны между собой соотношением

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{v_0}{v} \right)^n. \quad (1)$$

Показатель политропы n зависит от скорости протекания процесса. Если сжатие газа происходит медленно (статическое приложение нагрузки), процесс можно считать изотермическим и $n=1$.

При динамическом приложении нагрузки, которое в действительности имеет место при колебаниях подвески, показатель политропы возрастает. Максимальное его значение, соответствующее адиабатическому процессу, для двухатомных газов, в том числе для воздуха, может быть принято равным 1,4.

Замечая, что

$$v = v_0 - \Delta v,$$

преобразуем уравнение (1) к виду

$$\frac{p}{p_0} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta v}{v_0}\right)^n} = \frac{1}{\left(1 - \frac{s}{h_0}\right)^n}, \quad (2)$$

где $h_0 = \frac{v_0}{F}$ — приведенная высота столба воздуха в цилиндре в начальном положении.

График на фиг. 10 показывает зависимость повышения давления в цилиндре от относительного уменьшения объема $\frac{\Delta v}{v_0}$ или относительного сжатия упругого элемента $\frac{s}{h_0}$ для изотермического ($n=1$) и адиабатического ($n=1,4$) процессов. Эта зависимость имеет резко прогрессивный характер. Разница между

изотермическим и адиабатическим процессом особенно существенна при больших относительных сжатиях.

Усилие, воспринимаемое упругим элементом, определяется из выражения

$$P = p_u F = (p - p_a) F. \quad (3)$$

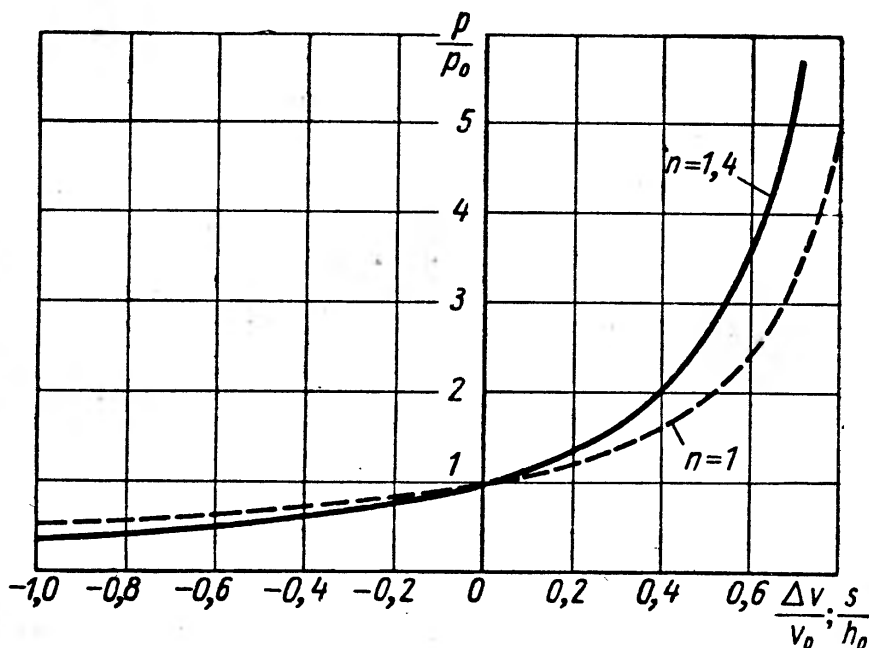
Соответственно начальная (статическая) нагрузка

$$P_0 = (p_0 - p_a) F. \quad (4)$$

Из выражений (2) и (3) получаем

$$P = \left[\frac{p_0}{\left(1 - \frac{s}{h_0}\right)^n} - p_a \right] F. \quad (5)$$

Уравнение (5) представляет собой уравнение характеристики упругого элемента, т. е. зависимость нагрузки от деформации. При этом для расчетов можно принять $p_a = 1 \text{ кг/см}^2$.



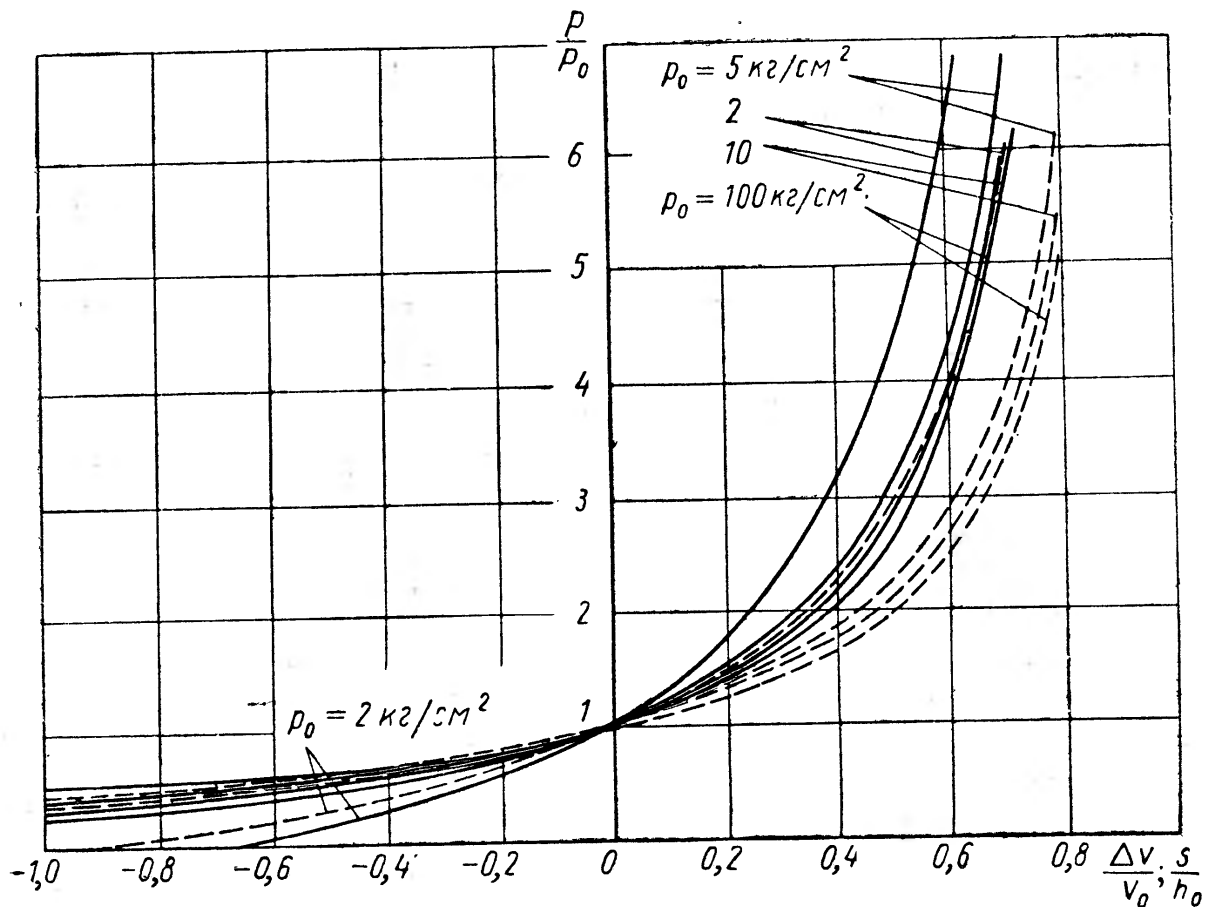
Фиг. 10. Зависимость изменения давления в телескопическом упругом элементе от относительного уменьшения объема при изотермическом и адиабатическом процессе.

Чтобы построить характеристику по уравнению (5), необходимо знать начальное давление p_0 , начальный объем v_0 и площадь поршня F . Однако величины p_0 и F связаны между собой соотношением (4).

Обычно начальная статическая нагрузка P_0 бывает известна, и при заданной площади поршня может определить соответствующее давление p_0 .

При расчетах телескопических упругих элементов удобно пользоваться безразмерными характеристиками, которые в отличие от обычной характеристики, построенной по уравнению (5), действительны для любых значений F и v_0 , т. е. для любых

размеров элемента. Безразмерной характеристикой называется зависимость относительного увеличения нагрузки $\frac{P}{P_0}$ от относительного уменьшения объема $\frac{\Delta v}{v_0}$ или $\frac{s}{h_0}$.



Фиг. 11. Безразмерные характеристики телескопического упругого элемента при изотермическом и адиабатическом процессах и при различных давлениях и при различных начальных давлениях газа p_0 в статическом положении.

Чтобы получить уравнение безразмерной характеристики, разделим выражение (5) на выражение (4):

$$\frac{P}{P_0} = \frac{p_0 \left(1 - \frac{s}{h_0}\right)^{-n} - p_a}{p_0 - p_a}, \quad (6)$$

но так как

$$\frac{s}{h_0} = \frac{\Delta v}{v_0},$$

то

$$\frac{P}{P_0} = \frac{p_0 \left(1 - \frac{\Delta v}{v_0}\right)^{-n} - p_a}{p_0 - p_a}. \quad (7)$$

На фиг. 11 штриховыми линиями показаны безразмерные характеристики при $n=1$ и сплошными линиями при $n=1,4$ для различных начальных давлений p_0 .

Характеристики при различных величинах p_0 не совпадают, так как нагрузка P пропорциональна не абсолютному давлению p , а избыточному p_u . При малых начальных давлениях влияние давления p_0 на характеристику существенно; однако при увеличении значения p_0 влияние его на характеристику быстро падает, так как уменьшается относительная разница между абсолютным и избыточным давлением.

Как показывают графики (фиг. 11), при $p_0 > 10 \text{ кг/см}^2$ влиянием давления p_0 на характеристику практически можно пренебречь.

Таким образом, для $p_0 > 10 \text{ кг/см}^2$ получим единую безразмерную характеристику (для данного показателя политропы n), которая, очевидно, совпадает с характеристикой давления, показанной на фиг. 10. В этом случае можно считать, что

$$\left. \begin{aligned} P &\approx pF; \\ P_0 &\approx p_0F; \\ \frac{P}{P_0} &= \frac{p}{p_0} = \frac{1}{\left(1 - \frac{s}{h_0}\right)^n}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Следует иметь в виду, что в большинстве случаев в телескопических пневматических упругих элементах для уменьшения габаритных размеров и веса применяют достаточно высокие давления, порядка нескольких десятков атмосфер.

Найдем жесткость c телескопического упругого элемента. Дифференцируя уравнение (3), получим

$$c = \frac{dP}{ds} = F \frac{dp}{ds}$$

или, учитывая уравнение (1),

$$c = \frac{-Fnp_0v_0^n}{v^{n+1}} \cdot \frac{dv}{ds},$$

но

$$v = v_0 - \Delta v = v_0 - Fs;$$

$$\frac{dv}{ds} = -F,$$

следовательно,

$$c = \frac{F^2np_0v_0^n}{v^{n+1}} = \frac{F^2np}{v}. \quad (9)$$

Жесткость в начальном положении

$$c_0 = \frac{F^2np_0}{v_0}. \quad (10)$$

Рассмотрим влияние различных параметров на жесткость. Прежде всего из уравнения (10) следует, что жесткость обратно пропорциональна объему газа в цилиндре и в резервуаре в начальном положении. Таким образом, увеличивая объем присоединяемого резервуара, теоретически можно снизить жесткость упругого элемента до любой желательной величины. В действительности такой путь снижения жесткости подвески не всегда приемлем из-за увеличения габаритных размеров и веса.

Чтобы выяснить влияние площади поршня F , предположим для простоты, что давление p_0 достаточно велико и можно использовать соотношения (8). Тогда из выражений (9) и (10) получим

$$c = \frac{FnP}{v}; \quad (11)$$

$$c_0 = \frac{FnP_0}{v_0} = \frac{nP_0}{h_0}. \quad (12)$$

Уравнение (12) показывает, что при заданной статической нагрузке P_0 жесткость телескопического упругого элемента пропорциональна площади поршня F . Причина этого заключается в том, что при увеличении площади F тому же самому перемещению поршня соответствует уже большее изменение объема Δv .

Так как $p_0 \approx \frac{P_0}{F}$, уменьшение площади поршня означает пропорциональное увеличение давления в упругом элементе. Применяя малые диаметры поршня и высокие давления, можно получить достаточно низкую жесткость упругого элемента даже при ограниченном объеме v_0 .

При малых начальных давлениях газа жесткость телескопического упругого элемента заметно зависит и от величины p_0 , причем с уменьшением p_0 жесткость c_0 возрастает. Представление об этом дают графики (фиг. 11); низким давлениям соответствуют более крутые характеристики.

Наконец, жесткость c_0 , как это видно из уравнений (10) или (12), пропорциональна показателю политропы n . Этот показатель изменяется в зависимости от работы подвески. При изменении статической нагрузки (вход и выход пассажиров, загрузка кузова грузового автомобиля и т. д.) величина $n=1$. С достаточным приближением можно принять $n=1$ и для работы подвески на повороте (боковой крен кузова), так как процесс деформации в этом случае протекает достаточно медленно.

При работе подвески во время движения автомобиля по дорожным неровностям показатель n выше, так как колебания совершаются с частотой не менее 50—60 кол/мин и сжимаемый газ не успевает отдавать тепло в окружающую среду. Эксперименты показывают, что для телескопических упругих элементов, в которых газ отделен от жидкости резиновой мембраной, в большинстве случаев может быть принята средняя расчетная

величина $n=1,25$. В конструкциях, где газ непосредственно соприкасается с жидкостью, процесс ближе к изотермическому.

Таким образом, пневматический упругий элемент в подвеске автомобиля имеет две жесткости — статическую $c_{0\text{ст}}$ и динамическую $c_{0\text{д}}$. Обозначим отношение $\frac{c_{0\text{д}}}{c_{0\text{ст}}} = \lambda$. Тогда, учитывая выражение (10), получим для телескопического упругого элемента $\lambda = n$.

Коэффициент λ желательно иметь возможно меньшим. Действительно, если динамическая жесткость подобрана из условий получения требуемой плавности хода, статическая жесткость при большом λ может получиться слишком малой. Это поведет к большим кренам кузова на повороте и большим деформациям подвески при изменении статической нагрузки.

Рассмотрим, как изменяется жесткость телескопического упругого элемента в зависимости от его деформации. Разделив выражение (9) на выражение (10), получим

$$\frac{c}{c_0} = \frac{p}{p_0} \cdot \frac{v_0}{v}$$

или, принимая во внимание уравнение (1), найдем

$$\frac{c}{c_0} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (13)$$

Уравнение (13) показывает, что при деформации жесткость упругого элемента изменяется более интенсивно, чем давление в нем.

Практический интерес представляет изменение жесткости в зависимости от статической нагрузки на упругий элемент.

Подставив в выражении (13) значения $p = \frac{P}{F} + p_a$ и $p_0 = \frac{P_0}{F} + p_a$, получим

$$\frac{c}{c_0} = \left[\frac{P + Fp_a}{P_0 + Fp_a} \right]^{\frac{n+1}{n}} \quad (14)$$

При достаточно высоких начальных давлениях ($p_0 > 10 \text{ кг/см}^2$) можно воспользоваться соотношением (8). В этом случае вместо уравнения (14) получим более простое выражение:

$$\frac{c}{c_0} = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (15)$$

Уравнения (14) и (15) дают изменение жесткости c в зависимости от изменения усилия P , воспринимаемого упругим эле-

ментом. При статическом изменении нагрузки следует принять $n=1$ и, таким образом, получим

$$\frac{c_1}{c_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^2, \quad (16)$$

где c_1 — жесткость, соответствующая новой статической нагрузке P_1 .

Как известно, большинство современных автомобильных подвесок имеет постоянную жесткость, не зависящую от нагрузки. Поэтому при увеличении статической нагрузки на подвеску собственная частота колебаний снижается, при уменьшении статической нагрузки частота увеличивается. Чтобы иметь частоту колебаний постоянной, не зависящей от статической нагрузки, жесткость подвески должна изменяться пропорционально нагрузке. В случае применения в подвеске телескопических пневматических упругих элементов указанное условие не соблюдается, и жесткость согласно выражению (16) возрастает пропорционально квадрату нагрузки (если $p_0 > 10 \text{ кг/см}^2$). Поэтому, в противоположность обычной подвеске, собственная частота колебаний с увеличением статической нагрузки возрастает.

Выясним более подробно характер изменения собственной частоты колебаний ω при изменении статической нагрузки. При нелинейной характеристике подвески частота колебаний зависит от амплитуды и в большинстве случаев может быть определена лишь приближенными методами. Для сравнения предположим, что амплитуды колебаний малы. При этом частота с достаточной точностью может быть найдена по уравнению

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{M}} = \sqrt{\frac{cg}{P}},$$

где M — поддресоренная масса, опирающаяся на упругий элемент.

Обозначим через ω_0 частоту колебаний при статической нагрузке P_0 . Тогда, используя уравнения (4) и (10), получим

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_0 g}{P_0}} = \sqrt{\frac{n F p_0 g}{v_0 (p_0 - p_a)}} = \sqrt{\frac{ng}{h_0} \frac{p_0}{(p_0 - p_a)}}. \quad (17)$$

По уравнению (17) может быть подсчитана собственная частота малых колебаний подвески с телескопическими пневматическими упругими элементами при статической нагрузке P_0 .

Если давление p_0 велико по сравнению с атмосферным, то вместо выражения (17) получим более простое выражение:

$$\omega_0 \approx \sqrt{\frac{ng}{h_0}}.$$

Если статическая нагрузка изменится до величины P_1 , новая частота колебаний

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1 g}{P_1}} = \sqrt{\frac{n F p_1 g}{v_1 (p_1 - p_a)}}. \quad (18)$$

Разделив уравнение (18) на выражение (17), получим

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \left[\frac{p_1 v_0 (p_0 - p_a)}{p_0 v_1 (p_1 - p_a)} \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Так как процесс деформации упругого элемента при переходе от статической нагрузки P_0 к нагрузке P_1 происходит изотермически, давления и объемы связаны между собой соотношением

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{v_0}{v_1},$$

откуда

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{p_1}{p_0} \left[\frac{p_0 - p_a}{p_1 - p_a} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (19)$$

Чтобы выразить соотношение частот через соотношение нагрузок, вспомним, что нагрузка пропорциональна избыточному давлению в цилиндре, т. е.

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{p_1 - p_a}{p_0 - p_a},$$

откуда

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{P_1}{P_0} \frac{(p_0 - p_a)}{p_0} + \frac{p_a}{p_0}.$$

Подставив последнее выражение в уравнение (19), получим

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \left[\frac{P_1}{P_0} \frac{p_0 - p_a}{p_0} + \frac{p_a}{p_0} \right] \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{-\frac{1}{2}}. \quad (20)$$

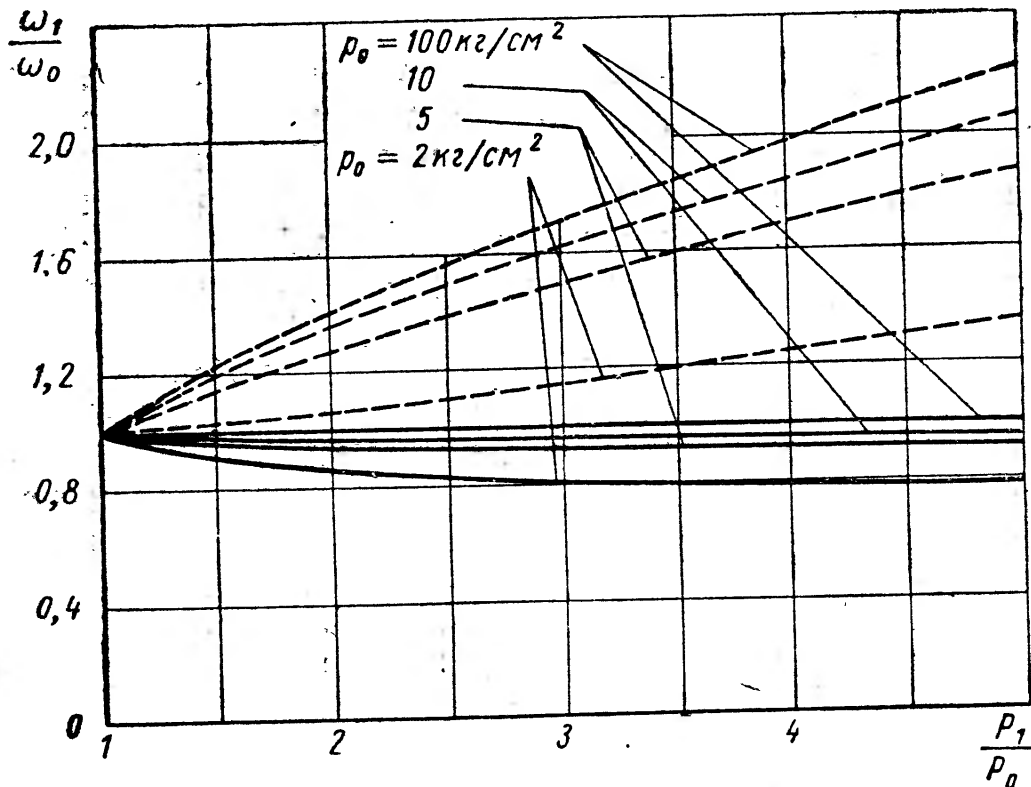
Как показывает уравнение (20), соотношение частот при различных статических нагрузках не зависит от показателя политропы n , характеризующего процесс колебаний.

Если давления p_0 и p_1 велики по сравнению с давлением p_a , то из уравнения (13) получим

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} \approx \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{2}} \approx \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (21)$$

На фиг. 12 штриховыми линиями показано изменение частоты малых колебаний при изменении статической нагрузки для разных начальных давлений p_0 . Построение проведено по урав-

нению (20). Чем выше давление, тем ближе закон изменения $\frac{\omega_1}{\omega_0}$ к параболическому, выражаемому уравнением (21), и тем быстрее увеличивается частота при увеличении нагрузки. Для обычно применяемых в телескопических упругих элементах давлений ($p_0 > 10 \text{ кг/см}^2$) увеличение частоты колебаний весьма значительно. Так, например, при увеличении статической нагрузки в 2,5 раза (цифра, обычная для автобусов) частота колебаний возрастает примерно на 50%; при увеличении нагрузки в 4 раза (грузовые автомобили) частота возрастает почти в 2 раза.



Фиг. 12. Изменение собственной частоты колебаний в зависимости от изменения нагрузки для пневматической подвески с телескопическими упругими элементами при наличии автоматического пневматического регулирования положения кузова (сплошные кривые) и без регулирования (пунктирные кривые).

При большом диапазоне изменения статической нагрузки является и другой недостаток пневматической подвески с телескопическими упругими элементами. Если при максимальной статической нагрузке жесткость упругих элементов и частота колебаний выбраны так, чтобы обеспечить хорошую плавность хода, при минимальной статической нагрузке жесткость подвески оказывается чрезвычайно низкой. При этом, чтобы получить достаточную энергоемкость подвески при работе на отбой, необходимо иметь очень большой ход подвески до ограничителя. Это приводит к резкому увеличению длины рабочих цилиндров, во многих случаях не осуществимому на практике.

Указанные недостатки ограничивают возможности применения телескопических пневматических упругих элементов в тех случаях, когда диапазон изменения статической нагрузки на подвеску велик. При низких давлениях, как показывает фиг. 12, частота изменяется значительно меньше, но применение таких давлений в телескопических элементах нежелательно из-за увеличения габаритных размеров и веса.

При выводе предыдущих уравнений была использована показанная на фиг. 9, а схема телескопического пневматического упругого элемента с механической передачей усилий. Однако изложенная теория в равной мере относится и к телескопическим пневматическим упругим элементам с гидравлической передачей усилия.

При этом под площадью F понимается площадь поршня в гидравлическом цилиндре, через который передается внешняя нагрузка на упругий элемент (фиг. 9, б). Подвеска может иметь гидравлическое регулирование положения кузова, что не изменит результата; существенно лишь, что при регулировании весовое количество газа в упругом элементе остается постоянным.

Свойства подвески изменяются коренным образом, если применить пневматическое регулирование положения кузова, при котором весовое количество газа в упругом элементе переменное. Рассмотрим, как изменятся жесткость упругого элемента и частота малых колебаний при изменении статической нагрузки для этого случая.

Воспользовавшись уравнением (10), напишем выражения для жесткостей c_0 и c_1 , соответствующих статическим нагрузкам P_0 и P_1 :

$$c_0 = \frac{F^2 n p_0}{v_0}; \quad c_1 = \frac{F^2 n p_1}{v_1},$$

откуда

$$\frac{c_1}{c_0} = \frac{p_1 v_0}{p_0 v_1}.$$

При пневматическом регулировании положения кузова высота столба газа в цилиндре и, следовательно, объем газа остается постоянным при любой статической нагрузке, т. е. $v_0 = v_1$. Следовательно,

$$\frac{c_1}{c_0} = \frac{p_1}{p_0},$$

а при больших давлениях

$$\frac{c_1}{c_0} \approx \frac{P_1}{P_0}. \quad (22)$$

Для частоты малых колебаний получим

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_0 g}{P_0}} = \sqrt{\frac{n F p_0 g}{v_0 (p_0 - p_a)}};$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1 g}{P_1}} = \sqrt{\frac{n F p_1 g}{v_1 (p_1 - p_a)}};$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \left[\frac{p_1 v_0 (p_0 - p_a)}{p_0 v_1 (p_1 - p_a)} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{p_1 (p_0 - p_a)}{p_0 (p_1 - p_a)} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (23)$$

Вводя отношение $\frac{P_1}{P_0}$ аналогично тому, как это было сделано при выводе уравнения (20), можем написать:

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \left[\frac{P_1}{P_0} \cdot \frac{(p_0 - p_a)}{p_0} + \frac{p_a}{p_0} \right]^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{-\frac{1}{2}}. \quad (24)$$

Если p_0 и p_1 велики по сравнению с p_a , непосредственно из уравнения (23) получим

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} \approx 1.$$

На фиг. 12 сплошными линиями показано изменение частоты малых колебаний в зависимости от изменения статической нагрузки при пневматическом регулировании положения кузова. Для построения использовано уравнение (24). Как видно из графика, при высоких начальных давлениях p_0 частота практически не меняется. При низких начальных давлениях частота лишь немного снижается при увеличении статической нагрузки.

Таким образом, в случае применения пневматического регулирования положения кузова можно было бы значительно улучшить качества подвески с пневматическими телескопическими упругими элементами. Однако практически для телескопических упругих элементов такое регулирование в большинстве случаев трудно осуществимо из-за применяемых в них высоких давлений газа.

ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИЕ УПРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Поиски путей улучшения характеристики телескопических упругих элементов привели к разработке более сложных схем с использованием противодействия и нескольких ступеней давления. Основной целью применения таких схем является улучшение работы подвески при больших диапазонах изменения статической нагрузки.

В рабочем цилиндре 1 (фиг. 13, а) телескопического упругого элемента с противодействием перемещается поршень 2, на штоке которого воспринимается нагрузка P . Пространство под