

緒 論

动液偶合器（图 1）是最简单的无外力矩支承的旋轉运动式动液傳动。泵輪 1 装在主动軸上，主动軸承受着外来的发动机力矩 M_{1r} ，轉速为 n_1 转/分。

装有渦輪 2 的被动軸，承受着力矩为 M_{2z} 的耗能裝置的負荷，轉速为 n_2 转/分；一般說来， n_2 不等于 n_1 。

动液偶合器循环圓內充滿着工作液体，該液体是泵輪与渦輪之間的中間环节，在主动构件 1 与被动构件 2 之間实现动力的联系。这种动力的联系只有在 $n_1 \neq n_2$ 时才能实现，否則，不会有工作液体相对于工作輪叶片的运动，因而主构件 1 和 2 之間的动力联系就得不到保証。

能量通过动液偶合器傳遞是由于当各主构件以不同角速度旋轉时，引起工作液体的循环运动，在图 1 中，用箭头表示出 $n_1 > n_2$ 时此运动在子午断面上的方向。此时，泵輪 1 与离心泵工作輪相似，把工作液体从渦輪的小半徑处吸来，并在泵輪的大半徑处甩出。

当工作液体通过泵輪时，泵輪叶片作用在液体上，造成液流的附加旋轉，从而增大工作液体的动量矩。发动机的力矩也就消耗在此。

当工作液体通过渦輪时，液流作用在其叶片上，克服耗能裝置的抵抗力矩 M_{2z} 。此时，工作液体动量矩减小。因此，可以这样說，由于渦輪叶片使循环的工作液流旋松才克服抵抗力矩 M_{2z} 。

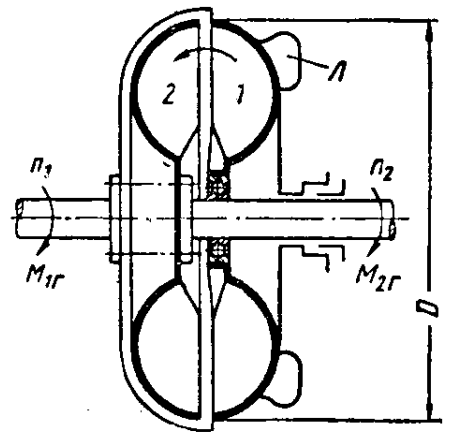


图 1

轉速 n_2 相对于 $n_1 = \text{常数} \neq 0$ 的差別愈大，偶合器能傳遞的力矩就愈大 (图2 a)。

若沒有外部力矩支承，則 $M_{1z} = -M_{2z}$ (作用到主动軸和被动軸上的外来的力矩，有不同的方向)。此时，任何偶合器，不管其作用原理如何，效率都为

$$\eta_e = -\frac{M_{2z}n_2}{M_{1z}n_1} = \frac{n_2}{n_1} = i_{21} \quad (1)$$

式中 i_{21} ——速比。

实际上，由于旋轉壳体与偶合器周圍空气的摩擦，特别是由于叶片 II (該叶片是用来使偶合器鼓風，以便冷却) 的作用 (图 1) 造成的外部力矩支承，使力矩 M_{2z} 的絕對值比 M_{1z} 的絕對值略小，因此，有不等式 $\eta_e < i_{21}$ 。这个偏差只有当 i_{21} 非常接近于 1，即 M_{2z} 很小时才是明显的，这将在 § 3 中更加詳細地研究。

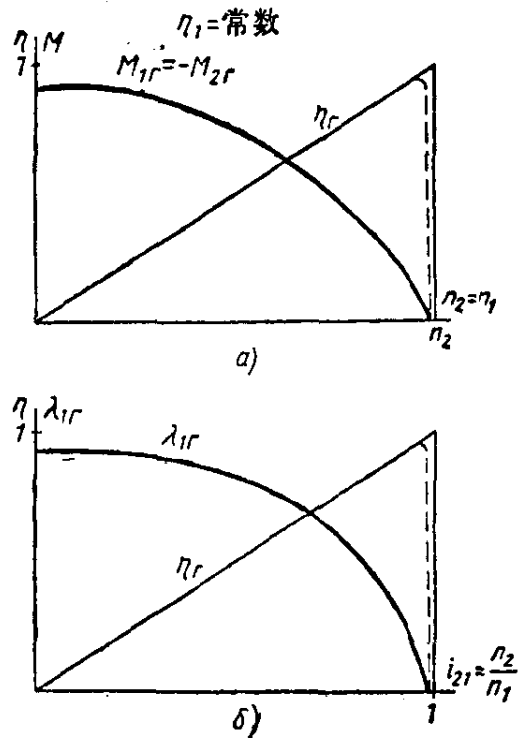


图 2

通过偶合器傳遞的力矩值，由下式决定[17]:

$$M_{1z} = -M_{2z} = \lambda_{1z} \gamma n_1^2 D^5, \quad (2)$$

式中 γ ——工作液体的比重;

D ——循环圓有效直徑 (图 1);

λ_{1z} ——力矩系数，它是速比 i_{21} 的函数 (图2 b)，与工作构件几何形状以及循环圓內工作液体充量有关。

力矩系数 λ_{1z} 值，通常看作只是速比的函数，在 n_1 很小时，不仅与速比 i_{21} 有关，还和动力相似准数——雷諾数 (Re)、偶合器工作构件与液体接触的各表面质量 (粗糙度)、工作构件的圓周速度和尺寸、工作液体的粘度以及机械損失大小等有关。但在一般使用的轉速值 n_1 情况下，Re 及粗糙度的影响实际上不显著，可以把

这种被称为自动模型〔20〕的偶合器工作工况上的力矩系数 λ_{12} 看作只是速比的函数，即

$$\lambda_{12} = f(i_{21})。$$

动液偶合器的突出特点：其速比由所传递的力矩值及主动轴的转速 n_1 来决定。

在动液变矩器中，利用反应器 3（图 3）造成外部力矩支承，可使主动与被动轴上力矩出现较大的差值。

使反应器 3 的固定叶片具有相应的几何外形，可以保证由泵轮 1 通过反应器 3 进入涡轮 2 的工作液体动量矩有补充增大，这就使涡轮上的力矩绝对值大于泵轮上的力矩。

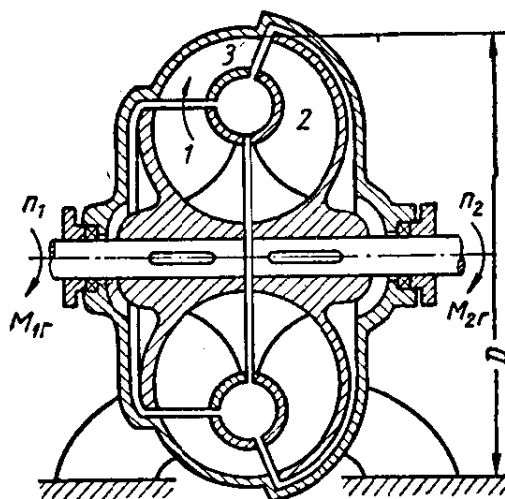


图 3

在图 4 a 上表示出泵轮转速 n_1 不变时动液变矩器的外特性。随着涡轮转速 n_2 的增大，该轮的力矩绝对值减小，但是，在同样条件下，泵轮的力矩或者不变，或者降低得不多。

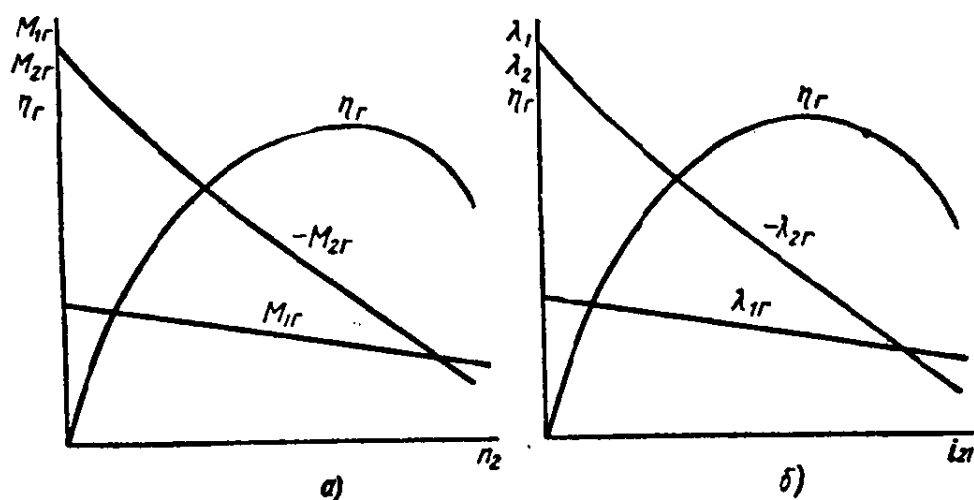


图 4

这样，当发动机转速 n_1 不变时，输出轴的负荷增大将使其转速 n_2 减小，反之亦然。同时，发动机的负荷，根据动液变矩器结构不同，或者不变，或者虽有变化，但变化范围极有限。

动液变矩器效率值为

$$\eta_e = - \frac{M_{2z} n_2}{M_{1z} n_1} k_e i_{21}, \quad (3)$$

(其中 k_e ——变矩系数), 它随输出轴转速的改变而变化, 在目前最常用的结构中其最大值在 0.75 到 0.925 范围内, 这个数值与工作机构几何形状和制造质量、尺寸 D 、转速 n_1 以及工作液体粘度有关。

两个轴的力矩值由下式决定[17]:

$$\left. \begin{aligned} M_{1z} &= \lambda_{1z} \gamma n_1^2 D^5; \\ M_{2z} &= \lambda_{2z} \gamma n_1^2 D^5, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中 λ_{1z} 和 λ_{2z} ——力矩系数, 它是速比 i_{21} 的函数, 与工作机件几何形状有关。这些系数的变化特性在图 4 6 上给出。

把方程式 (4) 称为联系方程式, 它表示工况的运动学指标 (n_1 和 n_2) 及负荷指标 (M_{1z} 和 M_{2z}) 之间的关系。因为工况的运动学指标在方程式中为二次, 所以这种关系的性质是非线性的。

可以把乘积 $\lambda_{1z} \gamma D^5$ 和 $\lambda_{2z} \gamma D^5$ 看成是这些方程式中的参数。

当 n_1 值足够大时, 可把力矩系数 λ_{1z} 和 λ_{2z} 的值看成只是速比 i_{21} 的函数, 这不仅在动液偶合器中可这样做, 而且在任何叶片机械(离心泵, 水轮机, 船用和航空用螺旋桨, 风力发动机的工作轮, 等等)中都可这样做, 因为对于在自动模型工况下工作的叶片机械来说, 这是足够精确的[20]。当转速 n_1 降低时, Re 和粗糙度以及动液变矩器中的机械损失的影响变得显著, 特别是对于力矩系数 λ_{2z} 。

当速比 i_{21} 接近于 1 时, 动液偶合器的效率值很高。在 $k_e > 1$ 时, 动液变矩器的效率比动液偶合器的效率大[方程式(3)], 而当 $k_e < 1$ 时, 动液变矩器的效率比动液偶合器的效率要小。

为了提高效率, 可以应用综合式动液传动, 即当 i_{21} 在从 0 到 $i_{21.M}$ (相应于变矩系数 $k_e = 1$) 范围内变化时, 该传动作为动液变矩器工作, 而当 $i_{21} > i_{21.M}$, 也就是偶合器效率 η_e 大于动

液变矩器效率时，该传动作为动液偶合器工作。

综合式液力传动的这种转换（图5）是利用两个自由行程偶合器4和6来达到的：当 $k_e > 1$ 时（作为动液变矩器工况工作），4和6可使反应器3与液力传动壳体5闭锁；当 k_e 开始小于1时，使反应器3与涡轮2的轴闭锁。

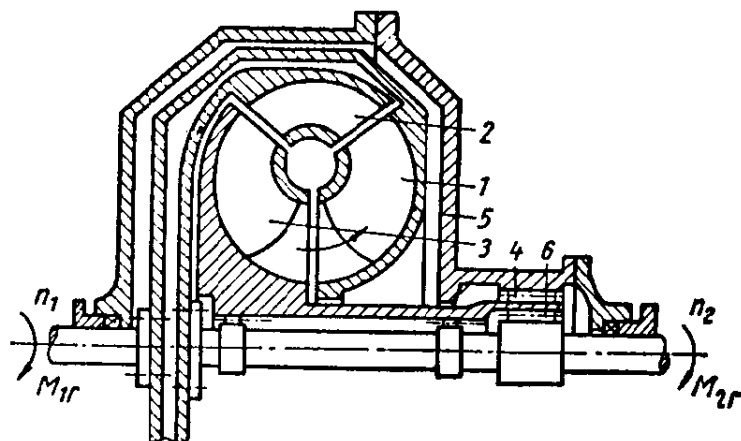


图 5

在后一情况下，外部力矩支承立即消失，而 k_e 变

为正1。在反应器3上力矩 M_3 符号的变化（图6a）是综合式液力传动从变矩器工况转换到偶合器工况的标志。

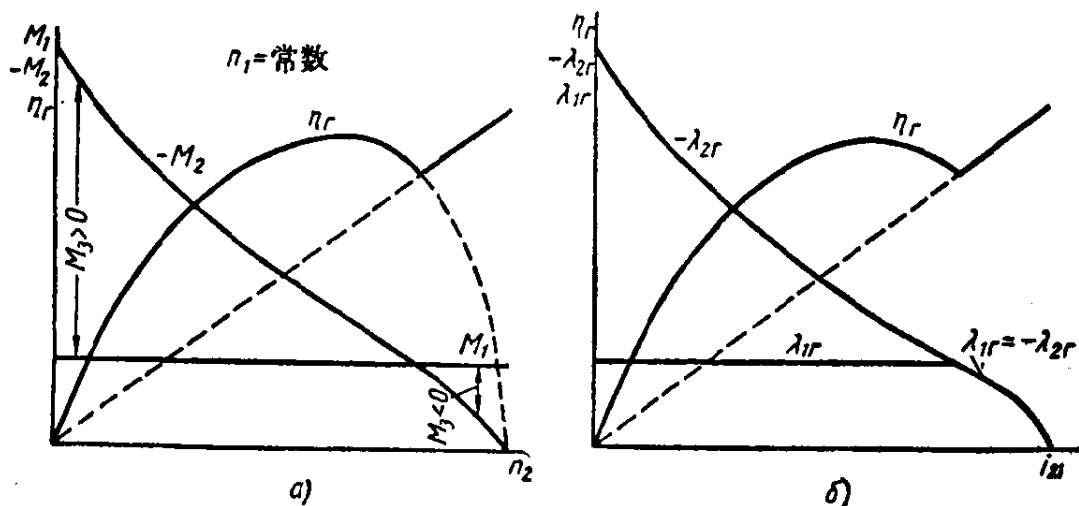


图 6

于是，可以把综合式液力传动看成是一种具有自动换档的二速动液传动。

换档会使非线性联系方程式的参数 $\lambda_2 \gamma D^5$ 发生变化。当 $n_1 \neq 0$ 时，力矩系数 λ_{12} 和 λ_{22} 作为速比 i_{21} 的函数决定着综合式液力传动的外特性，如图6b所示。

具有三个主构件、无外部力矩支承的差速式动液传动（图7）

是两个动液偶合器，它们的两个工作轴联在同一个轴 1 上。这种三轴传动和三构件齿轮差速器类似，所不同的是前者的工况负荷指标与运动学指标之间的联系方程式是非线性的。这些联系方程式为

$$\left. \begin{aligned} M_{22} &= \lambda_{22} \gamma n_1^2 D^5 \\ \text{及} \quad M_{32} &= \lambda_{32} \gamma n_1^2 D^5, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

而 $\lambda_{22} = -\lambda'_{12} = f(i_{21})$, $\lambda_{32} = -\lambda''_{12} = f(i_{31})$

[方程式(2)]。

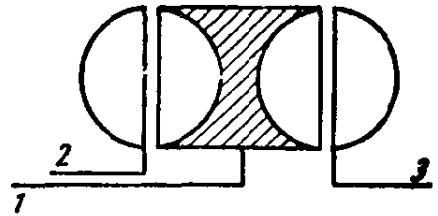


图 7

和所有的动液传动一样，这里的工况运动学指标与负荷指标有关。

如果通过动液传动只传递发动机的一部分功率，另一部分功率通过机械线路传递，则传动装置的总效率也能提高。把这种传动称为液力机械传动。

图 8 所示就是拖拉机科学研究所 (НАТИ) 的这种实验型液力机械传动。在这种传动中，发动机轴与动液偶合器泵轮相联，同时又与双排三构件差速器的基本齿轮相联。差速器的第二个基本齿轮与耗能装置相联，而其行星架与动液偶合器的涡轮相联。图 9 示出传动的运动学简图。

在这种传动中，发动机的一部分功率只通过三构件差速器传递，这样就使传动效率高于在同样工况下的动液偶合器效率。因此，在低速发动机上装上较小尺寸的动液偶合器，不致减小传动装置的总效率。

这种传动的结构缺点是需要采用工艺性不良的双排三构件差速器。

利用各种不同方法联结三构件差速器与动液偶合器，可得到不同的液力机械传动外特性。

图 10 所示，是二速液力机械传动简图。在这种传动中，发动机轴与动液偶合器泵轮 1 和三构件差速器小基本齿轮相联；动液偶合器涡轮 2 与耗能装置轴 n 以及这三构件差速器的行星架相

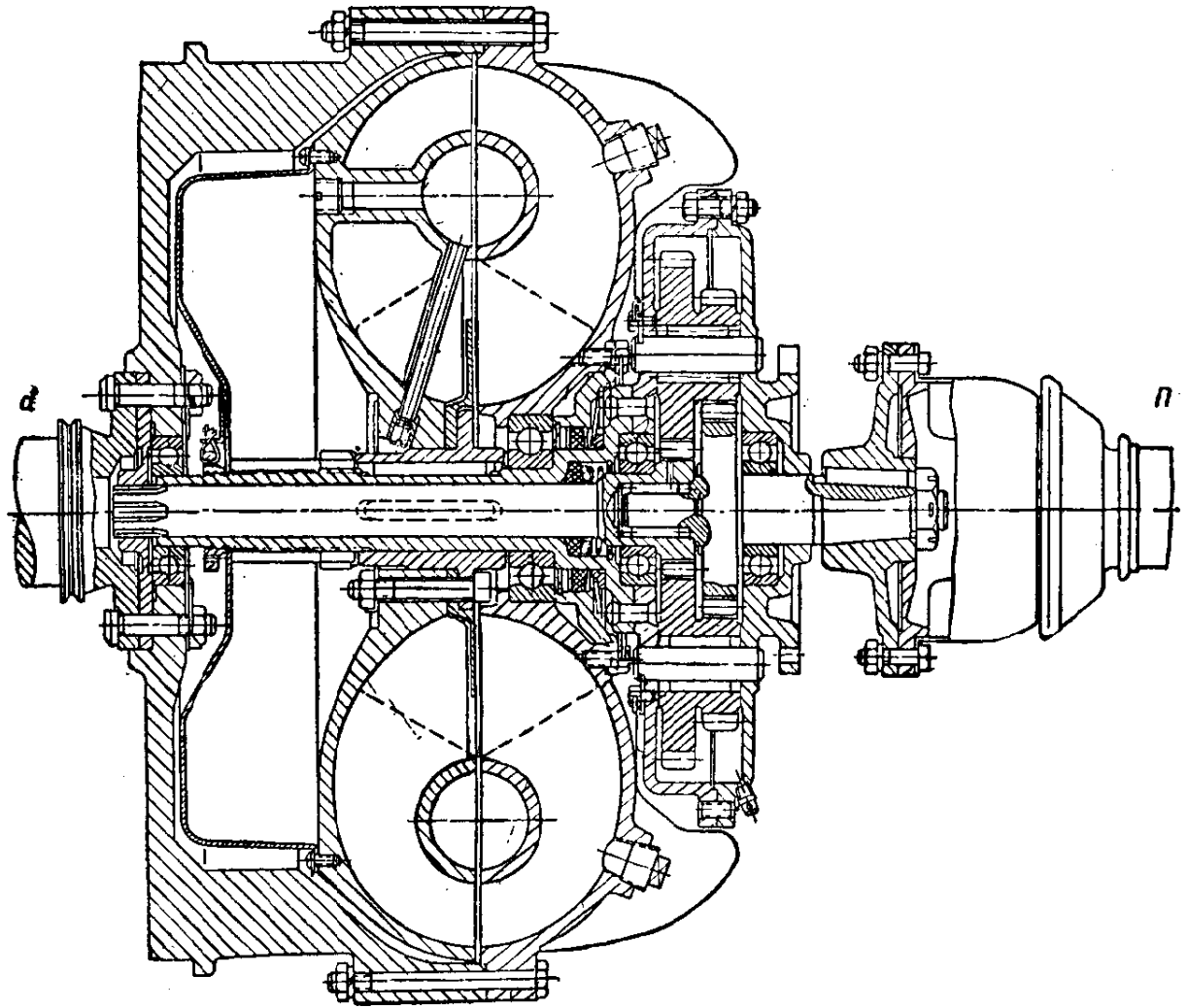


图 8

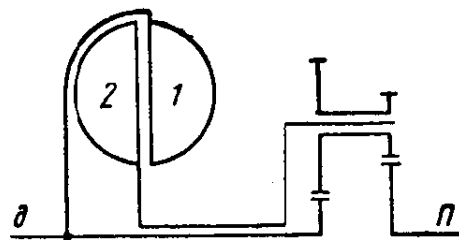


图 9

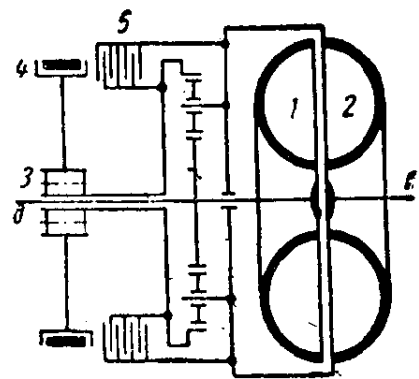


图 10

联。差速器的大基本齿輪通过自由行程偶合器 3，用拉紧制动器 4 来制动。

当发动机轉速 $n_o = n_1$ 很小时，通过动液偶合器傳遞的只是发动机所发出的一部分力矩；而其余部分在三构件差速器中轉換（在这种情形下，差速器为一个減速器），由于大基本齿輪固定，因而这部分力矩通过行星架傳遞到耗能装置軸上，不通过动液偶合器。这时，三构件差速器将确立不变的傳动比 $i_{on} = \frac{1}{i_{no}} = \frac{n_o}{n_n}$ ，它等于大基本齿輪齿数与小基本齿輪齿数之比加 1。

发动机轉速增大，泵輪所需力矩也增大，因为它与发动机轉速平方成正比。当发动机軸达到某轉速，能保証发动机发出力矩的絕對值与泵輪所需要力矩的絕對值相等时，三构件差速器卸荷；若发动机轉速再增大，自由行程偶合器 3 松开，此时，功率傳遞只通过动液偶合器。

这种二速自动傳动的外特性在图 11 上示出。

为了在二档时（不用三构件差速器的动液偶合器工作）消除滑轉以提高效率，可以接合摩擦离合器 5，使三构件差速器閉鎖，实现直接档。

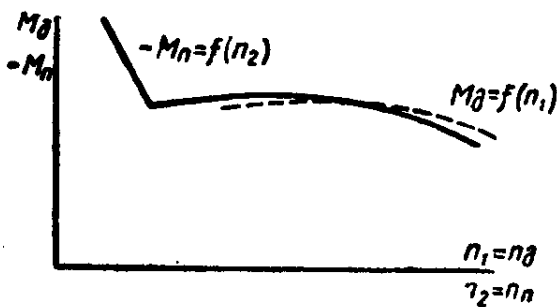


图 11

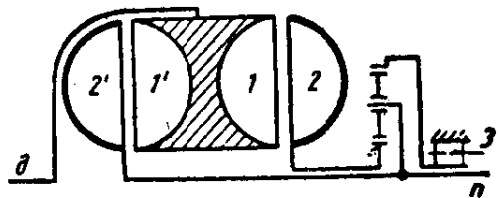


图 12

液力机械傳动不仅可由二軸液力元件組成，也可由三軸液力元件組成（图12）[31]。

如此联結各組合元件可以得到一个二速自动傳动装置。

当速比 i_{no} 有較小值时，发动机力矩被分配在两个泵輪 1 和 1' 上（图12）。渦輪 2' 所得到的力矩沒有变化地傳到輸出軸 n 上；

由于差速器的大基本齿輪被自由行程偶合器 3 固定，因而渦輪 2 的力矩在減速器中轉變，而后这部分力矩也傳到輸出軸 n 上。

渦輪 2 的轉速大于輸出軸的轉速 n_n ，因此，轉速 n_n 的增大使動液偶合器工作輪 1 和 2 的角速度趨于相等，這意味着使減速器卸荷。輸出軸轉速繼續增大会改變工作輪 2 上的力矩符號，使自由行程偶合器 3 鬆開，脫開減速器。此時，功率傳遞只通過工作輪為 1' 和 2' 的那個動液偶合器。于是，在這個運動學簡圖中，當速比 i_{n0} 增大到三構件差速器諸參數所限定的某一定值以上時，就會發生由第一檔到第二檔的自動換檔；在第一檔（即減速檔）時，輸出軸上力矩大于發動機力矩，而在第二檔時，兩個力矩相等。這種液力機械傳動的特性在圖 13 上示出。

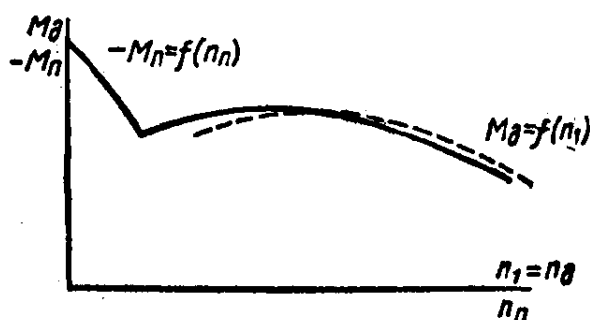


圖 13

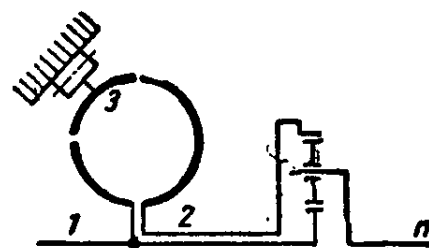


圖 14

圖 14 所示，是最常用的在輸入軸上功率分支的液力機械傳動運動學簡圖。這種傳動可以保證效率最大值 η_{\max} 大于在這里用作液力元件的綜合式液力傳動的效率最大值 $\eta_{2 \max}$ (圖 15)。

這種一速液力機械傳動簡圖，是汽車與發動機科學研究所 (НАМИ) 的傳動裝置運動學簡圖的基礎 [7]。

這種運動學簡圖的缺點之一在于：當速比 i_{n0} 值較小時效率降低，可是在速比 i_{n0} 值較大時傳動效率 η 一定高于液力元件效率 η_0 。因此，在車輛的傳動裝置

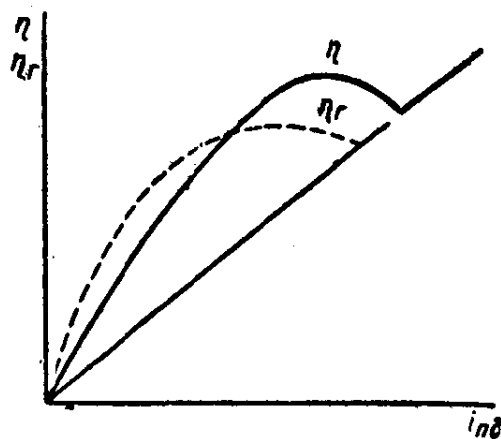


圖 15

中常用多速液力机械传动。

按所谓“明显方案”（图16）组成多速液力机械传动 [23] 的最简单方法，就是串接一个变速箱，保证耗能装置轴 n 与输出轴 n' 有不同的转速。改变按明显方案所组成的多速液力机械传动的速比 $i_{n\theta}$ ，与单速液力机械传动速比 $i_{n'\theta}$ 比较起来，就能使 $i_{n\theta}$ 值较小时的传动装置的效率提高，如图 17 所表明

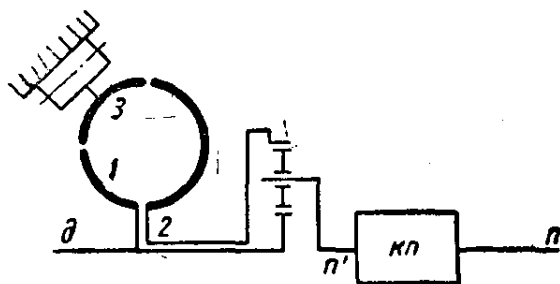


图 16

的三个档的情形。曲线 2 表示变速箱在直接档时的效率，曲线 1 是第一（减速）档的效率，曲线 3. X 是倒档的效率。

这种明显方案可以保证发动机在所有档上负荷条件相同，但也有缺点：发动机的部分功率只有在直接档上才通过一对齿轮传到耗能装置轴上。

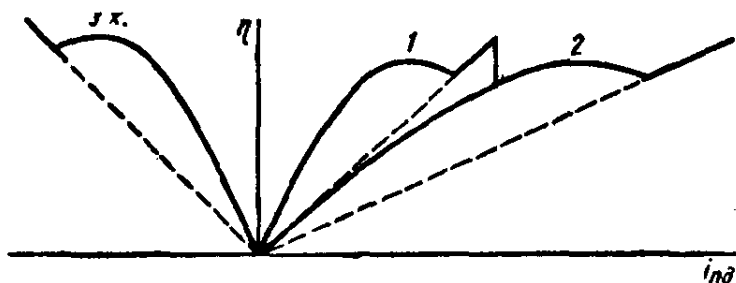


图 17

在任何其它档上，发动机的这部分功率至少通过两对齿轮来传递，往往是通过更多对齿轮，

这样就增大了机械元件中的功率损失，从而降低了液力机械传动的总效率。

图 18 a 所示，是三速液力机械传动的运动学简图，这种传动的机械元件由三个三构件差速器组成，具有三个自由度。三个自由度表明，应该任意给定三个互相独立的构件的角速度，以使所有其余构件的角速度能单值地求出。

接合离合器 p 可以得到直接档（图 18 b），保证发动机一部分功率仅通过一对齿轮传送到输出轴上。

这种液力机械传动的所谓直接档是指这样一种排档，即当

$i_{21} = 1$ 时, $i_{n,\theta} = 1$ 。接合制动器 q , 得到第一减速档 (图18 e), 这也使发动机一部分功率只通过一对齿輪傳遞。

接合制动器 t , 可以得到倒档, 而速比 $i_{n,\theta}$ 绝对值有着同样的降低 (图18 i)。

图 19 a 所示, 是四速液力机械傳动的运动学簡图, 这种傳动

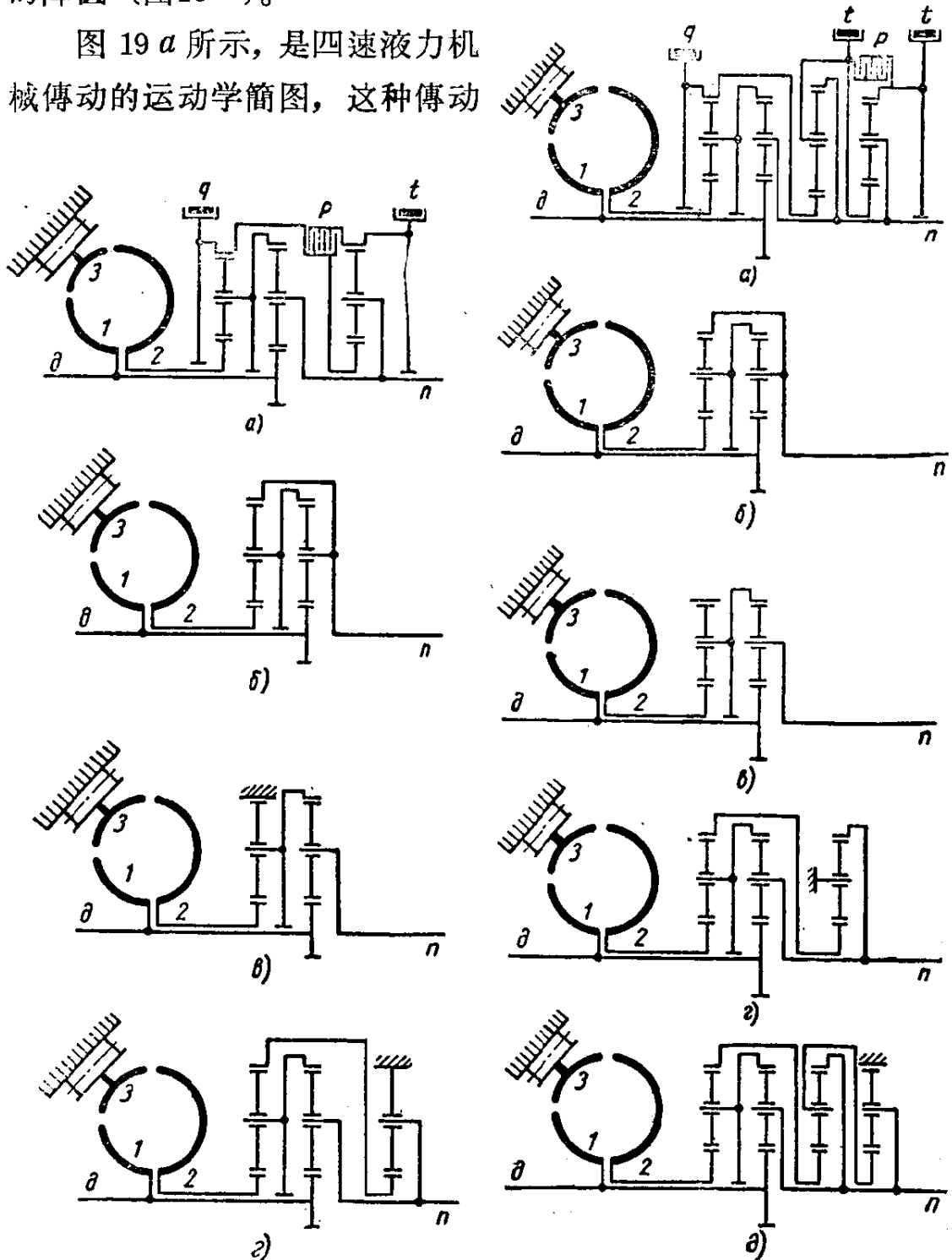


图 18

图 19

的机械元件由四个三构件差速器組成，具有三个自由度。

接合离合器 p ，得到直接档 (图19 δ)。接合制动器 q ，得到第一减速档 (图19 θ)。这两个都是只用两个組合三构件差速器来实现的。

接合制动器 t ，可以得到第二减速档 (图19 ι)，且功率傳遞通过三个組合三构件差速器。此时，在輸出軸 n 上得到最大力矩。

接合制动器 l ，得到倒档 (图19 σ)。此时，功率傳遞通过全部四个組合三构件差速器。在这个档上，当用选定的差速器时，輸出軸上的力矩在数值上等于第二减速档的力矩，而力矩符号不同。

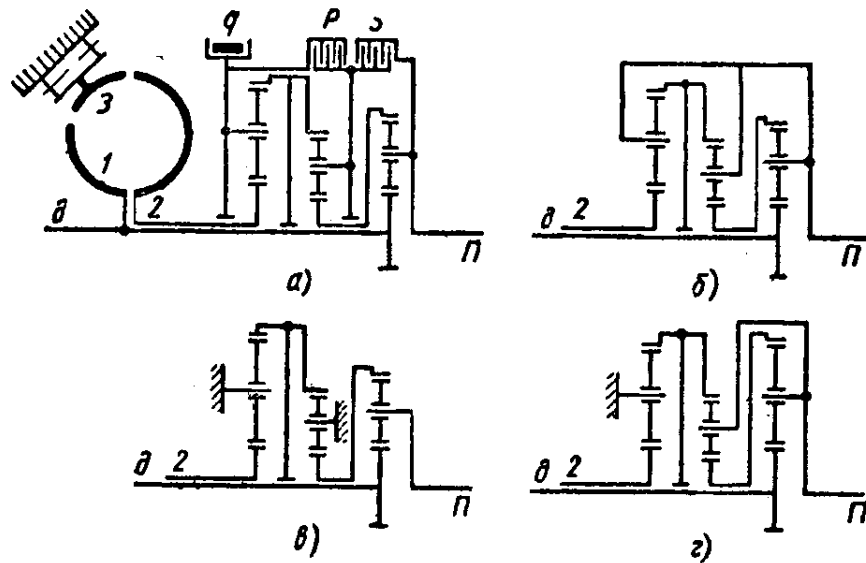


图 20

图 20 a 所示，是三速液力机械傳动的运动学簡图，这种傳动的机械元件具有四个自由度，由三个三构件差速器組成。接合任何一个档时，功率都由全部組合三个三构件差速器傳遞。在三个档的每一个档上，发动机軸和耗能装置軸只与同一个三构件差速器的有关构件相联。

同时接合离合器 p 和 s ，可以得到直接档 (图20 δ)。

同时接合制动器 q 和离合器 p ，可以得到减速档 (图 20 ϵ)。

同时接合制动器 q 和离合器 s ，可以得到倒档。此时，输出轴上力矩的绝对值与减速档时的相同 (图 20 ι)。

利用三个三构件差速器组成具有四个自由度的机械元件，不仅可以得到三速液力机械传动，还可以得到四速的，图 21 a 所示，就是这样一种可能的简图。

同时接合两个离合器而实现的直接档 (图 21 δ)，和上述液力机械传动中的大多数的直接档类似。

同时接合制动器 q 和离合器 s ，可以得到第一减速档 (图 21 θ)。

在第二减速档时 (接合离合器 p 和制动器 t ，图 21 ι)，发动机的一部分功率不是通过液力元件，而是通过两个三构件差速器传到耗能装置轴上。同时接合两个制动器而得到的第三减速档 (图 21 σ) 也是如此。

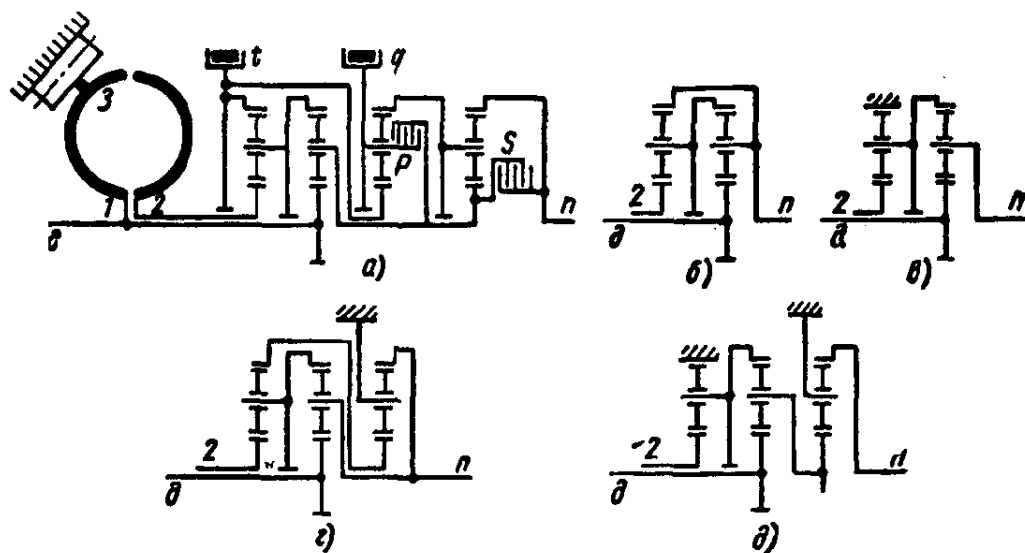


图 21

同时接合制动器 t 和离合器 s 使耗能装置轴制动，而同时接合制动器 q 和离合器 p 使 σ 和 n 两构件间联系中断。同时松开任何三个或全部四个操纵元件 (制动器 q 和 t ，离合器 p 和 s)，可以得到空档。

利用四个三构件差速器組成四自由度的机械元件，可以得到六速液力机械傳动（图22 a）。

接合两个离合器 p 和 s ，或接合制动器 t 和离合器 s ，可以分别得到直接档（图22 b）或第一减速档（图22 c），其簡图与以前所研究过的傳动（图21）相同。

接合离合器 s 和制动器 q ，可以使輸出軸轉速更加降低（图22 d）。

同时接合制动器 q 和 t （图22 e），可以得到倒档，輸出軸上力矩絕對值和上一情况相同。

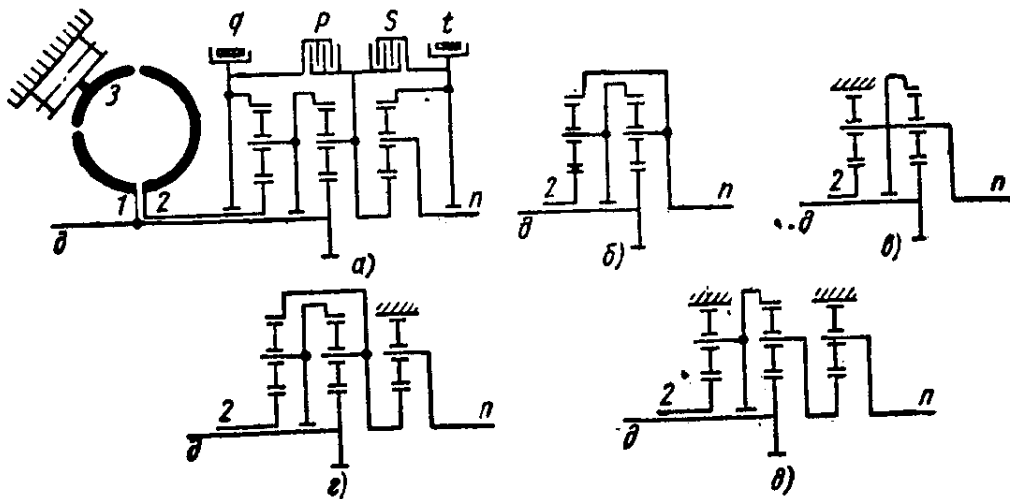


图 22

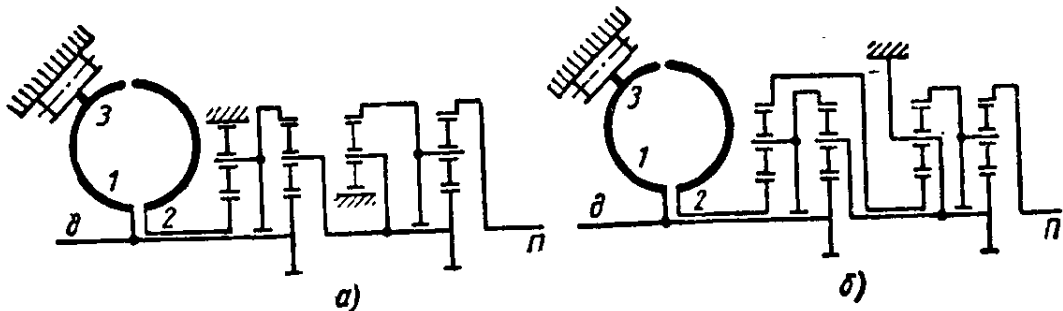


图 23

同时接合离合器 p 和制动器 t 或 q ，还可以得到两个处在直接档和第一减速档之間的减速档（图23 a 和 b）。

某些特殊型式的自动车辆，要求在前进和后退时有相同的排档。这样的六速液力机械传动的运动学简图，在图24 a 上示出。同时接合两个离合器（图24 б），得到直接档。同时接合离合器 s 和制动器 t （图24 в），得到第一减速档。这两个档与以前所研究的液力机械传动没有区别。

同时接合离合器 p 和制动器 t ，可以得到下一个减速档（图24 г）。

同时接合两个制动器 q 和 t ，可以得到倒档（图24 д），且输出轴上的力矩绝对值与在直接档时相同。倒档的第一减速档，由同时接合离合器 p 和制动器 q 来实现（图24 е）。而倒档第二减速档，由同时接合离合器 s 和制动器 q 来实现（图24 ж）。

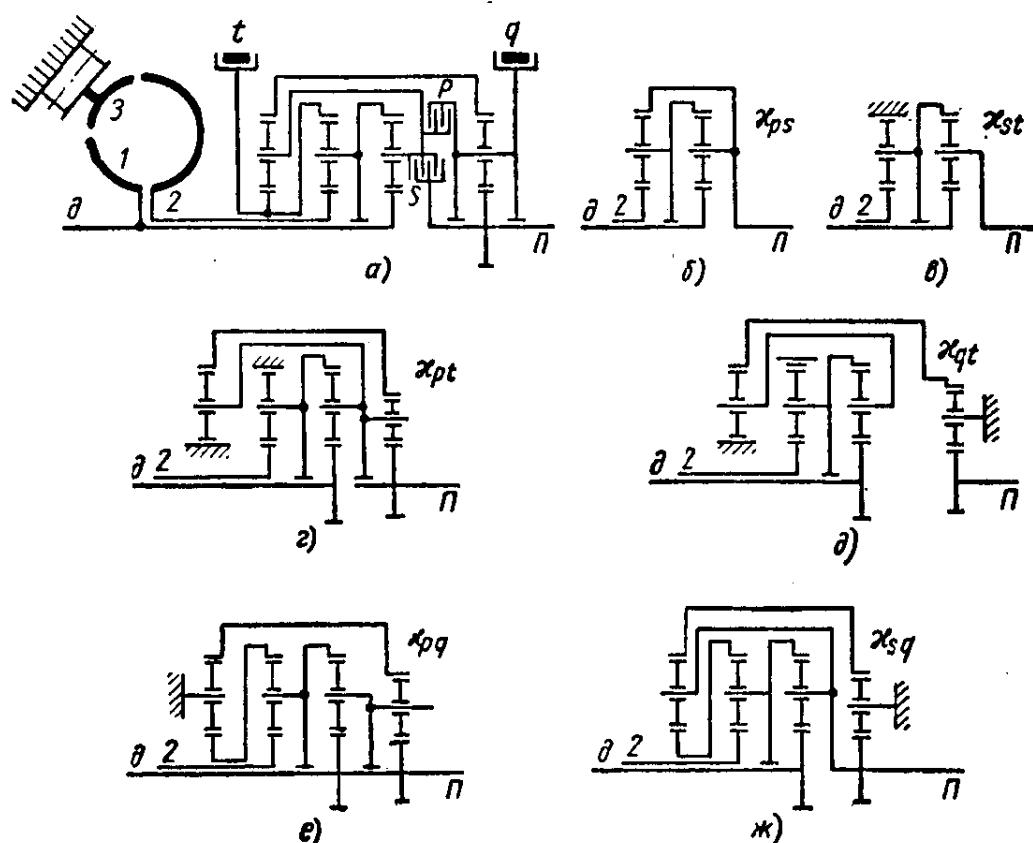


图 24

图 25 所示曲线图，表示出这种液力机械传动的效率，随速比 i_{n0} 变化的规律性，同时，在每条曲线上表示出为构成该档所应同时接合的那两个操纵元件的符号。

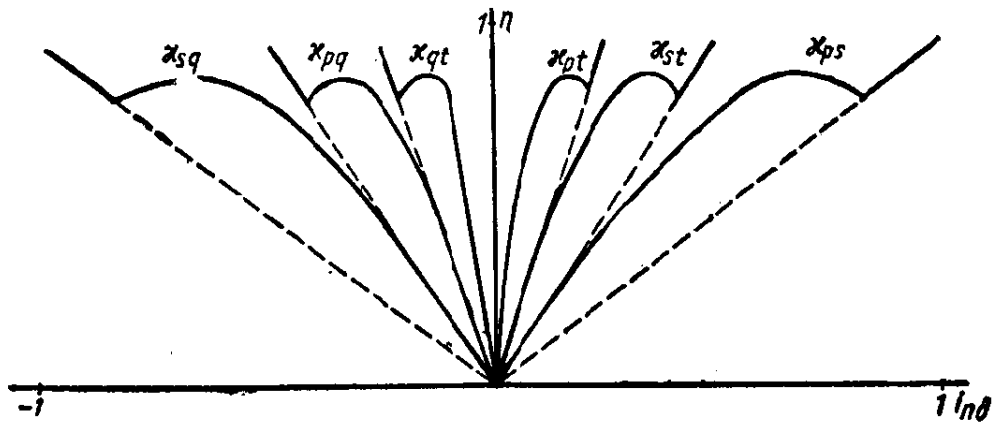


图 25

今后，为书写简便起见，在文字中将应用下列缩写：

ГМП——液力机械传动；

МГМП——多速液力机械传动；

КП——变速箱。

第一章 旋轉运动式机构的某些性能以及 对液力机械傳动諸元件的要求

§ 1 旋轉运动式机构的某些特性及其评价指标

所謂机构，是以一定方法联接諸构件所組成的运动鏈，当一个或几个所謂的主动构件相对于其中任何一构件作一定的运动时，所有的其余所謂被动构件有着完全确定的运动〔3〕。

机构的每一个运动工况，由一定的指标来表明。所謂运动学指标，就是表明机构諸构件的运动的各因素；而負荷指标，就是表明作用于构件上的外力負荷的各因素。

例如，对于只参加旋轉运动的构件來說，工况的运动学指标是它們的每分钟轉数 n 或角速度 ω (1/秒)，而負荷指标为由外部加在这些构件上的力矩 M (公斤·米)。

一般說来，甚至对于只参加旋轉运动的构件，上述一些工况指标也不是唯一的。例如，在評价支承的工作时，支承表面的速度 v (米/秒)——工况的运动学指标和反力 P (公斤)——工况的負荷指标等等起着很大的作用。这样的指标可以有很多，若只考虑机构諸构件的几何形状，也可把它們看成是上述工况指标所派生的，尽管严格說来，許多工况指标还与发生在相結合构件間的間隙中以及周圍介质中的物理現象甚至物理-化学現象有关。对于其各构件以高速运动的机构來說，后种情况有着重大的意义。在每一个具体的情况下，如果需要的话，这些現象的影响可以用不同的精确程度来估計。

在本书中，只研究旋轉运动机构。因此，如果不作相应地說明时，所說的机构就只指旋轉运动机构。

在大量的可能机构中，所研究的只是那些諸伸出軸旋轉軸綫