

ЛОКОМОТИВНИ СИЛОВИ ПРЕДАВКИ

Локомотивните силови предавки осъществяват предаването на въртящ момент от локомотивния двигател на задвижваните от него колооси (когато двигателят е в тягов режим) и обратно (когато двигателят се използва за спиране на локомотива).

Когато характеристиките на локомотивния двигател са неподходящи за работните условия на локомотива, силовата предавка трябва да осигурява текущото (оперативното) коригиране на тези характеристики.

Локомотивните силови предавки трябва да отговарят на следните най-общи изисквания:

- да са сигурни в експлоатация,
- да притежават по възможност проста конструкция,
- да са достъпни за прегледи и ремонт,
- да са леки и компактни,
- да осигуряват оптимални условия за работа на локомотивния двигател.

Видът и конструкцията на силовата предавка се определят от вида, мощността и свойствата на локомотивния двигател, от начина на неговото окачване, от разположението му по отношение надлъжната ос на локомотива и от вида, предназначението и максималната скорост на самия локомотив.

Локомотивните силови предавки могат да бъдат класифицирани, както следва:

1. Според броя на колоосите, чието едновременно задвижване осъществяват:

- а) силови предавки за индивидуално задвижване на локомотивните колооси;
- б) силови предавки за групово задвижване на локомотивните колооси.

2. Според регулиращите си свойства:

- а) нерегулируеми (т.е. с неизменно предавателно число) силови предавки;
- б) регулируеми (т.е. с променливо предавателно число) силови предавки.

Нерегулируемите предавки са най-леки, прости и евтини (при изработване, експлоатация и ремонт) локомотивни силови предавки. Те се отнасят към категорията на механичните силови предавки, тъй като осъществяват предаването на въртящия момент чрез зъбни зацепвания, лостови системи или силови вериги.

Регулируемите силови предавки са сравнително сложни и скъпи, но за разлика от нерегулируемите позволяват коригирането на характеристиките на локомотивния двигател съобразно с изменящите се работни условия на локомотива. Те биват:

- механични (създадени на базата на многоскоростен редуктор със зъбни зацепления),
- хидравлични и
- комбинирани.

Обикновено чрез регулируемите силови предавки се осъществява и реверсирането на локомотива, като посоката на въртене на неговия двигател остава неизменна.

А. Нерегулируеми локомотивни силови предавки

Нерегулируемите силови предавки са подходящи само за съвместна работа с локомотивни двигатели, които притежават добри регулиращи свойства и подходящи за влаковата работа на локомотива характеристики. Такива са постояннотоковият двигател със серийно възбуждане, пневматичният двигател и парната машина.

27. НЕРЕГУЛИРУЕМИ СИЛОВИ ПРЕДАВКИ ЗА ГРУПОВО ЗАДВИЖВАНЕ НА ЛОКОМОТИВНИТЕ КОЛООСИ

Този вид силови предавки намира приложение при малогабаритните минни електролокомотиви, при пневматичните и при парните локомотиви, а понякога (от

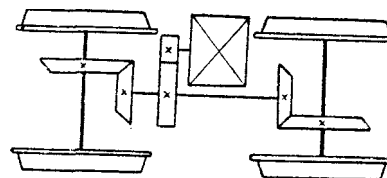
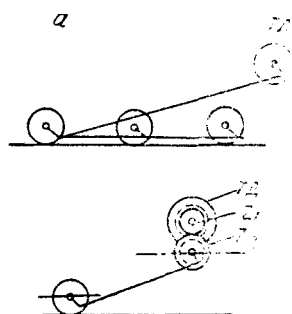
съображения за максимално опростяване на конструкцията) и при някои леки минни дизелови локомотиви.

Предаването на въртящия момент най-често се осъществява чрез:

- а. Кривошипи и свързващи лостове (фиг. III-24).
- б. Редуктори с конично-цилиндрични зъбни колела (фиг. III-25).
- в. Редуктори с конично-цилиндрични зъбни колела и допълнителни (външни) верижни предавки (фиг. III-26).
- г. Червячни редуктори (фиг. III-27).

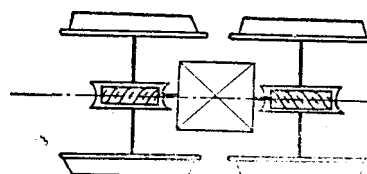
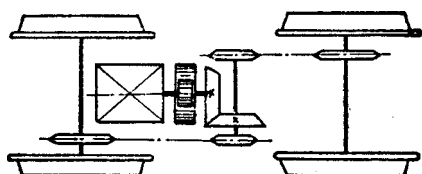
Груповите предавателни механизми позволяват по-доброто разполагане на локомотивния двигател в локомотивната рама дори когато размерите му са сравнително големи.

Груповото задвижване на локомотивните колооси чрез кривошипи и свързващи лостове има редица недостатъци. Силовата предавка е тежка и има много триещи се части. В нея могат да възникнат резонансни явления при т. нар. критична скорост. В руднични условия откритите свързващи лостове могат да предизвикат злополуки.



Фиг. III-24. Принципна схема на силови предавки, осъществяващи групово задвижване на локомотивните колооси чрез кривошипи и свързващи лостове

Фиг. III-25. Схеми на конично-цилиндрична зъбна предавка за групово задвижване на локомотивни колооси



Фиг. III-26. Схема на смесена силова предавка (зъбна и верижна) за групово задвижване на локомотивни колооси

Фиг. III-27. Схема на червячна силова предавка за групово задвижване на локомотивни колооси

28. НЕРЕГУЛИРУЕМИ СИЛОВИ ПРЕДАВКИ ЗА ИНДИВИДУАЛНО ЗАДВИЖВАНЕ НА ЛОКОМОТИВНИТЕ КОЛООСИ

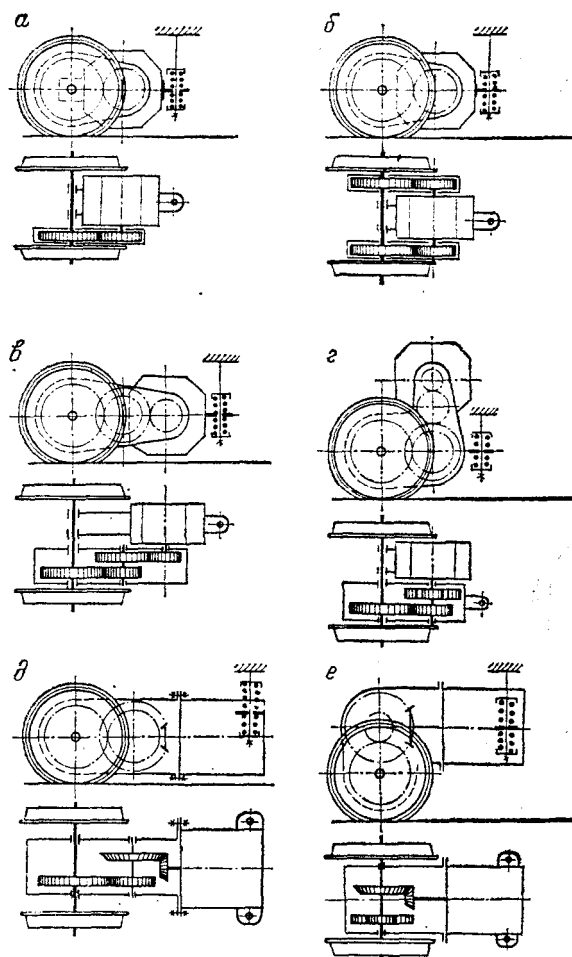
Този вид силови предавки обикновено намират приложение при средните и тежките минни електролокомотиви, както и при промишлените електрически и дизел-електрически локомотиви.

1. *Нерегулируеми силови предавки за индивидуално задвижване на локомотивните колооса при опорно-осово окачване на тяговите двигатели.* Това са най-простите и най-сигурните при експлоатацията им предавки. Представяват едностепенна или многостепенна (най-често с две степени) зъбна предавка, оформена понякога като самостоятелен редуктор. Конструктивните особености и оформлението на редуктора зависят от разположението (надлъжно или напречно) на тяговия двигател по отношение на надлъжната ос на локомотива, като то от своя страна се определя от стремежа да бъде вграден достатъчно мощен двигател в твърде ограниченото по обем

свободно пространство на съответната рама.

Опорно-осовото окачване на тяговия електродвигател бива непосредствено и косвено. В първия случай двигателят получава опора върху оста на колооста посредством плъзгащи лагери, вградени в собствения му корпус (вж. фиг. III-7, а във втория - чрез лагерите, вградени в корпуса на редуктора, към който е закрепен двигателят (вж. фиг. III-10).

На фиг. III-28 са показани кинематичните схеми на най-често употребяваните нерегулируеми силови предавки за индивидуално задвижване на локомотивните колооси при опорно-осово окачване на тяговия двигател.



Фиг. III-28 Схеми на нерегулируеми зъбни силови предавки за индивидуално задвижване на локомотивни колооси при опорно окачване на тяговия двигател

В локомотивостроенето съществува тенденция за създаването на все по-мощни руднични локомотиви, характеризиращи се с увеличени скорост на движение и теглителна сила. Доколкото обаче ограниченията относно габаритните размери на минните локомотиви остават почти неизменни, развитието и модернизирането на тези локомотиви остава свързано преди всичко с възможностите за създаването на мощни и компактни задвижвания.

Връзката между мощността N на серийния постоянен ток двигател и някои основни негови параметри, като диаметъра на котвения пакет D_a , дължината му ℓ_a и честотата на въртене на котвата n са изразени във формулата

$$N = C D_a^2 \ell_a n, \quad (\text{III-32})$$

където C е константа.

Развитието на нерегулируемите силови предавки за индивидуално задвижване при опорно-рамно окачване на тяговия двигател естествено е ставало в съответствие с общите тенденции в рудничното локомотивостроене, както и съобразно съществуващите възможности за варирането на параметрите D_a , ℓ_a и p (вж. форм. III-32). Така при по-старите модели минни електролокомотиви тяговият двигател обикновено е разположен напречно на надлъжната ос на локомотива, като чрез едностепенна зъбна предавка (фиг. III-28 а) задвижва водещата колоос. След като възможностите за увеличаване мощността на тяговия електродвигател чрез увеличаване на параметрите D_a и ℓ_a са изчерпани (тези параметри се ограничават съответно от диаметъра на ходовите колела D_k и от ширината на релсовия път B), по-нататъшно увеличаване на мощността на тяговия двигател може да се постигне единствено чрез увеличаване честотата на въртене на неговата котва. Запазването при това на допустима за рудничните условия скорост на движение на локомотива е наложило съответно увеличаване на предавателното число на силовата предавка. В резултат са създадени двустепенните силови предавки с цилиндрични зъбни колела при напречно разположение на тяговия двигател (вж. фиг. III-28 в и III-29 г) и с конично-цилиндрични колела - при надлъжно разположение на тяговия двигател (вж. фиг. III-28 д и III-29 е), с които са съоръжени повечето от съвременните минни електролокомотиви.

От сравняването на кинематичните схеми на силовите предавки, използвани при опорно-осовото окачване на тяговия двигател се вижда, че при напречното разположение на двигателя (фиг. III-28 а, б и в) задвижването се осъществява чрез сравнително прости (съдържащи само цилиндрични зъбни колела) редуктори. Сравнително по-голямата сложност на конично-цилиндричните редуктори, използвани при надлъжното разположение на тяговия двигател (фиг. III-28 д и е), се компенсира с липсата на строго ограничение относно дължината на статорния пакет ℓ_a и на двигателя като цяло.

При промишлените електрически и дизел-електрически локомотиви диаметърът на ходовите колела и ширината на релсовия път практически не ограничават параметрите D_a и ℓ_a (вж. форм. III-32), тъй като са с достатъчно голяма стойност. От друга страна, състоянието на релсовия път в откритите рудници налага използването на сравнително бавноходни локомотиви. Всичко това е обусловило съоръжаването на тези локомотиви с мощни, но бавноходни тягови електродвигатели, които се разполагат напречно на надлъжната ос на локомотива и се укрепват непосредствено към съответната водеща колоос. Предаването на въртящия момент се осъществява чрез едностепенна едностранна (фиг. III-29 а) или двустранна (фиг. III-29 б) цилиндрична зъбна предавка. Този начин за окачване на двигателя и за задвижване на локомотивната колоос е приложим за двигатели с мощност до 600—700 kW.

Двустранните силови предавки (фиг. III-29 б) се използват само при мощните тягови двигатели (какви са например тези на промишлените локомотиви). Те трябва да отговарят на твърде високи изисквания относно точността на изработката и монтажа, както и относно механичните качества на използвания материал. Всяка неточност при изработването или монтажа на зъбните колела може да доведе до претоварването на едната двойка зъбни колела от предавателния механизъм. За да се избегне евентуалното неравномерно разпределение на въртящия момент между двете двойки зъбни колела на предавката, те обикновено се произвеждат с наклонени зъби или с вградено еластично звено между венеца и главината.

2. Нерегулируеми силови предавки за индивидуално задвижване на локомотивните колооси при опорно-рамно окачване на тяговите двигатели. При този начин на окачване тяговият двигател следва преместванията на локомотивната рама по отношение на колоосите (обусловени от деформирането на ресорите), поради което предаването на въртящ момент към водещата колоос може да бъде осъществено

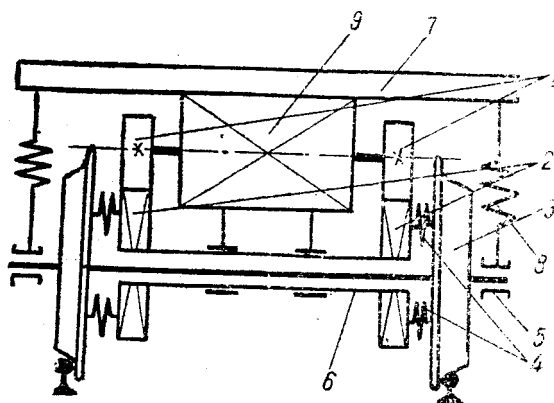
единствено чрез включването на еластично звено в кинематичната верига на задвижването.

В зависимост от мястото, в което е включено еластичното звено, силовите предавки, осъществяващи индивидуално задвижване на локомотивните колооси при опорно-рамно окачване на тяговите двигатели, могат да бъдат разделени на две основни групи:

а) предавателни механизми с еластична връзка или шарнир между водещата колоос и зъбните козела;

б) предавателни механизми с еластична връзка или шарнир между тяговия двигател и зъбните козела.

Към първата група спада силовата предавка с кух вал (фиг. III-29). В този случай тяговият двигател заедно с основните елементи на силовата предавка лежи върху ресорите. В опорните лагери на двигателя е закрепен кухият вал, който обхваща оста на водещата колоос.



Фиг. III-29. Схема на предавателен механизъм с еластична връзка между водещата колоос и зъбните козела:

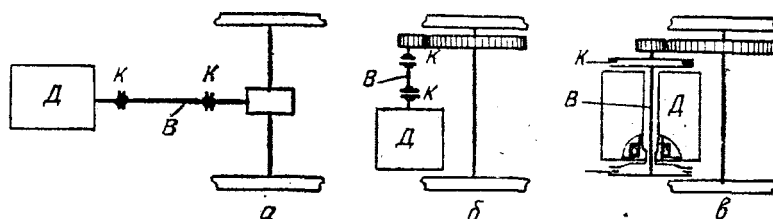
1-водещи зъбни козела; 2-водими зъбни козела; 3-колоос; 4-междинни еластични елементи, свързващи колооса с водимите зъбни козела; 5-букси; 6—кух вал; 7—рама; 8-ресори; 9-тягов двигател.

Вътрешният диаметър на кухия вал трябва да бъде по-голям от диаметъра на оста на колооса най-малко с удвоената максимална деформация на ресорите, за да се осигури свободното вертикално преместване на двигателя по отношение на колооса. Зъбната предавка е двустранна, като водимите козела са неподвижно закрепени върху кухия вал и са свързани със съответните ходови козела чрез еластични елементи.

Силовите предавки с кух вал са намерили приложение при електрическия подвижен състав за високи скорости. Номиналната мощност на тяговите двигатели, работещи съвместно с този предавателен механизъм, достига до 950 kW. Основните недостатъци на силовите предавки с кух вал са сложната им конструкция и лошите енергийни показатели на тяговия двигател при подвижен състав с ниски и средни скорости на движение. Поради тези причини те не намират приложение при рудничните локомотиви.

В последно време все по-широко приложение намират предавателните механизми с карданно съединение между тяговия двигател и зъбните козела на силовата предавка, които се отнасят към втората група предавателни механизми при опорно-рамно окачване на тяговите двигатели. При тези силови предавки тяговият двигател може да бъде разположен както над, така и отстрани на водещата колоос, като валът на двигателя може да бъде успореден или перпендикулярен на оста на релсовия път. На фиг. III-30 са показани принципните схеми за възможното разположение на опорно-рамно окачени тягови двигатели, работещи съвместно със силови предавки, съдържащи карданни съединения.

Резултатите от експлоатацията са показали, че нормалната работа на карданните съединения и за намаляване на тяхното износване е необходимо карданните оси да имат



Фиг. III-30. Разположение на тяговия двигател при предавателни механизми с карданни съединения: Д-двигател; В-карданен вал; К-карданно съединение

определена минимална дължина ℓ_{\min} , която е свързана с еластичните свойства на ресорите и с максимално допустимото ъглово изместване α_{\max} на карданныя вал относно вала на тяговия двигател със зависимостта

$$\ell_{\min} = \frac{h_p}{\sin \alpha_{\max}}, \quad (\text{III-33})$$

където

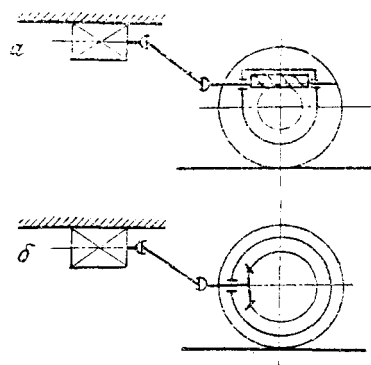
h_p е максималната вертикална деформация на ресорите.

Нормална работа за карданните съединения се осигурява при $\alpha \leq 10^\circ$

Необходимата дължина на карданныя вал $\ell > \ell_{\min}$ може да бъде най-лесно осигурена при надлъжно разположение на тяговия двигател (фиг. III-30 а). Това разположение е просто и удобно, облекчава монтирането и демонтирането на силовата предавка и на самия двигател и е намерило широко приложение в рудничните локомотиви (електрически, пневматични и дори дизелови). Надлъжното разположение на опорно-рамно окачения двигател обаче има два основни недостатъка: а) налага използването на червячни (фиг. III-31 а) или конични зъбни (фиг. III-31 б) предавки, които са по-скъпи и по-сложни от предавките с цилиндрични зъбни колела и притежават по-нисък к.п.д. от тях (последното свойство на коничните зъбни и на червячните предавки ограничава приложението им в областта на маломощните задвижвания, каквито са тези на рудничните локомотиви); б) налага увеличено разстояние между водещите колооси, което пък затруднява преминаването на локомотива (или на локомотивната талига) през криви с малък радиус.

При електрическия подвижен състав за средни и големи мощности е желателно предаването на въртящия момент чрез силови предавки, съдържащи цилиндрични зъбни колела, тъй като те са прости, евтини, сигурни в експлоатацията и притежават висок к.п.д. Приложението на цилиндричните зъбни колела обаче е възможно само при напречно разположение на тяговия двигател (фиг. III-30 б, в). При напречното разположение на опорно-рамно окачения двигател въпросът за дължината на карданныя вал придобива първостепенно значение поради това, че в ограниченото разстояние между ходовите колела на водещата колоос трябва да се поместят: тяговият двигател, карданните съедини-

тели, карданният вал и зъбната предавка. Очевидно е, че при простото линейно разположение на всички тези елементи (вж. фиг. III-30 б) осигуряването на необходимата дължина на карданния вал ще наложи ограничаване на дължината на тяговия електродвигател, а с това и на неговата мощност (вж. форм. III-32). Ето защо използването на това разположение на тяговия двигател и на този вид силова предавка е неподходящо при промишлените електрически и дизел-електрически локомотиви (тъй като техните тягови електродвигатели са мощни, но бавноходни и затова са с големи габарити) и е



Фиг. III-31

невъзможно при локомотивите в подземните рудници, тъй като те са теснолинейни.

При необходимост от вместиането между ходовите колела на мощен опорно-рамно окачен тягов електродвигател карданният вал на силовата предавка се вмести в кухия вал на двигателя (фиг. III-30 в). Целият предавателен механизъм лежи направо върху водещата колоос, докато окаченият на рамата тягов двигател лежи изцяло върху ресорите на локомотива.

Силовите предавки с кардани съединения притежават следните положителни качества: а) тяговите двигатели лежат върху ресори; б) възможно е вместиането на мощни високоскоростни двигатели; в) възможно е осъществяването на голямо предавателно число на зъбната предавка (тъй като диаметърът на водещото зъбно колело не се определя от диаметъра на вала на двигателя); г) осъществена е необходимата еластичност при минимални експлоатационни разходи. Известен недостатък на този вид предавателни механизми е, че кожухът на зъбната предавка е доста масивен.

Б. Регулируеми локомотивни силови предавки

Необходимостта от използването на специални регулируеми силови предавки, които да свързват локомотивния двигател с водещите колооси, възниква само тогава, когато неговите характеристики не отговарят на изискванията, поставени към характеристиките на локомотива.

Локомотивът трябва да работи сигурно, устойчиво и икономично при превозването на пътници и товари по релсови пътища с променлив профил. Доколкото за всеки конкретен случай теглото на влака остава постоянно, всяко преминаване на локомотива по релсов път с определен профил се характеризира с изменение на неговата теглителна сила в широки граници. При тези условия нормалната работа на локомотива може да бъде осигурена или чрез създаване на голям резерв от мощност при постоянна (или малко променяща се) скорост, или чрез осъществяването на висока приспособеност на неговите характеристики към условията на движението при ограничена мощност. При това колкото по-малка е относителната мощност на локомотива (т.е. частното на неговите номинална мощност и сцепно тегло), толкова по-висока трябва да бъде приспособимостта на неговите характеристики към условията на движение.

От трите основни задвижвания на рудничните локомотиви (постояннотоково, пневматично и дизелово) с подходящи тягови характеристики се отличават само първите две, докато тяговите характеристики на дизеловото задвижване се нуждаят от коригиране. За илюстрация на фиг. III-32 са показани тяговите характеристики на електрически (крива 1), пневматичен (крива 2) и дизелов локомотив (крива 3), получени при нерегулируеми силови предавки. За да се създаде база за сравнение, характеристиките $F=f(v)$ са изразени в относителни числа, като за единица са приети

максимално допустимата скорост на движение и съответстващата ѝ теглителна сила на всеки локомотив. Съвместно с тяговите характеристики са показани и кривите $\Sigma W = f(v)$, изразяващи зависимостта на статичното съпротивление на движението (при определено тегло Q на влака и променлив наклон i на пътя) от скоростта на движението v .

Статичното съпротивление на движението се изчислява съгласно форм. II-81. Равенството, изразяващо зависимостта на това съпротивление от скоростта на движението на състава, има вида

$$\Sigma W = Q(a + bv + cv^2 \pm i), \quad (\text{III-34})$$

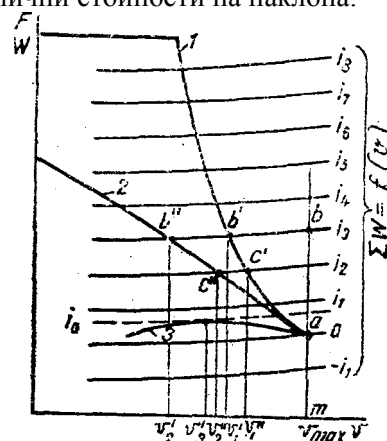
където a , b и c са константи.

При скорости на движение под 100 km/h третият член на горното равенство се пренебрегва, в резултат на което, съществено влияние върху характеристиката $\Sigma W = f(v)$ оказва големината на наклона на пътя i . На фиг. III-32 кривите на общото статично съпротивление на движението са построени за 10 различни стойности на наклона.

От сравнението на тяговите характеристики на локомотивите с кривите на съпротивлението се вижда, че дизеловият двигател не притежава добри тягови качества, докато пневматичният и постояннотоковият локомотив добре се приспособяват към променящите се условия на движение. Този извод се налага от обстоятелството, че тяговите характеристики на различните видове локомотиви пресичат различен брой криви на пълното съпротивление на движението на влака (най-малък е този брой при дизеловия локомотив). Тъй като всяка такава пресечена точка изразява равновесие между променящата се сила на съпротивлението ΣW и теглителната сила F на съответното задвижване, става ясно, че задвижванията със стръмни тягови характеристики (каквито в случая са електрическото и пневматичното) ще работят устойчиво, саморегулирайки се, при значителни изменения на наклона на пътя. Саморегулиращата способност на едно локомотивно задвижване се изразява в способността му автоматично да променя скоростта на движението и теглителната сила на локомотива, като привежда по този начин теглителната сила в съответствие със силата на съпротивлението при движение. Механизмът на саморегулиране се състои в следното:

а) при равномерно движение на влака по участък от пътя с наклон i ускорението ще бъде равно на нула и следователно теглителната сила F и статичното съпротивление на движението ΣW се уравновесяват (това следва от равенство II-14). Очевидно този режим на задвижването ще се характеризира от пресечната точка на характеристиките $F = f(v)$ и $\Sigma W = f(v)$ (ако приемем, че $i = 0$, за разглеждания от нас случай установеният работен режим и на трите задвижвания ще се характеризира от т. а — фиг. III-32);

б) при навлизане на влака в участък от пътя с наклон $i' > i$ (да приемем за разглеждания случай, че $i' > i_3$) равновесието между теглителната и съпротивителната сила се нарушава (на фиг. III-32) големината на първата се изразява с отсечката $m-a$, а на втората - с отсечката $m-b$, в резултат на което на влака започва да се съобщава закъснение (вж. форм. II-83). В зависимост от вида на тяговите характеристики на задвижването процесът на намалението на скоростта на движението може да завърши с пълно спиране на влака или с преминаването на същия в режим на равномерно движение при нова, по-ниска скорост. В разглеждания от нас случай процесът на намаление на скоростта на движението на влака води до съответно нарастване на



Фиг. III-32. Тягови характеристики: 1-на електрически локомотив; 2-на пневматичен локомотив; 3-на дизелов локомотив с нерегулируема предавка

теглителната сила на електрическото и пневматичното задвижване (вж. фиг. III-32), в резултат на което те успяват да компенсират нарастването на съпротивителната сила и отново попадат в установен работен режим. Последният се характеризира: за електрическото задвижване — от т. b' и съответстващата ѝ скорост v_1' , а за пневматичното задвижване — от т. b'' и съответстващата ѝ скорост на движение v_2'' . Дизеловото задвижване не е в състояние да се приспособи към новите условия на движение, тъй като намалението на скоростта на движението води до незначително първоначално повишение на теглителната сила (докато се достигне скоростта v_3'), а след това и до понижението ѝ;

в) при навлизането на влака в участък от пътя с наклон $i'' < i'$ (да приемем за разглеждания случай, че $i'' = i_2$) равновесието между теглителната и съпротивителната сила отново се нарушава (в нашия случай въпросът се касае за равновесието на тези сили в т. b' и b''), като съпротивителната сила W се оказва по-малка от теглителната F . Тогава (съгл. форм. II-83) на влака започва да се съобщава ускорение и скоростта му започва да нараства. При електрическото и пневматичното задвижване това се съпровожда от съответно намаление на теглителната сила (вж. криви 1 и 2 от фиг. III-32) и преходният процес завършва с ново изравняване на силите F и ΣW при по-висока скорост на движение. В разглеждания случай новите установени режими ще се характеризират от работните точки c' и съответстващата ѝ скорост v_1' — за електрическото задвижване, и от т. c'' и съответстващата ѝ скорост v_2'' — за пневматичното.

Освен добрата им приспособяемост към променливите условия на движение важно преимущество на пневматичното и електрическото локомотивно задвижване е и способността им да осигурят максимална теглителна сила при потегляне на влака.

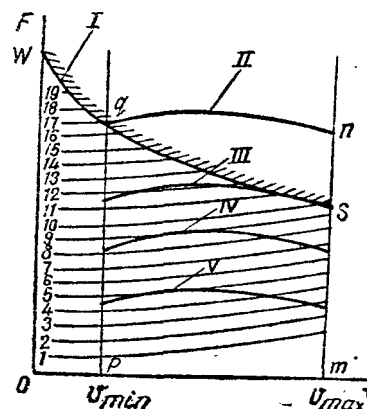
При дизеловото локомотивно задвижване, осъществявано чрез нерегулируема силова предавка (вж. крива 3 от фиг. III-32), даже незначителното изменение на наклона на релсовия път предизвиква рязко намаление на скоростта на движението, а възможността за нормална работа на задвижването в режим на саморегулиране (т.е. на автоматично нагаждане към условията на движение) е силно ограничена (на фиг. III-32 горна граница в това отношение е наклонът i_0). При малки скорости на движение теглителната сила на задвижването намалява.

При постоянно свързване на дизеловия двигател с водещите колооси теглителната сила на задвижването при потегляне е нула и влакът не може да бъде приведен в движение без страничен източник на енергия (напр. сгъстен въздух). За да се осигури пускането на дизеловия двигател без товар, необходимо е използването на специален съединител, който плавно да свързва двигателя с водещите колооси едва след неговото ускоряване.

На фиг. III-33 са съвместени кривите на общото съпротивление на движението на влака $W=f(v)$ при различни стойности на наклона (криви 1, 2, 3, ..., 18), тяговите характеристики $F=f(v)$ на локомотивното задвижване при използване на различни по

мощност дизелови двигатели (криви II, III, IV и V) и ограничения на тези характеристики (по сцепление — крива I, и по скорост — вертикалните прави $m-n$ и $p-q$). От анализа на характеристиката се вижда, че увеличението на мощността на двигателя при неизменно сцепно тегло на локомотива повишава способността му да преодолява тежки наклони (вж. кривите V,

IV и III от фиг. III-33). Налага се също така изводът, че при скорост на движение v_{\max} максималната теглителна сила на локомотива (на фиг. III-39 тя се изразява с отсечката $m-s$) ще може да бъде използвана при мощност на двигателя, съответстваща на



Фиг. III-33

тяговата характеристика III, а при скорост v_{\min} — при мощност на двигателя, съответстваща на тяговата характеристика II (в този случай максималната теглителна сила се изразява с отсечката $p-q$). Следва да се отбележи, че създаването на локомотивно дизелово задвижване с нерегулируема силова предавка, което добре да се приспособява към условията на движение, по принцип е възможно. За целта е достатъчно на локомотива да бъде монтиран дизелов двигател с мощност, равна на т. нар. конструктивна мощност на локомотива $N_{e_1} = (F_{\max} \cdot v_{\max})$, и да се използва регулирането на двигателя чрез изменение количеството на подаваното в него гориво. Конструктивната мощност ще позволи получаването на тягова характеристика на задвижването, съвпадаща с крива II (фиг. III-33), а регулирането на двигателя чрез изменение количеството на подаваното гориво ще позволи реализирането на характеристиките III, IV и V (а при необходимост — и на още други) като междинни. Това решение обаче има следните съществени недостатъци, които не позволяват практическото му използване:

1) дизеловият двигател с такава мощност е много голям и монтирането му на локомотива при съществуващите ограничения на основните размери е невъзможно (неговата мощност е 5 — 6 пъти по-голяма от номиналната мощност на електрически локомотив със същото сцепно тегло);

2) регулирането на двигателя чрез променяне количеството на подаваното в цилиндриите гориво би довело до големи колебания на коефициента, характеризиращ излишъка на въздух, и рязко би влошило параметрите на термодинамичния цикъл. Двигателят би работил с нормален състав на гориво-въздушната смес само в режима, характеризира от т. q (фиг. III-33), т.е. само когато локомотивът развива максимална теглителна сила, движейки се със скорост v_{\min} .

Несъответствието на тяговите характеристики на дизеловия двигател на изискванията, поставяни към тяговите характеристики на локомотивното задвижване, налагат използването на тези двигатели в съчетание с регулируеми силови предавки.

Понастоящем в дизеловото задвижване на локомотивите се използват механични, хидравлични, електрически и комбинирани (хидромеханични или електромеханични) регулируеми силови предавки. Всички те в различна степен удовлетворяват изискванията, на които трябва да отговаря идеалната регулируема силова предавка и които се изразяват във:

1. Възможност за плавно изменение на теглителната сила и скоростта на движението на локомотива в широк диапазон и създаване на такива съчетания между тях, че при изменящите се условия на движението дизеловият двигател винаги да работи в най-икономичен режим (режимът винаги се определя от постоянни по големина честота на въртене и момент на двигателя).

2. Възможност за плавно изменение на теглителната сила при потеглянето на локомотива (респективно на целия влак) с цел да се подбират подходящи ускорения. При това предавката трябва да осигурява използването и на максимално допустимата (по условието за сцепление на водещите колела с релсите) теглителна сила на локомотива.

3. Възможност за изменение на посоката на движение на локомотива (реверсиране) при неизменна посока на въртене на вала на дизеловия двигател.

4. Възможност за пускане на двигателя без товар, съчетана с възможност за плавно включване на товара след ускоряването на двигателя.

5. Възможност за осъществяване на динамично спиране (т.е. спиране чрез предаване на енергия от свързания с колоосите двигател — към поглъщащото или разсейващото устройство на локомотива).

6. Висок к.п.д. и малки (по възможност) размери, тегло и стойност.

Регулируемите силови предавки, при които измененията на режима на изходния вал (т.е. на вала, свързан с колоосите) се предават изцяло на входния вал (т.е. на вала, свързан с двигателя), се наричат понякога “прозрачни”. Предавки, при които измененията при натоварването на изходния вал не се предават на входния, се наричат “непрозрачни”.

Повечето от силовите предавки са “прозрачни” в една или друга степен. Колкото една силова предавка е по-непрозрачна, толкова тя е и по-съвършена.

Диапазонът на изменение на теглителната сила и скоростта на движение в процеса на работа на локомотива се задава при проектирането му и е резултат от технико-икономически изследвания. Въз основа на него се определят границите, в които трябва да се изменя предавателното отношение на регулируемата силова предавка.

Изменението на предавателното отношение позволява преди всичко да се реши проблемата за увеличаване на теглителната сила на задвижването в сравнение с тази на задвижването с нерегулируема силова предавка без увеличаване мощността на дизеловия двигател. За целта предавателното число на предавката, която свързва вала на дизеловия двигател с водещите колооси, трябва да бъде увеличено от стойност μ_1 , съответстваща на максимална скорост на движение v_{\max} , до някакво друго значение μ_2 , при което може да бъде реализирана максималната теглителна сила $M_{\text{д ном}}$, ограничавана от условното за сцепление между водещите колела и релсите.

За да може и при двата режима да се използва пълната мощност на дизеловия двигател, предавателните числа μ_1 и μ_2 трябва да бъдат така подбрани, че както при F_{\max} , така и при v_{\max} дизеловият двигател да работи в номинален режим, т.е. да развива на вала си въртящ момент $M_{\text{д ном}}$ при честота на въртене $n_{\text{ном}}$. В съответствие с форм. III-27 и III-28 параметрите на номиналната ефективна мощност на дизеловия двигател $N_{\text{д ном}}$ могат да бъдат изразени чрез граничните предавателни числа на задвижването и съответстващите им гранични стойности v_{\max} и F_{\max} , както следва

$$n_{\text{ном}} = \frac{v_{\max} \mu_1}{\pi D_k}; \quad (\text{III-35})$$

$$M_{\text{д ном}} = \frac{F_{\max} D_k}{2\mu_2}. \quad (\text{III-36})$$

Съгласно форм. III-10, III-35 и III-36 ефективната номинална мощност на вала на дизеловия двигател ще бъде

$$N_{\text{енно}} = M_{\text{д ном}} 2\pi n_{\text{ном}} - F_{\max} v_{\max} \frac{\mu_1}{\mu_2} = \frac{N_e}{k_\mu}, \quad (\text{III-37})$$

където

$k_\mu = \frac{\mu_2}{\mu_1}$ е коефициентът на изменение на предавателното число на силовата предавка;

N_e - конструктивната мощност на дизеловия двигател (т.е. мощността, която би позволила реализирането на двата гранични режима — движение с F_{\max} и движение с v_{\max} при $\mu_1 = \mu_2$, т.е. при локомотивно задвижване с нерегулируема силова предавка).

От равенство (III-37) следва, че при зададени F_{\max} и v_{\max} (първата величина се обуславя от ограничението по сцепление, т.е. от сцепното тегло на локомотива, а втората - от неговата конструктивна скорост) увеличението на коефициента k_μ ще позволи съответно намаляване на номиналната ефективна мощност на дизеловия двигател $N_{\text{е ном}}$. При зададена мощност на двигателя увеличението на коефициента k_μ позволява разширяването на диапазона на регулиране на теглителната сила и на скоростта на движение на локомотива.

Ако през време на движението съществува възможност за плавно регулиране на предавателното число μ от стойност μ_2 (съответстваща на реализирането на максималната теглителна сила) до стойност μ_1 (съответстваща на движение с максимална скорост), пълната мощност на дизеловия двигател ще може да бъде реализирана и при всяка друга скорост. При това ще бъде в сила равенството

$$Fv = 2\pi N_{\text{е ном}} = \text{const}. \quad (\text{III-38})$$

Пренебрегвайки загубите в силовата предавка и решавайки горното равенство по отношение на F , получаваме уравнение на равностранична хипербола:

$$F = \frac{2\pi N_{\text{енно}}}{v} = \frac{\text{const}}{v}. \quad (\text{III-39})$$

Равенство (III-39) представлява в същност тягова характеристика на дизеловото локомотивно задвижване, при реализирането на която би се осигурило постоянно номинално натоварване на двигателя при променящи се теглителна сила и скорост на движение на локомотива.

Ако с F_{\min} означим теглителната сила, която задвижването трябва да развива при v_{\max} , за да се запази номинално натоварване на дизеловия двигател, а с F_{\max} - скоростта, съответстваща (при същото условие) на v_{\min} , постоянното номинално натоварване на двигателя може да бъде изразено чрез неизменността на параметрите на неговата номинална ефективна мощност $N_{\text{енно}}$ при тези два гранични случая: $n_{\text{ном}} = \text{const}$ и $M_{\text{дно}} = \text{const}$. В съответствие с форм. (III-35) и (III-36) горните равенства се преобразуват съответно:

$$\frac{v_{\max} \mu_1}{\pi D_k} = \frac{v_{\min} \mu_2}{\pi D_k} \quad (\text{III-40})$$

и

$$\frac{F_{\max} D_k}{2\mu_2} = \frac{F_{\min} D_k}{2\mu_1} \quad (\text{III-41})$$

От равенства (III-40) и (III-41) следва, че

$$k_{\mu} = \frac{F_{\max}}{F_{\min}} = \frac{v_{\max}}{v_{\min}}, \quad (\text{III-42})$$

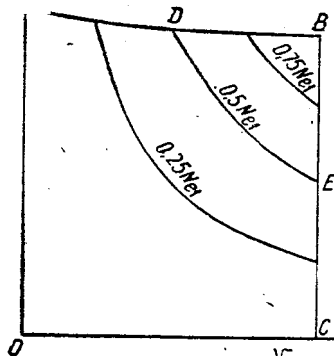
т.е. коефициентът на изменение на предавателното число характеризира също и диапазона на изменение на теглителната сила и скоростта на движение при използване пълната мощност на двигателя.

Тяговите характеристики, удовлетворяващи равенство (III-39), са известни като “криви на постоянната мощност” на двигателя. На фиг. III-34 е дадено семейство такива криви съвместно с техните ограничения по сцепление, - кривата АВ, и по максимална скорост - правата ВС. Площта ОАВС включва в себе си всички режими на движение, които са допустими при зададени ограничения на F_{\max} и v_{\max} . Те могат да бъдат реализирани, ако мощността на двигателя съответствува на т. В т.е. при $k_{\mu} = 1$. От форм. III-37 следва, че за този случай номиналната ефективна мощност на дизеловия двигател трябва да бъде $N_{\text{енно}} = N_{\text{ел}}$. Линията АВС представлява гранична тягова характеристика за този случай. При $k_{\mu} = 2$ мощността на дизеловия двигател ще бъде равна на

$$N_{\text{енно}} = 0,5 N_{\text{ел}}.$$

Пределната тягова характеристика за този случай ще бъде линията АDEC. Както характеристиката АВС, така и характеристиката АDEC позволяват движението на влака при еднакво тежки условия, като позволяват реализирането на максимално допустимите стойности на теглителната сила и на скоростта на движение. Следователно с подбирането на регулируема силова предавка е възможно задоволяването на основните изисквания на експлоатацията и при понижена мощност на двигателя. Следва да се отбележи, че въпреки неудобствата, с които е свързано монтирането на мощен дизелов двигател в локомотива, скоростта на движение в зоната DE е по-ниска, отколкото в първия случай и следователно производителността на локомотива ще бъде по-ниска. (При рудничните локомотиви, където действителните скорости на движение са значително по-ниски от конструктивната скорост, това обстоятелство не е от особено значение. От по-голямо значение при тях е изискването за малогабаритността на двигателя.) От фиг. III-34 се вижда, че диапазонът, в който се изменят

теглителната сила и скоростта при постоянна мощност на двигателя и зададени F_{\max} и v_{\max} , се намалява с увеличението на мощността на дизеловия двигател. Тъй като величината F_{\max} е пропорционална на сцепното тегло на локомотива следва, че с намаляването на относителното тегло на локомотива (т.е. частното на теглото и мощността на задвижването му) ще се намалява и необходимата стойност на k_{μ} .



Фиг. III-34. Тягови характеристики на дизелов локомотив при пълно използване на мощността на двигателя

Големината, на коефициента k_{μ} , се избира в зависимост от предназначението на подвижния състав. Така маневреният локомотив трябва да е в състояние да развива голяма теглителна сила при малки скорости на движение и от друга страна - да се движи бързо, когато е без вагонен състав. Самото тегло на влаковата композиция, към която се прикачва, също се променя в широки граници. Ето защо диапазонът на изменение на теглителната сила и на скоростта на движение на маневрения локомотив трябва да е сравнително широк, а мощността на двигателя - малка. Тези локомотиви обикновено се строят с $k_{\mu} = 2-3$.

При товарните дизелови локомотиви теглителната сила трябва да се мени в широки граници (поради променливите тегло на влака и наклон на релсовия път). При съвременните товарни дизелови локомотиви (към които се отнасят и рудничните) стойността на коефициента k_{μ} обикновено е в границите 5—8.

По такъв начин става ясно, че пределната тягова характеристика на подвижния състав ще бъде подобна на една или друга от семейството криви, показани на фиг. III-34, в зависимост от предназначението на състава. Тази характеристика се определя от тяговите параметри на локомотива F_{\max} и v_{\max} , както и от мощността на дизеловия двигател и не зависи от типа и характеристиките на силовата предавка. Тя обаче осигурява възможността за реализацията на съответната тягова характеристика.

Практически нито една от съществуващите регулируеми силови предавки не може да реализира напълно пределната тягова характеристика поради: а) загуби в самата предавка; б) ограничения на работните режими на предавката; в) отклонения на характеристиките на предавката от съответната крива на постоянната мощност на тяговия двигател.

Приближаването на действителната тягова характеристика до пределната е една от най-важните задачи при проектирането на локомотивното задвижване. Важно е също така теглителната сила при потегляне да достига стойности, близки до ограниченото по условието за сцепление.

Във връзка с променящите се условия за потегляне и движение на влака често се налага използването на теглителни сили и скорости на движение, по-малки от тези, съответстващи на пределната тягова характеристика. В системата за управление на задвижването трябва да бъде предвидена възможност за намаляване на реализираната мощност чрез въздействие на двигателя или чрез променяне параметрите на предавката така, че да се създаде семейство тягови характеристики. Колкото броят на тези характеристики е по-голям, толкова по-гъвкаво ще бъде управлението на задвижването на локомотива и толкова по-плавен ще бъде преходът от един работен режим на друг.

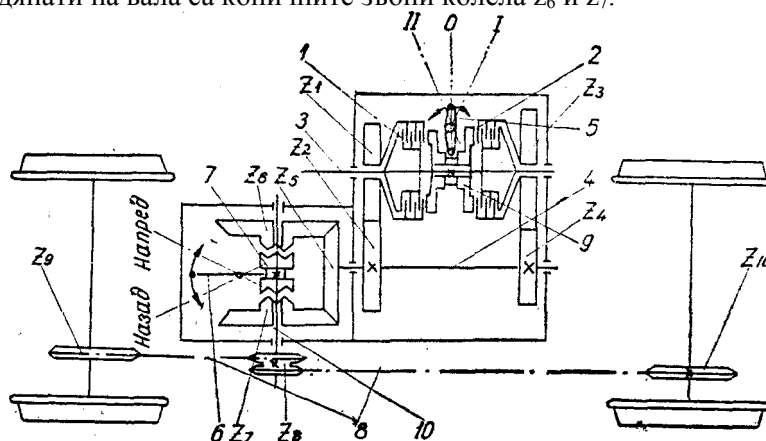
29. МЕХАНИЧНИ РЕГУЛИРУЕМИ СИЛОВИ ПРЕДАВКИ

Механичната регулируема предавка се състои от две или повече двойки зъбни козела които чрез специални съединители последователно се включват в работа по команда от машиниста. На всяка своя степен предавката е "прозрачна" При преминаването от една степен на зацепление към друга въртящите моменти на изходния вал на предавката се изменят обратно пропорционално на включваните скорости, като мощността, определена от тяхното произведение, остава постоянна.

Включващите съединители на предавката могат да бъдат фрикционни, зъбни или електромагнитни.

Предавката като правило се укрепва върху локомотивната рама и осъществява групово задвижване на локомотивните козоси. За целта козосите се свързват с нейния изходен вал посредством верижни предавки, карданни валове или кривошипни механизми.

На фиг. III-35, е показана кинематичната схема на двустепенна механична предавка, която чрез звездите z_8 , z_9 , z_{10} и галовите вериги осъществява задвижването на две локомотивни козоси. На входния вал 3 на предавката са укрепени фрикционните съединители 1 и 2, водимите части на които са свързани съответно със зъбните козела z_1 и z_3 . Двата съединителя имат общ притискащ елемент 9, привеждан в движение от командния лост 5. На междинния вал 4 на предавката са укрепени цилиндричните зъбни козела z_2 и z_4 и коничното z_5 . На изходния вал 10 на зъбната предавка са монтирани водещата звезда z_8 и задвижваният от командния лост 6 зъбен съединител 7. Свободно надянати на вала са коничните зъбни козела z_6 и z_7 .

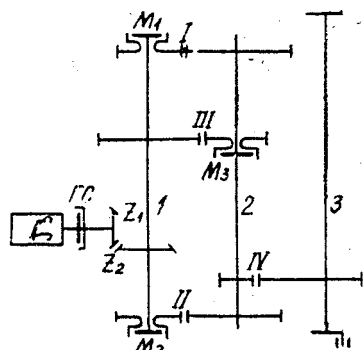


Фиг. III-35. Кинематична схема на двустепенна регулируема механична силова предавка

Пускането на дизеловия двигател без товар се осигурява чрез поставянето на командния лост 5 в положение "0". Товарът се включва и плавното потегляне на локомотива се осъществява, като се постави същият лост в положение I (преди това командният лост 6 на зъбния съединител 7 е трябвало да бъде поставен в положение, съответстващо на избраната посока на движение - напред или назад), а при необходимост от увеличаване на скоростта на движение същият се превключва в положение II. При преминаване в режим на свободно движение командният лост 5 се връща в положение 0, докато свързаният с вала 3 дизелов двигател продължава да работи. При същото положение може да се премине и в режим на механично спиране. При използването на дизеловия двигател за динамично спиране командният лост 5 остава в работно положение I или II, а предавката предава въртящ момент от козосите към вала 3, респективно към работещия в компресорен режим двигател.

Между командните лостове 5 и 6 трябва да съществува механична блокировка, която да не позволява извеждането на лоста 5 от положение 0, докато осъществяващият реверсирането на локомотива лост 6 не бъде поставен в едно от двете си работни положения.

Поради малкия брой степени, които притежава, разгледаната механична



Фиг. III-36. Принципна схема на регулируема механична силова предавка

предавка е подходяща само за леки минни локомотиви.

На фиг. III-36 е показана принципната схема на регулируемата механична предавка на съветския локомотив $\mathcal{E}^{MX}3$ ($N_{\text{еном}} = 880 \text{ kW}$), който е и първият в света мощен дизелов локомотив със силова предавка от такъв тип. Дизеловият двигател Д е свързан с предавката чрез главния електромагнитен съединител ГС, от който въртящият момент чрез коничните зъбни колела z_1 и z_2 се предава на вала 1. Въртящият момент може

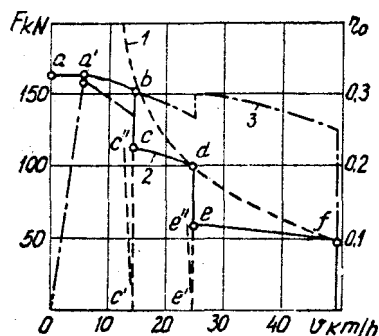
да бъде предаден от вал 1 на вал 2 посредством една от зъбните двойки I, II и III, имащи различно предавателно число и включвани по команда на машиниста съобразно условията на движението. Включването на избраната двойка зъбни колела се осъществява съответно чрез електромагнитните съединители M_1 , M_2 или M_3 . Изходният вал 3 на предавката е постоянно свързан с междинния вал 2 чрез двойката зъбни колела IV, а с водещите колооси - чрез кривошипен механизъм и спомагателни лостове.

Пускането на двигателя без товар се осигурява при изключен главен съединител ГС. Преди потегляне се включва съединителят M_1 (с което се включва двойката зъбни колела I и се осигурява най-голямо предавателно число на предавката μ_{max}), а след това - постепенно и с приплъзване се включва главният съединител ГС. В резултат теглителната сила плавно нараства до стойността, осигуряваща потеглянето на влака.

На фиг. III-37 е показана тяговата характеристика на дизеловия локомотив $\mathcal{E}^{MX}3$ (крива 2), съвместена с линията на постоянната мощност на двигателя (крива 1) и с характеристиката $\eta=f(v)$ (крива 3). При започване на потеглянето дизеловият двигател работи при минимална честота на въртене на главния вал n_{min} . Участъкът а—а' от крива 2 (фиг. III-37) характеризира ускоряването на влака за сметка на силите на триене, създавани в приплъзващия главен съединител ГС на предавката. Точка а' характеризира зацепването на ГС, а участъкът а'—в от крива 2 - увеличаването на честотата на въртене на вала на дизеловия двигател от n_{min} до n_{max} (това са ограничения по честотата на въртене), което се извършва вече едновременно с ускоряването и на локомотива. Понататъшното ускоряване на локомотива е допустимо само ако за дизеловия двигател бъде осигурена честотата на въртене n , попадаща в границите $n_{\text{min}} \leq n \leq n_{\text{max}}$. Това се осъществява чрез намаляване общото предавателно число на предавката, т.е. чрез прехвърляне работната точка на задвижването върху нова тягова характеристика. На фиг. III-37 отрязък от такава характеристика е участъкът с—d, а точка с е новата работна точка на задвижването. При разглежданата силова предавка промяната на общото предавателно число за случая се осигурява чрез изключването на съединителите ГС и M_1 и включването на съединителя M_2 (а с това и на двойката зъбни колела II). При правилно разбиване на степените на силовата предавка скоростта на задвижването, която е абсциса на т. в и с, трябва да съответствува на n_{max} на дизеловия двигател при предишното общо предавателно число на предавката и на n_{min} на двигателя - при новото предавателно число на предавката. (Същото се отнася и за скоростта съответстваща на т. d и с). До ускоряването на локомотива се извършва по начупената линия cdef. От фиг. III-37 се вижда, че действителната тягова характеристика на задвижването (крива 2) е твърде различна от идеалната (т.е. от кривата на постоянна мощност 1). Номиналната мощност на дизеловия двигател се използва само в една точка от тяговата характеристика на всяка отделна степен. (На фиг. III-37 това са точките b, d и f)

Очевидно увеличаването на броя на степените в регулируемата механична силова предавка ще подобри използването

на мощността на дизеловия двигател (т.е. ще доближи реалната тягова характеристика на задвижването до идеалната), обаче в замяна на това управлението на предавката ще се усложни много. Следва да се има пред вид също така и фактът, че всяко превключване на нова степен е свързано с краткотрайно анулиране на теглителната сила и намаляване на достигнатата скорост на движение (на фиг. III-37 този процес се характеризира с начупените линии



Фиг. III-37. Тягова характеристика на дизеловия локомотив $\Xi^{mx}3$:

1-линия на постоянната мощност; 2-реална тягова характеристика; 3-к.п.д. на локомотива

b-c'-c''-c и d-e'-e''-e), както и с непълно използване мощността на двигателя през преходния процес. От друга страна, недостатъчно плавното включване и изключване на главния съединител може да предизвика разкъсване на влака.

При малка мощност на задвижването механичната предавка е най-простата, лека, евтина и удобна за експлоатация и ремонт регулируема локомотивна силова предавка. При малък брой на последователните зъбни зацепления к.п.д. на тази предавка е в границите 0,8—0,94, като бързо намалява с износването на зъбните колела. Механичните предавки намират приложение при дизелови локомотиви с мощност на двигателя 35—220 kW и само в изключителни случаи — при двигатели с мощност до 550 kW.

30. ХИДРАВЛИЧНИ СИЛОВИ ПРЕДАВКИ

Хидравлична силова предавка се нарича устройството, предназначено за предаване на механична енергия чрез течност.

Основните свойства и характеристики на хидравличните силови предавки се обуславят от свойствата и характеристиките на хидравличните машини, които са тяхна съставна част.

Във всяка хидравлична предавка главно звено е работната течност (използват се минерални масла, вода и специални смеси). Трансформирането на механичната енергия се осъществява чрез изменение състоянието на преминаващата през предавката течност, което от своя страна се характеризира с налягането, посоката и скоростта на движението на течността.

Хидравличните силови предавки се делят на два основни вида:

- 1) хидродинамични;
- 2) хидростатични (обемни).

1. *Хидродинамични силови предавки.* Хидродинамичните силови предавки обикновено представляват обединени в общ корпус центробежна помпа и центростремителна турбина. Конструкцията на корпуса осигурява плавното преминаване на работната течност от помпеното в турбинното колело и обратно. Понякога между помпата и турбината се поставя направляващ апарат.

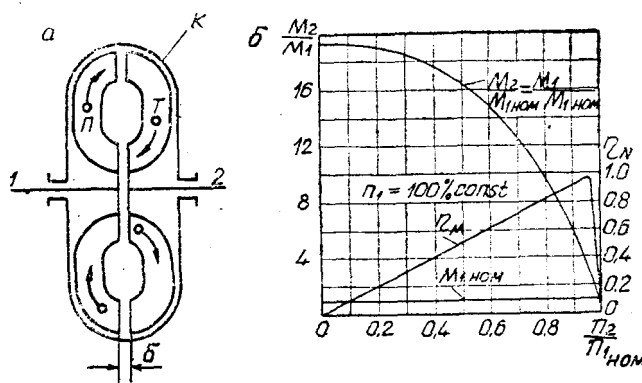
Плавното потегляне, както и плавното преминаване от един режим в друг, широкият диапазон на регулиране на честотата на въртене на водимия вал при неизменна честота на въртене на водещия, смекчаването на ударите и тласъците, възникващи в процеса на работата, отсъствието на износващи се части - всички тези свойства на хидродинамичната предавка са обусловили нейното широко приложение в локомотивното дизелово задвижване.

Хидродинамичните силови предавки се делят на две основни групи:

- а) хидродинамични съединители (турбосъединители) и
- б) хидродинамични преобразуватели на момента (турботрансформатори).

а) **Турбосъединител.** Помпеното колело П (фиг. III-38а) и турбинното колело Т на тази предавка са обединени в общ кожух К, като за избягване на утечките между тях е оставена минимална междина δ . Валове на помпата и турбината са механично разделени, като предаването на въртящ момент между тях може да бъде осъществено само чрез циркулиращата работна течност (посоката на тази циркулация е показана със стрелки на фиг. III-38а). Валът 1 на помпеното колело е свързан с вала на двигателя, а валът 2 на турбинното колело - с водещите колооси на локомотива. Обединените в обща конструкция работни колела П и Т на съединителя образуват обща работна кухня, с тороидална форма, която е разделена на сектори от лопатките на двете работни колела.

При въртенето на вала 1 намиращата се в помпеното колело течност се устремява към периферията на колелото, тъй като е подложена на действието на центробежните сили. При това скоростта ѝ ще нараства с отдалечаването от центъра на колелото и ще достигне максимална стойност на неговия изход. Създадената по този начин разлика между скоростта, с която течността напуска помпеното колело, и тази, с която постъпва в него, обуславя възникването на хидравличен напор, който заставя течността да протече през турбинното колело. Така започва процесът на непрекъсната циркулация на работната течност в пръстените, образувани от каналите на помпеното и турбинното работно колело, с което се създава еластична връзка между тези колела. За да се поддържат циркулацията на работната течност и еластичната връзка между колелата, необходимо е честотата на въртене на помпеното работно колело n_1 да бъде малко по-голяма от тази на турбинното колело n_2 . Обикновено $n_2 = (0,98—0,96) n_1$. В противен случай центробежните сили, действащи на течността, намираща се в двете симетрични половини на тороидалната кухня, ще се уравнишат, циркулацията ще се прекрати, връзката между двете половини



Фиг. III-38. Схема на турбосъединител

на течното тяло ще се разкъса и предаването на въртящ момент от помпеното на турбинното колело ще се прекрати. Разликата между честотата на въртене на помпеното и на турбинното колело се изразява чрез т. нар. “плъзгане” S на съединителя, което се определя в съответствие с равенството

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} 100\% . \quad (\text{III-43})$$

При номинален товар плъзгането обикновено е $S = 2 \div 4\%$.

Механичната мощност N_2 , получавана на изходния вал на турбосъединителя при двигателен режим, ще бъде

$$N_2 = N_1 (1 - S) , \quad (\text{III-44})$$

където N_1 е механичната мощност, подавана на входния вал на съединителя.

К.п.д. на турбосъединителя ще бъде изразен от отношението

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} . \quad (\text{III-45})$$

В съответствие с форм. (III-43) и (III-44) равенството (III-45) ще се преобразува, както следва:

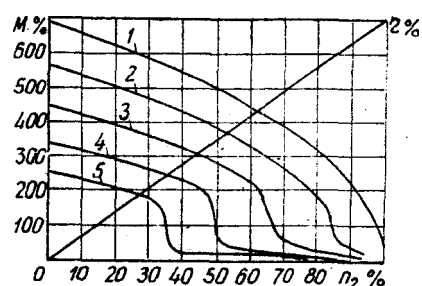
$$\eta = 1 - S = \frac{n_2}{n_1}. \quad (\text{III-46})$$

На фиг. III-38б са приведени относителните характеристики на турбосъединителя, съответстващи на максималното му зареждане с работна течност ($M_{1\text{ном}}$ и $N_{1\text{ном}}$ съответно означават номиналните момент и честота на въртене на водещия вал на съединителя). От характеристиките се вижда, че ако скоростта на помпеното колело се поддържа неизменна и се увеличава приложеният към вала на турбинното колело момент, честотата на въртене на турбинното колело намалява, като може да достигне и до нула. Процесът на увеличаване на плъзгането на турбинното колело по отношение на помпеното се съпровожда от нарастване на предавания на турбинното колело въртящ момент M_2 , който може да достигне стойности, неколккратно превишаващи номиналния момент на двигателя.

Турбосъединителят не трансформира въртящия момент на двигателя, а само осъществява еластична връзка между водещия и водимия вал. Следователно съпротивителният момент, действащ на вала 2, изцяло се предава на водещия вал 1, т.е. $M_2 = M_1$.

Турбосъединителят при локомотивното дизелово задвижване се използва като включващ съединител. Преимуществото му пред фрикционните съединители се изразява в по-плавното и безударно включване.

При намаляване запълването на турбосъединителя с работна течност характеристиките му се изменят. На фиг. III-39 са показани семейство външни характеристики на такъв съединител при различни степени на запълване на работното пространство с течност и при $n_1 = \text{const}$. Турбосъединителят е обратима предавка, която може да работи както в двигателен, така и при спиращен режим.

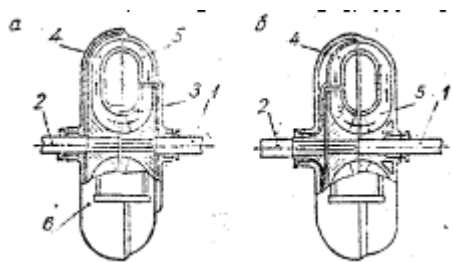


Фиг. III-39. Характеристика на турбосъединителя: 1-Q=100%; 2-Q=80%; 3-Q=60%; 4-Q=40%; 5-Q=20%

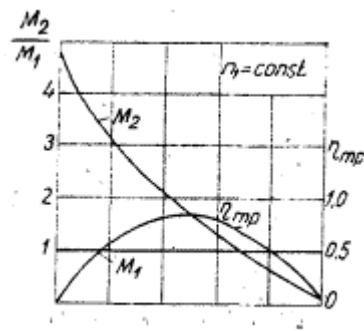
б) Турботрансформатори. Представяват хидравлични предавки, които изменят параметрите (обороти и въртящ момент) на предаваната чрез тях механична енергия. Схемата на хидравличен турботрансформатор е показана на фиг. III-40 а. На входния вал 1 е монтирано помпеното работно колело 3, а на водимия вал 2—турбинното работно колело 4. Неподвижните лопаткови канали 5, които са оформени в тялото на турботрансформатора, изпълняват функциите на дифузьор за помпеното работно колело и

същевременно функциите на направляващ апарат за турбинното. Със стрелки е показана посоката на циркулацията на работната течност в контура 3—4—5. Направляващият апарат 5 на тази схема е разположен непосредствено след изхода на помпеното работно колело, докато в схемата, показана на фиг. III-40 б, той се намира пред входа на помпеното колело. И в двата случая предназначението на направляващия апарат е да поема част от статичния напор на циркулиращата течност и чрез специално профилираните си лопатки да го превърща в динамичен напор, който се сумира с напора, създаван от работното помпено колело, и предизвиква увеличаване на предавания въртящ момент. При всички съвременни турботрансформатори направляващият апарат се разполага след турбинното колело (вж. фиг. III-39а). Тъй като в този случай работната течност навлиза в направляващия апарат при понижена абсолютна скорост, загубите от завихряне намаляват и общият к.п.д. на турботрансформатора се повишава (до 93%).

При постоянни честота на въртене n_1 и въртящ момент M_1 на водещия вал (т.е. на помпеното работно колело) измененията в честотата на въртене n_1 на водимия вал (т.е. на турбинното работно колело) предизвикват съответно изменение на въртящия момент M_2 , който се предава на този вал.



Фиг. III-40. Схеми на турботрансформатор



Фиг. III-41. Относителни характеристики на турботрансформатор

На фиг. III-41 са показани относителните характеристики на турботрансформатора. От тези характеристики се вижда, че при забавяне въртенето на водимия вал (вследствие увеличаването на натоварването му) моментът M_2 плавно нараства и при напълно спрял водим вал ($n_2=0$) достига почти петкратно увеличение в сравнение с момента M_1

(възможно е създаването на турботрансформатор с отношение $\frac{M_2}{M_1} = 12$ при $n_2=0$,

обаче неговият к.п.д. ще бъде твърде нисък).

К.п.д. на турботрансформатора се изменя в широки граници и достига максималната си стойност само в една точка, т.е. само при точно определен работен режим.

Турботрансформаторите, при които моментът и честотата на въртене на водещия вал се запазват неизменни при всички скорости на въртене на работното турбинно колело, се наричат “непрозрачни”.

Турботрансформаторите, които при неизменна честота на въртене на водещия вал получават върху помпеното колело съпротивителен момент, променящ се в съответствие с измененията на скоростта на въртене на турбинното колело, се наричат “прозрачни”.

За локомотивно задвижване (особено за дизеловото) са подходящи само “непрозрачните” турботрансформатори.

Турботрансформаторът е необратима машина, тъй като той не е в състояние да осигури предаването на енергия от турбинното на помпеното работно колело. По тази причина турботрансформаторът изключва възможността за прилагането на хидродинамично спиране на локомотива.

В заключение турботрансформаторът притежава така необходимите за локомотивното задвижване саморегулиращи свойства: при изменение на натоварването той плавно изменя скоростта на въртене на водимия вал, като запазва неизменна големината на предаваната мощност. Това от своя страна осигурява пълното използване мощността на дизеловия двигател и неизменността на неговото натоварване. Недостатък на турботрансформатора е, че той работи с достатъчно висок к.п.д. в сравнително тесен диапазон честоти на въртене на водимия вал.

2. *Хидростатични силови предавки.* Хидростатична (обемна) се нарича силовата предавка, в която енергопреобразуването (т.е. превръщането на енергията на твърдото тяло в енергия на течност и обратно) се осъществява посредством обемна помпа и обемна хидравличен двигател, свързани с тръбопроводи.

Тъй като обемните ротационни помпи и двигатели са обратими, те носят общото наименование хидростатични машини.

Всяка хидростатична машина се състои от следните основни части: ротор, статор, уплътнители и разпределително устройство.

Роторът е въртящият се елемент на машината, чрез който се осъществява предаването на механичния поток. Статорът е неподвижният елемент на машината, в която се поставя роторът с уплътнителите и разпределителното устройство и към който се свързват захранващите и отвеждащите тръбопроводи за работната течност. Уплътнителите затварят работните обеми, оформени в корпуса на ротора или в пространството между ротора и статора на машината. Конструктивно уплътнителите на работните обеми се оформят като бутала (плунжери), лопатки, винтове и зъбчати колела. Разпределителното устройство на хидростатичната машина свързва работните обеми, запълнени с течност под високо налягане с нагнетателния тръбопровод, а тези, които са запълнени с течност под ниско налягане - със смукателния тръбопровод. Според конструктивното оформление на уплътнителите им ротационните хидростатични машини се делят на бутални (плунжерни) лопаткови (шибърни), винтови и зъбчати.

Типът на разпределителното устройство оказва съществено влияние върху допустимата големина на налягането на работната течност в нагнетателната магистрала на машината. Хидростатичните ротационни машини се строят с шибърни или с клапанни разпределителни устройства. Шибърните устройства от своя страна биват с цапфов или с челен разпределител.

Хидростатичните ротационни машини с цапфов разпределител се проектират за налягане на работната течност $15\text{—}20 \text{ MN/m}^2$, машините с челен разпределител - за налягане $20\text{—}35 \text{ MN/m}^2$, а тези с клапанно разпределение - за налягане до 50 MN/m^2 .

В хидростатичното задвижване на рудничните локомотиви намират приложение само буталните ротационни машини, които според разположението на осите на работните цилиндри спрямо оста на въртене на цилиндровия блок са два основни вида: **радиални** (осите на цилиндрите лежат в равнина, перпендикулярна на оста на въртене) и **аксиални** (осите на цилиндрите лежат в цилиндрична повърхнина, чиято ротационна ос съвпада с оста на въртене на цилиндровия блок на машината).

Всяка бутална ротационна хидростатична машина се характеризира със своя работен обем q , изразяващ сумарното изменение на обема на работните пространства на машината за един оборот на нейния ротор. Работният обем на тези машини се определя по формулата

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h \cdot z \cdot m, \quad (\text{III-47})$$

където d е диаметърът на буталото;

h - ходът на буталото;

z - броят на буталата, респ. на работните камери в машината;

m - броят на работните ходове на буталото, извършвани за един оборот на ротора на машината.

Буталните ротационни машини се делят на регулируеми и нерегулируеми в зависимост от възможностите, които предлагат за оперативното изменение на техния общ работен обем q .

Ако пренебрегнем утечките на работна течност в машината (т.е. ако приемем, че нейният обемен к.п.д. η_{06}), нейните теоретичен дебит Q_t , честота на въртене n и общ работен обем q ще бъдат свързани със следната зависимост:

$$Q_t = q \cdot n, \quad (\text{III-48})$$

или

$$n = \frac{Q_t}{q}. \quad (\text{III-49})$$

От форм. III-48 следва, че ако радиално-буталната ротационна машина работи като помпа, при неизменна честота на въртене на ротора (а следователно и на вала на задвижващия двигател) дебитът Q_t ще зависи от нейния общ работен обем q .

От форм. III-49 следва, че ако буталната ротационна машина работи като двигател и ако дебитът на работната течност е постоянен, честотата на въртене на двигателя ще зависи от неговия общ работен обем q .

Следователно буталните ротационни машини могат да бъдат разделени на регулируеми и нерегулируеми в съответствие с възможностите, които предлагат за оперативно изменение на техния общ работен обем.

Локомотивното хидростатично задвижване се осъществява чрез регулируеми бутални ротационни помпи и нерегулируеми високомоментни бутални ротационни двигатели. По такъв начин регулирането на хидростатичното задвижване на локомотива се свежда до изменение на общото работно пространство на буталната ротационна помпа. Този начин на регулиране (наричан още обемен) осигурява постоянна честота на въртене на локомотивния двигател (вж. форм. III-48) и следователно постоянство на неговия работен режим.

Изменението на общото работно пространство (а с това - и дебита) на регулируемите бутални ротационни помпи се осъществява чрез изменение хода на буталото h (вж. форм. III-47). Като правило регулируемите бутални ротационни помпи са с еднократно действие, т. е. $m=1$.

Въртящият момент, развиван на вала на буталния ротационен двигател, се изразява с формулата

$$M_{\text{еф}} = \frac{N_{\text{еф}}}{\omega}, \quad (\text{III-50})$$

където

ω е ъгловата скорост на въртене на вала на двигателя ($\omega=2\pi n_d$);

$N_{\text{еф}}$ - ефективната мощност, пренесена на вала на двигателя чрез работната течност;

$$N_{\text{еф}} = Q_{\text{фд}} \Delta_p \eta_{\text{мех}}, \quad (\text{III-51})$$

където

$\eta_{\text{мех}}$ е механичният к.п.д. на хидродвигателя;

Δ_p — спадът на налягане в хидродвигателя;

$Q_{\text{фд}}$ - фактическият дебит на работна течност през двигателя:

$$Q_{\text{фд}} = Q_{\text{тд}} \eta_{\text{обд}} \quad (\text{III-52})$$

$Q_{\text{тд}}$ е теоретичният дебит на хидродвигателя;

$\eta_{\text{обд}}$ - обемният (хидравличният) к.п.д. на хидродвигателя..

От форм. (III-47), (III-48) и (III-52) следва, че

$$Q_{\text{фд}} = q_d n_d \eta_{\text{обд}} = \frac{\pi d^2}{4} h z m n_d \eta_{\text{обд}}, \quad (\text{III-53})$$

където

d , h и z съответно са диаметърът, ходът и броят на буталата в хидродвигателя;

m - кратността на двигателя;

n_d - честотата на въртене на вала на хидродвигателя.

От форм. (III-50), (III-51) и (III-53) следва

$$M_{\text{еф}} = \frac{\frac{\pi d^2}{4} h z m n_d \eta_{\text{обд}} \Delta_p \eta_{\text{мех}}}{2\pi n_d} = \frac{1}{8} d^2 h z m \Delta_p \eta_0, \quad (\text{III-54})$$

където

$\eta_0 = \eta_{\text{обд}} \eta_{\text{мех}}$ е общият к.п.д. на хидродвигателя.

От анализа на форм. III-54 се вижда, че създаването на високомоментен бутален ротационен двигател е свързано с увеличаване на геометричните параметри d и h , броя на цилиндрите z , кратността m и работното налягане Δ_p на двигателя. Ограниченията, отнасящи се до изброените величини, както и съотношенията между тях се обуславят от предназначението и експлоатационните условия на двигателя. Създаването обаче на компактна хидростатична предавка винаги е свързано с повишаването на налягането на работната течност. Разбира се, в това отношение съществуват ограничения, обусловени

както от вида и конструкцията на, разпределителното устройство на хидродвигателя, така и такива, обусловени от чисто якостните свойства на машиностроителните материали.

Използуваните в хидростатичното задвижване налягания условно се класифицират на:

ниски - до 5 MN/m^2 ,

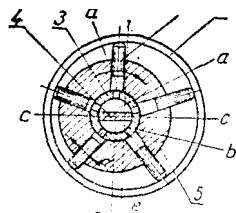
средни - $5\text{—}10 \text{ MN/m}^2$,

високи - $10\text{—}30 \text{ MN/m}^2$ и

свръхвисоки - над 30 MN/m^2 .

При хидростатичното задвижване на рудничните локомотиви се използва средно или високо налягане на работната течност.

а. Радиално-бутални ротационни машини. На фиг. III-43 са показани схемата и принципът на действие на бутална радиална помпа. Буталата 2 (в случая те са пет броя, но могат да бъдат и повече) са поместени в отворите на ротора 5 и с външния си край се опират по цилиндричния пръстен 1, центърът на който е изместен на разстояние e (ексцентрицитет) спрямо центъра на ротора. Всички бутала (плунжери) лежат в една равнина и осите им се пресичат в една точка - центъра на ротора, поради което тези машини се наричат още машини с равнинна кинематика. Буталата имат две движения - едно праволинейно-възвратно (по радиуса на ротора) и едно ротационно. Вследствие на ексцентрицитета при въртене на ротора по часовата стрелка буталата, намиращи се над линията $c\text{—}c$ ще се движат навън (под действието на центробежните сили) и затвореното под тях работно пространство d ще се увеличава, в резултат на което ще се получи засмукване. Щом дадено бутало слезе под линията $c\text{—}c$, цилиндричният пръстен 1 ще го застави да се придвижи отново към центъра на ротора, в резултат на което намиращото се под буталото работно пространство ще започне да намалява, т.е. ще се прояви ефект на стъстяване. В такъв случай пространствата a и b , съответно ще бъдат смукателната и нагнетателната страна на помпата, а неподвижната преграда 4 и запресованата в ротора стулка 3 (с радиални отвори по осите на цилиндрите) ще образуват разпределителното устройство на машината. Всяко бутало има ход $h=2e$.

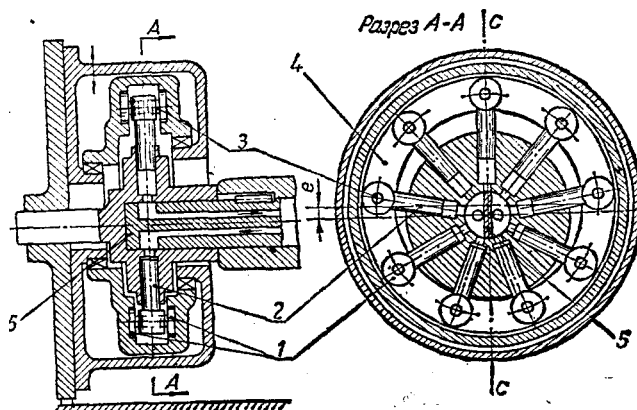


Фиг. III-42. Схема на радиално-бутална помпа

пружини или пък горната част на буталото 2 (вж. фиг. III-43) шарнирно се свързва с напречна ос 3, върху която са укрепени търкалящите се в направляващия жлеб 4 ролки 1. (Показаната на фиг. III-43 машина е с цапфов разпределител 5).

Понякога воденето на буталата по контура на неподвижния пръстен 1 (вж. фиг. III-42) само под действието на центробежните сили е недостатъчно за доброто засмукване на работна течност през разпределителното устройство, затова в такива случаи се прибегва до така нареченото "принудително водене" на буталата. За целта се

употребяват поставени под всяко бутало

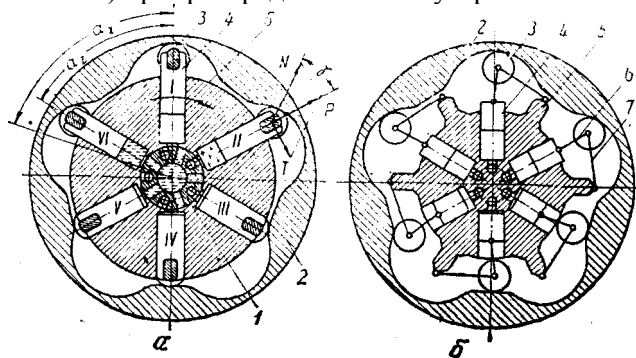


Фиг. III-43. Схема на радиално-бутална хидростатична машина с принудително водене на буталата

На фиг. III-44 е показана конструкцията на регулируема радиално-бутална ротационна помпа с 27 бутала, разпределени равномерно в три реда. В дясната страна на корпуса на помпата 5 е запресована конзолна оста 11, в която са пробити четирите отвора 12, два от които са смукателни и два — нагнетателни. Валът 1 в десния си край чрез шлицева връзка се свързва със съединителния диск 4, а чрез него и с ротора 7. На същия вал е монтирана спомагателната зъбна помпа 2, която осигурява захранването на системата за регулиране производителността на помпата. Радиално в ротора 7 са пробити цилиндрични отвори, в които са поставени буталата 9. Те опират в двата конични отражателни пръстена 8 и имат следните движения: една ротация в равнина, перпендикулярна на вала, друга около собствените им надлъжни оси (вследствие на коничността на отражателния пръстен) и едно праволинейно движение в радиално направление. Пръстените 8 са монтирани във втулката 15, а тя чрез лагерите 3 и 10 е лагерирувана от своя страна във втулката 14, която има възможност за придвижване по плъзгачите 13 наляво и надясно. При това изместване на пръстените 8 се променя ексцентрицитетът e на помпата, а с това се осъществява и регулирането на нейната производителност (вж. форм. III-54). Когато оста на ротора и оста на пръстените съвпадат, ексцентрицитетът и дебитът на помпата се анулират, а когато ексцентрицитетът променя знакът си, смукателната и нагнетателната страна на помпата разменят местата си. Регулирането на ексцентрицитета на помпата (а с това регулирането и на хидростатичното задвижване) може да бъде осъществявано ръчно; чрез следящо хидравлично устройство; чрез електрохидравлично устройство и т. н.

Радиално-буталните ротационни двигатели, използвани в хидростатичното задвижване на рудничните локомотиви, са от категорията на високомоментните хидродвигатели. Те се отличават със своята многоходовост ($m=4$ до 10 работни хода/оборот), с големия брой на работните цилиндри z , който може да достигне до 50—60, и със способността си да развиват големи въртящи моменти при ниска честота на въртене - до 1—2 об/мин.

Принципната схема на многоходов високомоментен хидродвигател е показана на фиг. III-45. Хидродвигателят се състои от ротор (цилиндров блок) 5, в отворите на който са поставени буталата 4. Те са снабдени с ролки 3, които се търкалят по профилирания направляващ пръстен 2. Работната течност постъпва под буталата (т.е. в работните пространства на двигателя) през разпределителното устройство 1.



Фиг. III-45. Принципи схеми на високомоментни многоходови хидродвигатели

В разпределителя са оформени захранващи (напорни) и отвеждащи канали (на фиг. III-45 *a* захранващите канали са означени със знак плюс, а отвеждащите - със знак минус). От разпределителното устройство работната течност постъпва под буталата II и III (фиг. III-45 *a*), чиито ролки се намират върху работния участък на направляващия профил. Понеже в същия момент ролките на буталата V и VI се намират върху неработния участък на направляващия профил работните пространства, затворени под тези бутала, се свързват с отвеждащите канали. От фиг. III-45 се вижда, че между работните участъци на всяка гърбица на направляващия пръстен 2 съществува

преходен участък. При движението на ролките 3 по тези преходни участъци буталата прекратяват движението си в радиално направление и това е моментът, в който се извършва превключването на съответното работно пространство от захранващ към отвеждащ канал или обратно (вж. положението на буталата I и IV от фиг. III-46 а).

При запълването на работните пространства с течност под налягане буталото се изтласква навън и чрез своята ролка опира върху профилирания направляващ пръстен. Поради криволинейността на профила силата на натиска на работната течност върху буталото Р ще обуслови възникването на компонентите N и T, чиято големина е право пропорционална на големината на ъгъла γ .

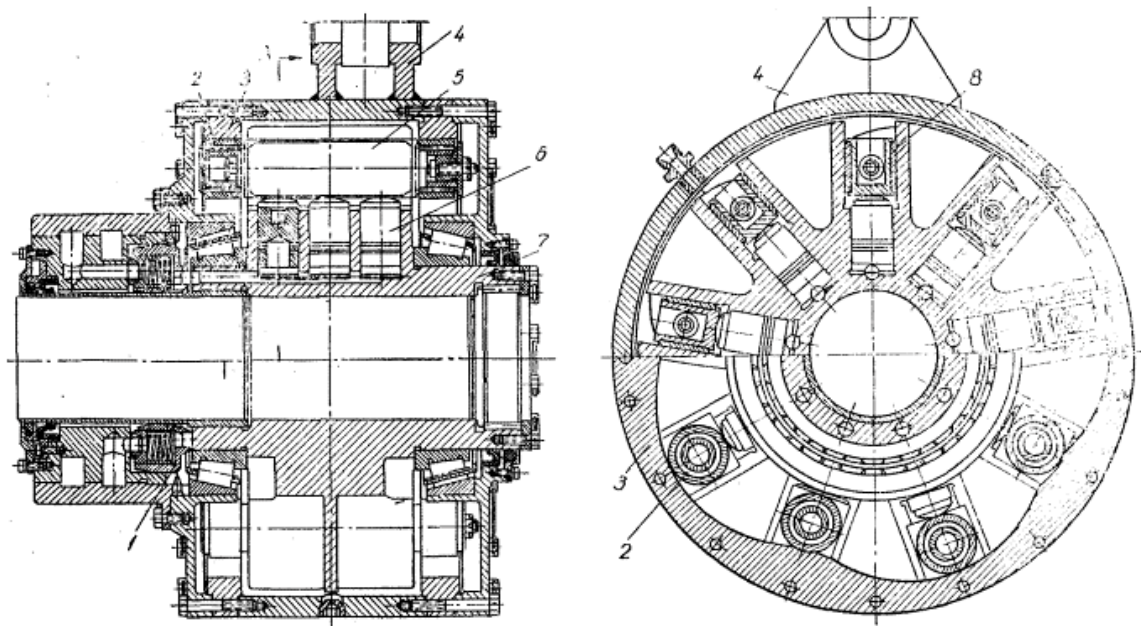
Тангенциалната сила T, възникваща при търкалянето на ролката 3 по гърбиците на направляващия пръстен 2, създава въртящия момент на ротора. Обикновено при радиално-буталните ротационни двигатели направляващият пръстен и разпределителят са укрепени неподвижно, а се върти цилиндровият блок. Ако обаче, се фиксира цилиндровият блок, то ще започне въртенето на профилирания направляващ пръстен и на свързания с него разпределител.

Ако посоката на потока работна течност се измени, т.е. ако се разменят захранващият (напорният) и отвеждащият тръбопроводи роторът на хидродвигателя ще се реверсира. С увеличаване количеството на подаваната в хидродвигателя течност неговата скорост на въртене ще се повишава.

Буталата на високомоментните радиални ротационни хидродвигатели обикновено са равномерно разпределени на няколко реда, поради което тези двигатели се наричат още многоредови.

В разгледаната схема на хидродвигател (вж. фиг. III-45 а) буталата 4 и ролките 3 се преместват едновременно, поради което скоростите и ускоренията им са еднакви. Съществуват обаче и хидродвигатели с по-сложна кинематика. Схемата на такъв двигател е показана на фиг. III-45 б (означенията на частите са същите, както и на фиг. III-45 а, като не са показани кои от каналите на разпределителя са захранващи и кои - отвеждащи). Отличителната особеност на разглеждания хидродвигател се състои в наличието на мотовилката 6 и люлеещият се лост 7, чрез които ролката се свързва съответно с буталото и с корпуса на цилиндровия блок. При такава схема на хидродвигателя ролката и буталото имат различни скорости и ускорения. Тангенциалната сила, се предава от ролката на цилиндровия блок чрез люлеещия лост 7 поради което буталото почти напълно се освобождава от странично натоварване и се осигуряват условия за нормалното му възвратно-постъпателно движение.

При локомотивното хидростатично задвижване хидродвигателят се укрепва непосредствено на водещата колоос, като по този начин валът на колооста се превръща същевременно и във вал на двигателя. При този начин на укрепване на хидродвигателя междинните силови предавки са излишни, поради което задвижването се нарича безредукторно.



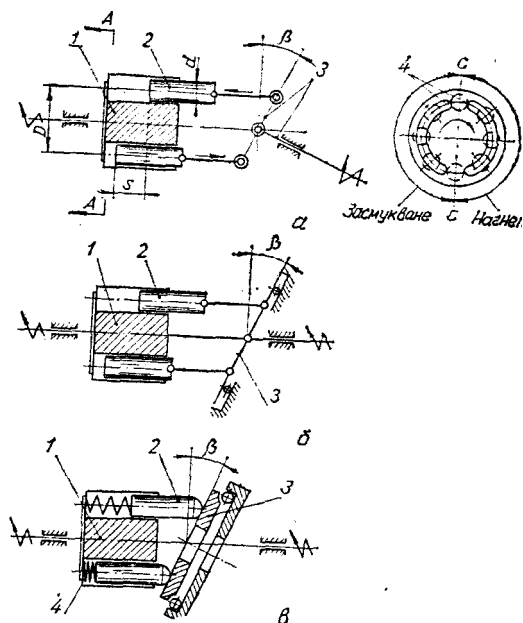
Фиг. III-46. Хидродвигател ГМТ

На фиг. III-46 е показано устройството на съветския триредов радиално-бутален хидродвигател ГМТ, предназначен за задвижването на рудничния акумулаторен локомотив 8АРПГ. Двигателят се характеризира с работен обем $q = 0,0026 \text{ m}^3$; с максимален момент $M_{\text{еф}} = 1570 \text{ Nm}$ при налягане на работната течност 4 MN/m^2 ; максималната честота на въртене $n = 1,15 \text{ s}^{-1}$. Буталата извършват по 5 работни хода за един оборот на ротора.

Разпределителят 1 е челен. Буталата 6 са снабдени с пластмасови уплътнителни пръстени и предават натисковата сила на напречника 5, който чрез снабдените с иглени лагери ролки 2 се опира върху направляващите профили на статора 3. Тангенциалното усилие, възникващо при търкалянето на ролките по направляващите профили, се предава на ротора 7 чрез челната плоскост на напречника 5, който се движи в специално прорязаните в телата на цилиндричните канали. За да се повиши сигурността на работата на двигателя, както и за да се намалят загубите от триене, челните повърхности на напречника 5 се облицоват с пластини 8, изработени от антифрикционен материал. Двигателят се укрепва непосредствено на вала на водещата колоос, като статорът му се фиксира към локомотивната рама чрез ухото 4.

б. Аксиално-бутални ротационни машини. Аксиално-буталните ротационни машини са известни още като машини с пространствена кинематика, тъй като осите на отделните цилиндри са успоредни помежду си и са наредени по окръжност. Тези машини като правило са едноходови (т.е. $m=1$). От радиално-буталните ротационни машини аксиалните се отличават с по-малките си радиални размери, както и с по-малката си маса (при едни и същи работни параметри).

Тъй като в хидростатичното задвижване на рудничните локомотиви машините от този вид се използват само в качеството на помпи с регулируема производителност (дебит), ще разгледаме принципа на действието им именно в помпен режим.



Фиг. III-47 Принципни схеми на аксиално-бутални ротационни помпи

И в трите схеми ъгълът β очевидно определя големината на хода h на буталото.

От форм. III-47 и III-48 следва, че ако помпата е съоръжена с механизъм, който позволява изменението на ъгъл β , същият механизъм ще регулира и дебитът на помпата, тъй като $h=Dtg \beta$.

На фиг. III-48 е показана конструкцията на регулируема аксиално-бутална помпа със сферичен разпределител. Регулирането на дебита на помпата се осъществява чрез завъртането на подвижния корпус 8 около оста М-М.

През последните 10—15 години хидростатичните силови предавки широко се използват в задвижването на съвременните минни дизелови локомотиви. Правени са опити и за прилагането на тези предавки и в задвижването на минните акумулаторни и контактни електролокомотиви. Резултатите от опитите показват, че чрез хидростатичното задвижване се откриват възможности за намаляване вредните (т.е. свързаните с управлението на задвижването) разходи на електроенергия при акумулаторните електролокомотиви, както и възможности за успешно използване на еднофазни асинхронни двигатели за задвижването на контактните локомотиви.

На фиг. III-49 е показана хидравличната схема на снабдения с хидростатична силова предавка съветски минен контактен електролокомотив 10-КР-3. Пускането на локомотива се осъществява при предварително поставен в движение електродвигател (който може да бъде постоянноходен, шунтов или еднофазен променливотоков – кондензаторен, чрез завъртане на ръчката за управление РУ в една или друга посока, с което се избира и посоката на движенията на локомотива. Движението на ръчката за управление се предава чрез механизма за управление МУ на хидроусилвателя ХУ, който завърта цилиндричния блок на регулируемата радиално-аксиална помпа Н (подобна по устройство на тази, показана на фиг. III-48). Всеки хидродвигател е защитен от претоварване чрез предпазен клапан, при задействуването на който работната течност се връща в помпата, без да протича през двигателя.

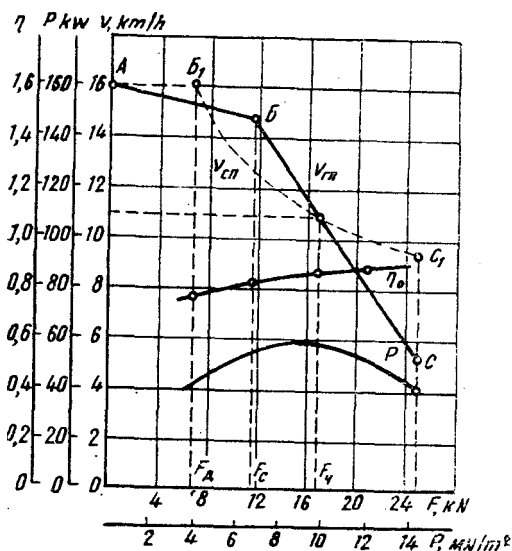
На фиг. III-47 а е показана схемата на аксиално-бутална ротационна помпа с карданен механизъм 3, към който шарнирно са закрепени буталата 2. Те извършват праволинейно-възвратно движение и същевременно въртеливо заедно с цилиндричния блок 1. При това се осъществяват тактовете засмукване и нагнетяване, разграничени от линията с—с. С позиция 4 са означени жлебовете в тялото за смукателната и нагнетателната страна. На фиг. III-47 б е показана схемата на същата помпа, като карданныят механизъм е заменен с наклонен диск 3, лагериран на неподвижна опора и закрепен шарнирно към вала.

На фиг. III-47 в е показана схемата на помпа с наклонен диск 3, който е лагериран на неподвижна опора и няма връзка с вала на цилиндричния блок. Пружините 4 принудително осъществяват контакта на буталата 2 с челната повърхност на диска 3.

сцеплението на колелата й с релсите е нарушено в началния период от потеглянето на локомотива. В такъв случай целият поток на работната течност ще протича през двигателя, чиято колоос е загубила сцеплението си с релсите и скоростта на въртенето на двигателя ще нараства пропорционално на дебита на течността. За да се осигури преодоляването на такива трудни участъци от пътя, схемата от

хидростатичното задвижване трябва да позволява превключването на двигателя в последователно свързване, така че работната течност да приведе във въртене и двата двигателя едновременно.

В тягов режим работата на рудничния контактен електролокомотив с хидростатично задвижване при обемно регулиране скоростта на въртене на хидродвигателите се осъществява в зона, ограничена от две тягови характеристики - АБ и ВС (фиг. III-50). Кривата АБ е естествената характеристика, получавана при максимална производителност на помпата, а кривата ВС представлява изкуствената характеристика, получавана автоматично при въздействието на регулатора на мощността върху регулируемия параметър на помпата.



Фиг. III-50. Тягови хатактеристики на постоянно токов електролокомотив, съоръжен с хидростатична силова предавка

Работата на регулатора на мощността зависи от налягането в хидросистемата (а следователно и от големината на въртящия момент, развиван от хидродвигателите). Въздействайки на регулируемия параметър на помпата, регулаторът на мощността изменя производителността на помпата. Това изменение на производителността в зависимост от налягането на работната течност се извършва по линеен закон. Включването на регулатора на мощността в управлението на хидросистемата осигурява работен режим на главния локомотивен двигател при изменение на теглителната сила на локомотива в широки граници.

Минималната скорост на движение при работа на локомотивното хидростатично задвижване по характеристиката ВС се определя от граничната стойност на коефициента на сцепление ψ , който за руднични условия се приема равен на 0,25.

За сравнение на фиг. III-50 с пунктирна линия е показана тяговата характеристика на локомотив със същото сцепно тегло, задвижван чрез серийни тягови двигатели, работещи съвместно с нерегулируеми зъбни предавки.

Разглеждана като елемент на локомотивното задвижване, хидростатичната предавка се отличава със следните положителни качества:

1. Позволява безстепенно регулиране на скоростта на движение, както и на теглителната сила на локомотива в много широк диапазон (предавателното число може да достигне до 1000).
2. Допуска продължителна и устойчива работа под товар при съвсем ниска честота на въртене, като к.п.д. остава достатъчно висок (този режим, както е известно, е недопустим при хидродинамичната силова предавка поради твърде ниския к.п.д.).
3. Просто регулиране.
4. Осигуряване проста и сигурна защита на двигателя срещу претоварване.
5. Поради високото налягане на работната течност ($100\text{--}350 \cdot 10^5 \text{N/m}^2$) предавката се отличава с компактност и малобабитност. (Масата на хидростатичната силова предавка е с около 15—20% по-малка от тази на механичната предавка, при една и съща големина на предаваната мощност.)
6. Хидравличната обемна предавка позволява реверсирането на задвижването при неизменна посока на въртене на двигателя.

7. Възможност за осъществяване на хидродинамично спиране (при бързоходните локомотиви е необходим специален маслоохладител, който да осигурява бързото разсейване на топлинната енергия, образувана в процеса на спирането).

8. Работата на предавката е безшумна.

Обемните хидравлични предавки имат следните недостатъци:

1. Сравнително малък експлоатационен срок (по-малък от този на зъбните предавки).

2. Намаляващ в процеса на експлоатацията к.п.д.

3. Основните елементи на предавката (помпата и двигателят) са със сложна конструкция и затова са твърде скъпи.

31. ЕЛЕКТРИЧЕСКИ СИЛОВИ ПРЕДАВКИ

Предавките от този вид най-често се използват при дизеловите локомотиви. При тях ролята на преобразувател на момента и на ъгловата скорост в процеса на предаването на енергията от вала на двигателя на валове на водещите колове се изпълнява от електрически машини. Машината, свързана с вала на дизеловия двигател, работи в генераторен режим, а машината, свързана с водещите колове - в двигателен режим.

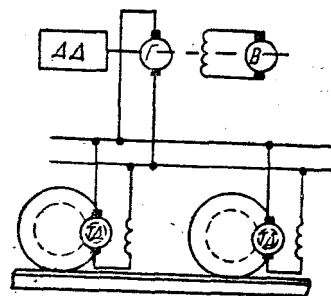
По принцип електрическите предавки могат да бъдат променливотокови, постояннотокови, както и предавки с преобразуватели на тока.

1. *Променливо токови силови предавки.* Общо свойство за предавките от този вид е тяхната прозрачност. При тези предавки се използват синхронни и асинхронни генератори в съчетание със синхронни или асинхронни тягови електродвигатели. И четирите възможни съчетания на тези машини практически водят до право пропорционална зависимост между скоростта на въртене на вала на локомотивния дизелов двигател и тази на водещите колове. Тяговите характеристики на променливотоковата електрическа предавка са аналогични на характеристиките на регулируемата механична силова предавка. Преимущество на електрическата пред механичната регулируема предавка е, че при нея отпада необходимостта от включващи съединители, а процесът на реверсирането на задвижването е значително по-облекчен, тъй като се свежда до простото превключване на две от фазите. При променливотоковата силова предавка преминаването от една скорост на движение на друга се осъществява чрез изменяне броя на полюсите както на двигателя, така и на генератора и следователно броят на степените на предавката (който се определя от броя на възможните превключвания на полюсите) ще бъде също така ограничен, както и при механичната силова предавка. При електрическата предавка преходите от степен на степен могат да бъдат по-плавни, отколкото при превключване на две от фазите. При променливотоковата силова предавка преминаването от една скорост на движение на друга се осъществява чрез изменяне броя на полюсите както на двигателя, така и на генератора и следователно броят на степените на предавката (който се определя от броя на възможните превключвания на полюсите) ще бъде също така ограничен, както и при механичната силова предавка. При електрическата предавка преходите от степен на степен могат да бъдат по-плавни, отколкото при механичната, обаче степента на използване на мощността на дизеловия двигател и при нея остава незадоволителна и практически тя е същата, както и при механичната предавка.

2. *Електрически силови предавки с преобразуватели на честота.* Ако между генератора и двигателя на променливотоковата силова предавка бъде включено звено за плавно преобразуване честотата на тока, то също се превръща в звено, осигуряващо непрозрачността на цялата предавка.

Най-перспективни са предавките, състоящи

се от променливотоков генератор, статичен токоизправител (особено подходящи за случая са статичните токоизправители с управляеми силициеви вентили) и постояннотокови двигатели. Локомотиви с



Фиг. III-51. Принципна схема на електрическа, постояннотокова силова предавка:
ДД-дизелов двигател; Г-генератор на постоянен ток;
В-възбудителка на генератора; ТД-тягови електродвигатели (постояннотокови)

такъв вид електрическа предавка вече са създадени (това са магистрални локомотиви) и се намират в пробна експлоатация.

Във всички случаи преобразувателят на честотата на тока, който в същност е междинно звено, преработващо пълната мощност на локомотивното задвижване, изисква допълнително място за монтаж, увеличава масата и стойността на локомотива и намалява общия к.п.д. на задвижването му.

3. *Постояннотокови силови предавки.* Тези предавки се състоят от постояннотокови генератор и тягови електродвигатели. Ролята на звено, преобразуващо честотата на тока, се изпълнява от колекторите на генератора и двигателите. Постояннотоковите силови предавки имат две звена на непрозрачност (двата последователно съединени колектора) и при съответно регулиране на възбуждането на машините са свършено непрозрачни. Принципната схема на предавката е показана на фиг. III-51.

При плавно регулиране на възбуждането на генератора може да бъде осигурено плавно управление на предавката (а следователно и на задвижването) в целия работен диапазон.

Окачването на тяговите електродвигатели като правило е опорно-осово, като кинематичната връзка между вала на двигателя и вала на водещата колоос се осъществява чрез нерегулируема зъбна предавка.

Най-подходящи за постояннотоковите силови предавки са се оказали серийните тягови двигатели.

Основните преимущества на постояннотоковите силови предавки са:

1. Липсата на кинематична връзка между вала на дизеловия двигател и водещите колооси на локомотива и като следствие пълна свобода при разместването на силовото обзавеждане при конструиране на локомотива.
2. Възможност за плавно регулиране на теглителната сила и скоростта на движение на локомотива в целия работен диапазон.
3. Възможност за осигуряване на високи стойности на к.п.д. на силовата предавка и дизеловия двигател в целия работен диапазон.
4. Висока степен на използване на мощността на дизеловия двигател в целия работен диапазон.
5. Минимални загуби в предавката в процеса на ускоряването на влака.
6. Отпада необходимостта от използване на включващи съединители и междинни скоростни кутии.
7. Възможност за осъществяване на електродинамично (реостатно) спиране с прости средства.
8. Притежават голяма експлоатационна сигурност и дълготрайност. Основните недостатъци на постояннотоковите силови предавки са:

1. По-висока стойност и по-голяма маса в сравнение с механичните и хидравличните предавки, което е особено силно изразено при маломощните задвижвания.
2. Изискват значителен разход на цветни метали и висококачествени стомани за изработването им.

Постояннотоковата силова предавка намира най-широко приложение в задвижването

на дизеловите локомотиви, като мощностите, за които се използва, обхващат диапазона от 220 до 4400 kW.

32. ХИДРОМЕХАНИЧНИ СИЛОВИ ПРЕДАВКИ

Хидромеханичните силови предавки се отнасят към категорията на комбиниранието силови предавки и представляват съчетание от един или повече хидродинамични апарати (турбосъединители и обикновени или комбинирани турботрансформатори) и механична предавка, която от своя страна може да бъде регулируема или нерегулируема.

Хидродинамичните силови предавки намират широко приложение в дизеловото локомотивно задвижване, тъй като разширяват скоростния диапазон, в който турботрансформаторът работи при достатъчно висок к.п.д. и осигуряват поддържането на почти постоянна големина на к.п.д. на цялата предавка. Някои от хидромеханичните предавки (двупоточните) притежават общ к.п.д., който е по-висок от к.п.д. на съдържащите се в предавката хидродинамични апарати.

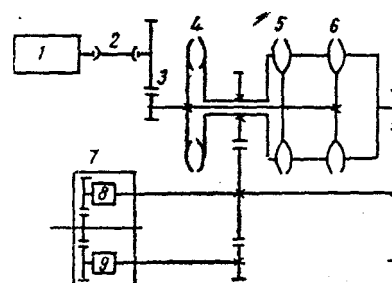
Хидромеханичните силови предавки са едноточни и двупоточни според начина, по който предават двигателната мощност към водимия вал. При двупоточните едната част от двигателната мощност се предава на водимия вал чрез механичната предавка, а другата част - чрез хидродинамичния апарат (турбосъединител или турботрансформатор). Доколкото през хидродинамичния апарат не се предава пълната мощност, то загубите в него са по-малки по абсолютна стойност, отколкото при едноточната предавка и затова общият к.п.д. на двупоточната предавка се повишава.

Изменението на предавателното число на хидромеханичните силови предавки може да се осъществява плавно или на степени. В последния случай включването на отделните степени става или чрез последователното задействане на различни по вид и параметри хидродинамични апарати (механичната предавка е нерегулируема), или чрез включване в работа на различни двойки зъбни колела от регулируемата механична предавка при постоянни параметри на хидродинамичния апарат.

а. Многоскоростна хидромеханична предавка с хидродинамично включване на степените.

Предавките от този тип, използвани в съвременните дизелови локомотиви, обикновено се състоят от три турботрансформатора или от два турботрансформатора и един турбосъединител. За по-малки мощности (до 220 kW) хидродинамичните апарати могат да бъдат само два.

Като пример на фиг. III-52 е приведена принципната схема на трициркуляционна хидромеханична предавка, разработена от съветския институт ВНИТИ за използване



Фиг. III-52. Принципна схема на универсална трициркуляционна хидравлична силова предавка:

1-дизелов двигател; 2-карданен вал; 3-повишаваща зъбна предавка; 4-турбосъединител; 5-маршрутен турботрансформатор; 6-пусков турботрансформатор; 7-реверсор; 8, 9-триещи съединители за преден и заден ход

в дизеловите локомотиви ТГМ-3А (с мощност 550 kW).

За поддържането на възможно най-високи стойности на к.п.д. в целия работен диапазон на предавката преходът от една нейна степен на друга се осъществява в следната последователност: при потегляне с работна течност се запълва само пусковият турботрансформатор 6 (фиг. III-52), като теглителната сила на локомотива ще се изменя в съответствие с кривата 1-2 (вж. фиг. III-53), а к.п.д. на задвижването - по кривата О-а; при движение със средни скорости се използва маршрутният турботрансформатор 5,

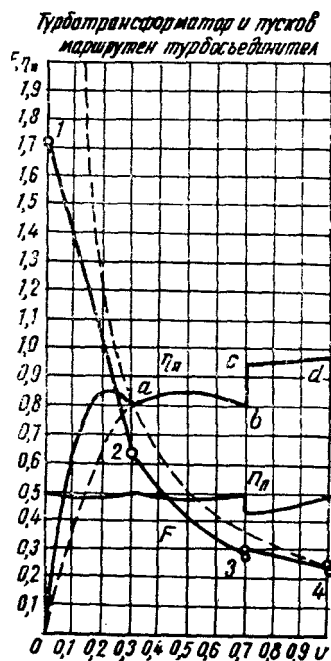
който се включва в работа (чрез запълване с работна течност), след като пусковият турботрансформатор 6 бъде изпразнен. На фиг. III-53 моментът на включването на маршрутния турботрансформатор се характеризира с точка а, която съответствува на еднакви по стойност к.п.д. на двата турботрансформатора; турбосъединителят 4 се включва при най-леки условия на движението. На фиг. III-53 включването на този хидродинамичен апарат в работа (което се предхожда от изпразването на маршрутния трансформатор от работната му течност) се характеризира от точка в, а измененията на к.п.д. и теглителната сила на локомотивното задвижване - съответно чрез кривите $c-d$ и 3—4.

При плавното изпразване и запълване на поредните хидродинамични звена на предавката превключването на нейните степен и се осъществява без спадане на теглителната сила до нула. Самото превключване на хидродинамичните апарати може да бъде автоматизирано в зависимост от скоростта чрез електромагнитни или електрохидравлични устройства.

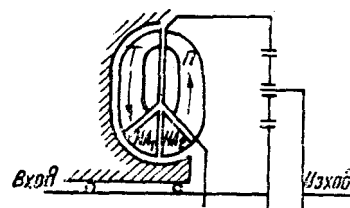
От фиг. III-53 се вижда, че тяговата характеристика на задвижването (кривата 1—2—3—4) добре апроксимира към теоретичната крива на постоянната мощност (кривата, показана с пунктирна линия). Това условие, допълнено с високите и изменящи се в тесни граници стойности на к.п.д. (О—а—b—c—d), осигурява постоянен работен режим на дизеловия двигател и пълно използване на неговата мощност. Общият к.п.д. на предавката е 0,73—0,80.

На фиг. III-54 е показана принципната схема на хидромеханична силова предавка, хидродинамичното превключване на степените на която се осъществява посредством комплексен турботрансформатор с два направляващи апарата. Тук предаването на мощността се осъществява в два потока: чрез слънчевото колело на планетната механична предавка - направо на оста на планетното зъбно колело и чрез турботрансформатора и венеца на оста на планетното колело.

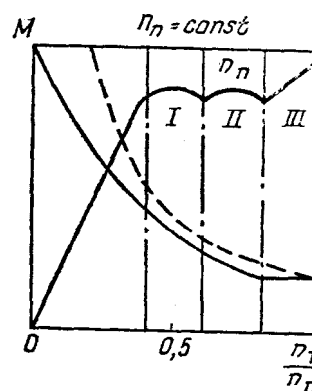
Комплексният турботрансформатор работи като турботрансформатор при скорост на турбинното колело $n_t < 0,6 n_n$. При това двата направляващи апарата HA_1 и HA_2 са неподвижни, тъй като са заклинени с неподвижния корпус на турботрансформатора чрез съединители за свободен ход (режим I на фиг. III-55). Когато скоростта на въртене на турбинното колело достигне стойност $n_t \approx 0,6 n_n$, (n_n е скоростта на въртене на помпеното колело), скоростта на напускащата турбинното колело течност получава посока съвпадаща с направлението на лопатките на направляващия апарат HA_1 в резултат на което натискът върху пружините на съединителя за свободен ход отслабва, те се освобождават и предизвикват зацепването на направляващия апарат към турбинното колело Т (режим II на фиг. III-55). При $n_t \approx 0,82 n_n$, посоката на течността, напускаща обединението с HA_1 турбинно колело съвпада с направлението на лопатките на направляващия апарат HA_2 , натискът върху пружините на неговия съединител за свободен ход отслабва и в резултат той се свързва с помпеното колело П и започва да се върти едновременно с него - комплексният турботрансформатор се превръща в турбосъединител (режим III от фиг. III-55). Подобна хидромеханична силова предавка се използва в съветските дизелови локомотиви ТГМЗ. В реалната предавка са предвидени два режима - маневрен ($v_{max} = 30 \text{ km/h}$) и влаков ($v_{max} = 60 \text{ km/h}$). Предавката съдържа 32 зъбни колела и 5 карданни съединения. К.п.д. на комплексния турботрансформатор при режим I е $\eta_{max} = 0,87$, в режим II - $\eta_{max} = 0,89$ и в режим III - $\eta_{max} = 0,93$. Общият к.п.д. на хидромеханичната предавка варира в границите: $\eta \approx 0,73—0,75$.



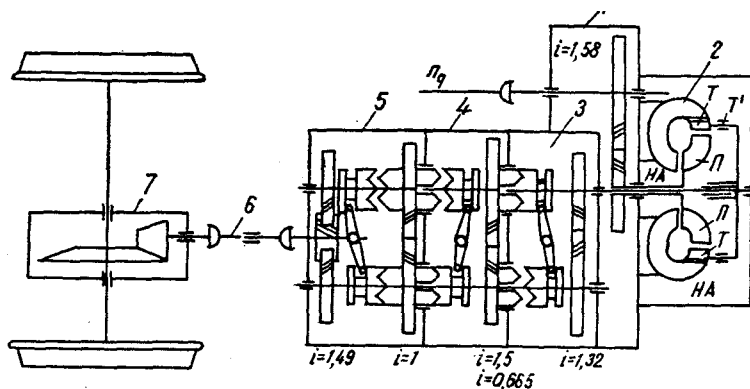
Фиг. III-53. Характеристики на дизелов локомотив с универсална хидродинамична силова предавка



Фиг. III-54. Схема на комбинирана хидродинамична силова предавка с два направляващи апарата в турботрансформатори



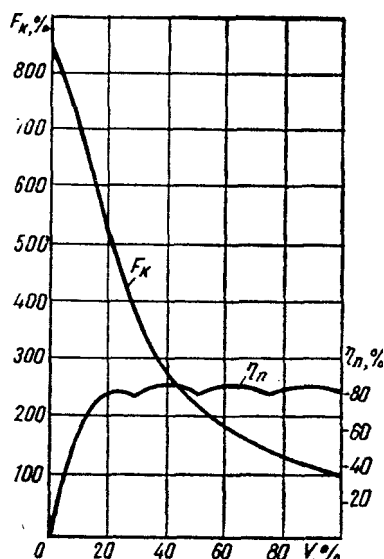
Фиг. III-55. Характеристики на комбинирана хидродинамична силова предавка



Фиг. III-56. Хидромеханична силова предавка "Майбах-Мекидро"

б. Многоскоростна хидромеханична предавка с механично превключване на степените. Типичен представител на предавките от този вид е предавката „Майбах-Мекидро“, кинематичната схема на която е показана на фиг. III-56. Тя се състои от повишаваща двойка зъбни колела 1, турботрансформатор 2 и скоростна кутия със степени 3, 4 и 5. Особеност на турботрансформатора е, че турбинният му ротор допуска осово изместване. В момента на превключване на степените на механичната предавка работните лопатки на турбинното колело Т се изтласкват от налягането на работната течност вън от кръга на нейната циркулация и на тяхно място се въвежда турбинното колело Т', чиито лопатки са така разположени, че създават малък по стойност обратен момент. Затова турбинният ротор действа и като главен съединител, и като синхронизатор, облекчаващ включването на юмручните съединители на отделните степени.

Регулируемата механична предавка (скоростната кутия) се състои от три двойки зъбни



Фиг. III-57. Тягова характеристика на дизелов локомотив, съоръжен със силова предавка „Майбах-Мекидро“

максимална скорост на движение 16 km/h и максимално теглително усилие при потегляне - 50 000 N.

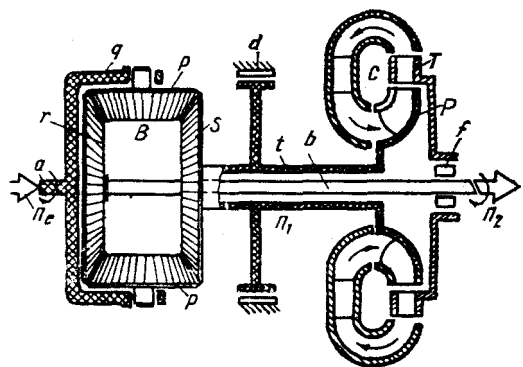
Кинематичната схема на предавката е показана на фиг. III-58. Мощността на двигателя се разделя на два потока: на хидравличен, преминаващ през турботрансформатора, и на механичен, преминаващ през зъбните колела на диференциалния механизъм с постоянно изменящо се предавателно число. Двигателят привежда във въртене укрепената на вала a ролка q , следователно и колелата p на диференциалния механизъм B . Тези колела разделят мощността на двигателя между двете слънчеви колела r и S на равни части или в друго постоянно отношение. Колелото S е свързано с помпеното колело P на турботрансформатора C чрез кухия вал t . Слънчевото колело r е укрепено неподвижно към

водимия вал b , на който предава без изменение въртящ момент. Турбинното колело T на турботрансформатора е свързано с вала b посредством соединителя за свободен ход f по такъв начин, че валът може да бъде приведен във въртене от турбинното колело, докато обратното е невъзможно. По такъв начин соединителят за свободен ход осъществява сумирането върху водимия вал на двата потока мощност.

При потегляне на локомотива планетните колела p се търкалят по слънчевото колело r , което заедно с вала b е неподвижно ($n_2=0$), като по този начин привеждат във въртене слънчевото колело S и свързаното с него помпено колело P на турботрансформатора. Тъй като въртящият момент, изразходван от помпеното колело, се увеличава пропорционално на квадрата на скоростта на въртене (в случая това е скоростта на въртене на дизеловия двигател), двигателят ще се натовари до такава степен, че независимо от пълното подаване на гориво да запази сравнително ниска скорост на въртене и ако предавката е оразмерена по такъв начин, че тази понижена скорост да възлиза на 50 - 60% от пълната скорост на дизеловия двигател, той ще развива максималния си въртящ момент.

колела, които са постоянно зацепени и които в различни комбинации създават четири степени в изменението на общото предавателно число. Предаването на въртящия момент от изходния вал на механичната предавка до вала на задвижващата колоос се осъществява чрез карданныя вал b и едностепенния коничен редуктор 7 . Тяговата характеристика на дизеловия локомотив, съоръжен с предавка „Майбах-Мекидро“, е показана на фиг. III-57. Предавките от този вид намират приложение при маневрените дизелови локомотиви с мощност 150—750 kW.

в. Хидромеханична силова предавка с безстепенно изменение на предавателното число. Към предавките от този вид се отнасят предавката „Дива“, произвеждана от фирмата „Фойт“ за руднични дизелови локомотиви с мощност до 75 kW, максимална маса 15 Mg,



Фиг. III-58. Схема на хидромеханична силова предавка „Фойт“

При ускоряването на локомотива предавателното отношение $\frac{n_1}{n_2}$ намалява вследствие нарастването на n_2 като едновременно с него намалява и делът на предаваната чрез турботрансформатора мощност. В резултат общият к.п.д. на предавката се повишава в сравнение с к.п.д. на отделния турботрансформатор и достига до 94%.